



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA
DE MÉXICO

PROGRAMA DE MAESTRÍA Y DOCTORADO EN
INGENIERÍA

DISEÑO, CONSTRUCCIÓN, INSTRUMENTACIÓN Y
CONTROL DE UN REFRIGERADOR SOLAR
TERMOQUÍMICO

T E S I S

QUE PARA OBTENER EL TÍTULO DE:

MAESTRO EN INGENIERÍA
EN ENERGÍA - FOTOTÉRMICA

P R E S E N T A:

MARTÍNEZ TEJEDA FRANCISCO CHRISTIAN



Centro de Investigación
en Energía

DIRECTOR DE TESIS:
Dr. ISAAC PILATOWSKY FIGUEROA

(2012)



Universidad Nacional
Autónoma de México

Dirección General de Bibliotecas de la UNAM

Biblioteca Central



UNAM – Dirección General de Bibliotecas
Tesis Digitales
Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS ©
PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

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

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

JURADO ASIGNADO:

Presidente: Dr. Gustavo Urquiza Beltrán
Secretario: Dr. Isaac Pilatowsky Figueroa
Vocal: Dr. Wilfrido Rivera Gómez-Franco
1er. Suplente: Dr. Rosenberg Javier Romero Domínguez
2do. Suplente: Dr. Octavio García Valladares

Lugar donde se realizó la tesis:

**Centro de Investigación en Energía de la Universidad Nacional Autónoma
de México.**

TUTOR DE TESIS:

Dr. Isaac Pilatowsky Figueroa

FIRMA

DEDICATORIAS

Con mucho cariño y amor a mis padres Rosa Praxedis Tejeda Morales y Saturnino Martínez Pérez por su amor incondicional y por su apoyo en los momentos difíciles, les agradezco que siempre hayan estado a mi lado alentándome a continuar mis estudios.

A mis hermanos Juan Carlos, Bardo Iván, y Yair por sus consejos, por sus deseos y sobre todo por la convivencia que desde muy niños hemos disfrutado.

A mis amigos por todo su apoyo y comprensión.

A dios por darme la dicha de tener una familia y darme la fuerza para seguir con todos mis sueños.

AGRADECIMIENTOS

Al Centro de Investigación en Energía de la Universidad Nacional Autónoma de México por darme la oportunidad de pertenecer y realizar mis estudios de posgrado en esta gran institución.

En especial a mi asesor de tesis el Dr. Isaac Pilatowsky Figueroa por todo su apoyo, dirección y consejos que fueron parte importante para la realización del proyecto.

Al Dr. Víctor Hugo Gómez Espinoza por su apoyo técnico y asesoría.

A mi comité tutorial conformado por el Dr. Octavio García Valladares, Wilfrido Rivera Gómez-Franco, Rosenberg Javier Romero Domínguez y Gustavo Urquiza Beltrán por sus consejos y observaciones.

Al European Academy of Bozen/Bolzano (EURAC), en especial a la Dr. Patrizia Noria Melograno por su aportación y apoyo para la realización de este proyecto.

Al Centro Tecnológico CARTIF, en especial al Luis Ángel Bujedo Nieto y Álvaro Corredera Cano por su colaboración en este proyecto.

ÍNDICE GENERAL

| | |
|---------------------------------|-----------|
| PRESENTACIÓN | I |
| LISTA DE FIGURAS, TABLAS | II |
| NOMENCLATURA | V |

CAPÍTULO I INTRODUCCIÓN

| | |
|-----------------------------|---|
| 1.1 Antecedentes | 1 |
| 1.2 Objetivos | 3 |
| 1.2.1 Objetivo general | 3 |
| 1.2.2 Objetivos específicos | 3 |
| 1.3 Metodología | 4 |

CAPÍTULO II REFRIGERACIÓN

| | |
|--|----|
| 2.1 Principios termodinámicos de la refrigeración | 5 |
| 2.1.1 Máquina frigorífica | 5 |
| 2.1.2 Procesos y ciclos termodinámicos | 5 |
| 2.1.3 Descripción del ciclo de Carnot y su aplicación | 7 |
| 2.1.3.1 El ciclo de carnot | 7 |
| 2.1.4 Coeficiente de operación | 8 |
| 2.2 Procesos de producción de frío | 9 |
| 2.2.1 Definición de frío | 9 |
| 2.2.2 Introducción | 9 |
| 2.2.3 Producción de frío | 10 |
| 2.3 Métodos de producción de frío | 10 |
| 2.3.1 Disolución de solutos en solventes | 10 |
| 2.3.2 Fusión de un sólido | 10 |
| 2.3.3 Vaporización de un líquido | 11 |
| 2.3.4 Refrigerante | 11 |
| 2.3.5 Condiciones mínimas | 11 |
| 2.3.6 Propiedades | 12 |
| 2.3.7 Efecto refrigerante | 14 |
| 2.3.8 Sublimación | 15 |
| 2.3.9 Efecto Peltier | 15 |
| 2.4 Ciclos de refrigeración basados en el principio de la vaporización de un líquido | 16 |
| 2.4.1 Sistemas de compresión | 16 |
| 2.4.2 Sistemas de eyección de vapor | 17 |
| 2.4.3 Sistemas de sorción | 18 |
| 2.5 Sistemas de absorción líquido-gas (l-g) | 19 |
| 2.5.1 Ciclo continuo | 20 |
| 2.5.2 Mezclas líquido-gas | 22 |

| | | |
|-------|--|----|
| 2.6 | Sistemas de producción de frío utilizando energía termosolar | 23 |
| 2.6.1 | Dispositivos de conversión de la energía solar | 23 |
| 2.6.2 | Sistemas de absorción líquido-gas más usados | 25 |
| 2.7 | Sistemas de adsorción sólido-gas | 27 |
| 2.7.1 | Descripción del ciclo de refrigeración por adsorción | 27 |
| 2.7.2 | Análisis comparativo de diferentes sistemas de refrigeración solar por adsorción | 29 |
| 2.8 | Sistemas de absorción sólido-gas | 29 |
| 2.8.1 | Ciclo de refrigeración | 30 |
| 2.9 | Selección del ciclo termodinámico y método de producción de frío | 31 |

CAPÍTULO III TERMODINÁMICA DEL SISTEMA DE ABSORCIÓN SÓLIDO – GAS

| | | |
|-------|---|----|
| 3.1 | Introducción | 32 |
| 3.2 | Descripción del ciclo | 33 |
| 3.3 | Reacciones sólido-gas | 34 |
| 3.4 | Particularidades de los sistemas basados en la termicidad de las reacciones de absorbentes sólidos y el amoníaco (NH ₃) | 36 |
| 3.5 | Propiedades termodinámicas de diferentes reacciones sólido-gas | 38 |
| 3.6 | Balance de energía en los sistemas de absorción sólido-gas | 39 |
| 3.6.1 | Balance de energía | 39 |
| 3.7 | Método de cálculo | 41 |
| 3.7.1 | Cálculos estequiométricos | 41 |
| 3.7.2 | Potencia frigorífica específica del refrigerante | 42 |
| 3.7.3 | Potencia frigorífica por unidad de masa de absorbente sólido | 42 |
| 3.7.4 | Calor de disociación | 42 |
| 3.7.5 | Calor de condensación | 43 |
| 3.7.6 | Calor de evaporación | 43 |
| 3.7.7 | Calor de absorción | 43 |
| 3.7.8 | Rendimiento de Carnot | 44 |
| 3.7.9 | Rendimiento térmico | 44 |
| 3.8 | Particularidades del sistema sólido-gas, BaCl ₂ -NH ₃ | 45 |
| 3.8.1 | Propiedades física del amoníaco (NH ₃) | 45 |
| 3.8.2 | Límites de operación | 45 |
| 3.8.3 | Descripción del sistema | 46 |
| 3.8.4 | Información termodinámica | 46 |
| 3.8.5 | Presiones de equilibrio | 46 |
| 3.8.6 | Calculo de la eficiencia teórica | 46 |
| 3.8.7 | Calores de reacción | 47 |
| 3.8.8 | Calores específicos | 48 |
| 3.8.9 | Balance de energía y eficiencia | 49 |

CAPÍTULO IV DISEÑO, CONSTRUCCIÓN, INSTRUMENTACIÓN Y CONTROL

| | | |
|----------|---|----|
| 4.1 | Diseño | 50 |
| 4.1.1 | Condiciones climática | 50 |
| 4.1.2 | Condiciones de operación | 50 |
| 4.1.3 | Integración de los componentes del sistema de refrigeración termoquímica | 50 |
| 4.1.4 | Descripción y principio de funcionamiento | 52 |
| 4.1.5 | Descripción de los diferentes procesos | 53 |
| 4.1.5.1 | Deshidratación del $\text{BaCl}_2 \cdot 2\text{H}_2\text{O}$ | 53 |
| 4.1.5.2 | Síntesis del compuesto $\text{BaCl}_2 \cdot 8\text{NH}_3$ | 55 |
| 4.1.5.3 | Reacción de síntesis | 55 |
| 4.1.6 | Ciclo de refrigeración | 57 |
| 4.1.6.1 | Proceso de generación, condensación y almacenamiento de amoniaco | 57 |
| 4.1.6.2 | Proceso de evaporación-absorción | 59 |
| 4.1.7 | Circuitos auxiliares | 63 |
| 4.1.7.1 | Circuito de calentamiento | 63 |
| 4.1.7.2 | Circuito de disipación de calor | 65 |
| 4.1.8 | Integración a escala real de los componentes que conforman el sistema de refrigeración termoquímico | 67 |
| 4.1.9 | Selección del refrigerante | 67 |
| 4.1.10 | Propiedades del absorbente | 68 |
| 4.1.11 | Descripción del diseño de componentes | 68 |
| 4.1.11.1 | Sistema de refrigeración: Reactor termoquímico | 68 |
| 4.1.11.2 | Condensador | 69 |
| 4.1.11.3 | Recipientes de condensados | 70 |
| 4.1.11.4 | Evaporador | 70 |
| 4.1.11.5 | Válvula de expansión | 71 |
| 4.1.12 | Subsistema de calentamiento | 71 |
| 4.1.12.1 | Subsistema de calentamiento solar sin almacenamiento | 72 |
| 4.1.12.2 | Subsistema de calentamiento solar con almacenamiento | 72 |
| 4.1.12.3 | Subsistema de calentamiento auxiliar (convencional) | 73 |
| 4.1.12.4 | Disipación de calor | 74 |
| 4.1.12.5 | Subsistema de formación de hielo | 75 |
| 4.1.12.6 | Potencia frigorífica del sistema de refrigeración | 76 |
| 4.2 | Construcción de componentes | 76 |
| 4.2.1 | Reactor solar termoquímico (RST) | 76 |
| 4.2.2 | Condensador | 77 |
| 4.2.3 | Recipiente de condensados | 78 |
| 4.2.4 | Evaporador | 78 |
| 4.2.5 | Adquisición de equipos auxiliares | 79 |

| | |
|--|-----|
| 4.3 Instrumentación | 80 |
| 4.3.1 Concepto | 80 |
| 4.3.2 Introducción | 80 |
| 4.3.3 Sensores operacionales | 80 |
| 4.3.4 Concepto de sensor | 80 |
| 4.3.5 Sensores de temperatura | 80 |
| 4.3.6 Sensores de presión | 81 |
| 4.3.7 Sensores de flujo | 82 |
| 4.3.7.1 Medición de flujo | 82 |
| 4.3.7.2 Medidores volumétricos | 83 |
| 4.3.8 Sensores climáticos | 84 |
| 4.3.8.1 Sensor de temperatura ambiente (termistor) | 84 |
| 4.3.8.2 Sensor de radiación solar (Piranómetro) | 84 |
| 4.3.8.3 Componentes principales de un piranómetro | 84 |
| 4.3.8.4 Definición del tipo de instrumentación | 86 |
| 4.3.8.5 Sensor de medición de temperatura | 86 |
| 4.3.8.6 Sensor de medición de presión | 86 |
| 4.3.8.7 Sensor de medición de flujo | 86 |
| 4.3.8.8 Sensor de medición de nivel | 87 |
| 4.3.8.9 Adquisición de datos | 87 |
| 4.3.9 Calibración | 88 |
| 4.3.9.1 Concepto | 88 |
| 4.3.9.2 Calibración de sensores de temperatura | 88 |
| 4.3.9.3 Calibración de sensores de presión | 89 |
| 4.4 Control | 90 |
| 4.4.1 Definición | 90 |
| 4.4.2 Circuito de control del calentamiento de los captadores solares | 92 |
| 4.4.3 Circuito de control del calentamiento solar con almacenamiento | 94 |
| 4.4.4 Circuito de control de la desorción , calentamiento directo y enfriamiento del sistema de refrigeración termoquímico | 96 |
| 4.4.5 Circuito de control del proceso de desorción desde el calentamiento auxiliar | 98 |
| 4.4.6 Circuito de control del proceso de desorción desde el almacenamiento solar | 100 |
| 4.4.7 Circuito de control para el proceso de absorción | 102 |
| 4.4.8 Configuración de control de seguridad | 104 |
| 4.5 Descripción de la reseña fotográfica | 106 |
| 4.5.1 Descripción del prototipo del sistema de refrigeración termoquímico | 106 |
| 4.5.2 Campo de colectores solares | 107 |
| 4.5.3 Tanque de almacenamiento de agua caliente | 107 |
| 4.5.4 Subsistema de calentamiento auxiliar | 108 |
| 4.5.5 Subsistema de disipación de calor | 108 |
| 4.5.6 Subsistema de enfriamiento secundario | 109 |

| | |
|---|------------|
| 4.6 Verificación de los parámetros operacionales | 110 |
| 4.6.1 Sistema de refrigeración | 110 |
| 4.6.1.1 Suministro del cloruro de bario di-hidratado y pruebas de presión | 110 |
| 4.6.1.2 Deshidratación del cloruro de bario | 110 |
| 4.6.1.3 Subsistema de calentamiento solar | 111 |
| 4.6.1.4 Subsistema de calentamiento auxiliar | 111 |
| 4.6.1.5 Subsistema de disipación de calor | 111 |
| 4.6.1.6 Subsistema de formación de hielo | 111 |
| CONCLUSIONES | 112 |
| ANEXOS | 114 |
| BIBLIOGRAFIA | 165 |

PRESENTACIÓN

El presente trabajo tiene como objetivo principal, el diseño, construcción, instrumentación y control de un refrigerador solar termoquímico para la producción de hielo. Está dividido en cuatro capítulos, con los siguientes contenidos:

En el Capítulo I se presenta una breve reseña de la problemática que existe en producir frío, además la justificación del porque producir frío a través de fuentes térmicas, principalmente de origen renovables como la solar. Se establecen el objetivo general y los específicos.

En el Capítulo II se describen los principios básicos de la refrigeración y se presentan los principios generales de los métodos de producción de frío más utilizados.

En el Capítulo III Se describen las características principales, la termodinámica, el ciclo de refrigeración, los balances de energía, la eficiencia termodinámica y los límites de operación del sistema de enfriamiento por absorción sólido-gas que caracteriza la refrigeración termoquímica.

En el Capítulo IV se describe el diseño, construcción, instrumentación y control de cada uno de sus componentes y de los diferentes subsistemas: calentamiento solar y convencional, disipación de calor (condensación, absorción), y de enfriamiento secundario. Se describen las diferentes configuraciones de funcionamiento, la integración de los diferentes subsistemas componentes, la definición de la estrategia de instrumentación y control. Adicionalmente el diseño e implantación del programa de adquisición y manejo automático de datos.

Finalmente se presentan las conclusiones generales de este trabajo, los anexos correspondientes y la bibliografía utilizada.

LISTA DE FIGURAS Y TABLAS

FIGURAS

- Fig. 2.1 Diagrama esquemático de una máquina de refrigeración
- Fig. 2.2 Ciclo de refrigeración en un diagrama T-S
- Fig. 2.3 Esquema representativo de como el evaporador (2) extrae calor del medio a enfriar (1) el cual está térmicamente aislado
- Fig. 2.4 Los contactos impares se enfrían por efecto Peltier. El calor es transferido a los contactos pares que se calientan
- Fig. 2.5 Sistema de compresión de vapor
- Fig. 2.6 Sistema de eyección
- Fig. 2.7 a) Sistema de absorción líquido-gas. b) Sistema de adsorción sólido-gas
- Fig. 2.8 Ciclo básico de refrigeración por absorción l-g en funcionamiento continuo
- Fig. 2.9 Ciclo de refrigeración con funcionamiento continuo
- Fig. 2.10 Organigrama de los diferentes métodos de producir frío por vía solar
- Fig. 2.11 Esquema de una unidad de refrigeración por adsorción con ciclo intermitente
- Fig. 2.12 Ciclo termodinámico de refrigeración por adsorción
- Fig. 2.13 Representación esquemática de los componentes de un sistema de refrigeración por absorción sólido-gas
- Fig. 3.1 Condiciones de operación de un ciclo termodinámico para un sistema de refrigeración por absorción sólido-gas en un diagrama de equilibrio
- Fig. 3.2 Diagrama de Clausius-Clapeyron, para el sistema sólido-gas de una sola reacción
- Fig. 3.3 Isotermas de absorción en diagramas presión-concentración (P-X) para sistemas sólido-gas (a) y para sistemas líquido-gas (b)
- Fig. 3.4 Balance de energía en el sistema
- Fig. 4.1 Diagrama esquemático general de los circuitos hidráulicos del sistema de refrigeración termoquímica
- Fig. 4.2 Circuito hidráulico, correspondiente a la deshidratación del cloruro de bario di-hidratado
- Fig. 4.3 Circuito hidráulico para la síntesis del octa-amoniato: circuito de suministro de amoniaco
- Fig. 4.4 Circuito hidráulico para el proceso de generación-condensación y almacenamiento de amoniaco
- Fig. 4.5 Circuito hidráulico para el proceso de evaporación-absorción
- Fig. 4.6 Circuito hidráulico para el enfriamiento de la salmuera
- Fig. 4.7 Circuito hidráulico del fluido de calentamiento
- Fig. 4.8 Circuito hidráulico de disipación de calor con agua para el condensador y reactor conectados en paralelo
- Fig. 4.9 Circuito hidráulico de recuperación de amoniaco
- Fig. 4.10 Diagrama esquemático de los componentes del sistema de refrigeración a escala
- Fig. 4.11 Diseño del intercambiador de calor de coraza y tubos internos
- Fig. 4.12 Diseño del intercambiador de calor de tipo placas (Condensador)
- Fig. 4.13 Diseño del recipiente de condensados (RC)

- Fig. 4.14 Diseño del evaporador (intercambiador de calor de tipo de placas)
- Fig. 4.15 Vista de la válvula de expansión: condiciones de diseño
- Fig.4.16 Circuito hidráulico de calentamiento sin almacenamiento térmico
- Fig.4.17 Circuito hidráulico de calentamiento con almacenamiento térmico
- Fig.4.18 Circuito hidráulico de calentamiento auxiliar (convencional)
- Fig.4.19 Circuito hidráulico a escala de disipación de calor
- Fig.4.20 Circuito hidráulico a escala formación de hielo
- Fig. 4.21 Vista del intercambiador de coraza y tubos internos
- Fig. 4.22 Vista del condensador (intercambiador de calor de placas)
- Fig. 4.23 Vista del recipiente de condensados
- Fig. 4.24 Vista del evaporador (intercambiador de calor de placas)
- Fig. 4.25 Vista de los detectores resistivos de temperatura
- Fig. 4.26 Diagrama esquemático de un transductor piezoeléctrico para medir presión
- Fig. 4.27 Vista de un termistor
- Fig. 4.28 Vista de un piranómetro
- Fig. 4.29 Sistemas de calibración de los sensores de temperatura (PT1000)
- Fig. 4.30 Diagrama del sistema de calibración de sensores de presión
- Fig. 4.31 Esquema general y representación de control del sistema de refrigeración termoquímico
- Fig. 4.32 Circuito de control de los captadores solares
- Fig. 4.33 Circuito de control del calentamiento solar con almacenamiento
- Fig. 4.34 Circuito de control de la desorción (generación), calentamiento directo y enfriamiento del sistema de refrigeración termoquímico
- Fig. 4.35 Circuito de control del proceso desorción desde el calentamiento auxiliar
- Fig. 4.36 Circuito de control del proceso desorción desde el almacenamiento solar
- Fig. 4.37 Circuito de control para el proceso de absorción
- Fig. 4.38 Configuración de control de seguridad
- Fig. 4.39 Vista del sistema de refrigeración termoquímico
- Fig. 4.40 Vista del campo de captadores solares
- Fig. 4.41 Vista del tanque de almacenamiento de agua caliente
- Fig. 4.42 Vista del subsistema de calentamiento auxiliar
- Fig. 4.43 Vista del subsistema de disipación de calor
- Fig. 4.44 Vista del subsistema de enfriamiento secundario

TABLAS

Tabla 2.1 Propiedades de algunos refrigerantes

Tabla 2.2 Sistemas líquido-gas

Tabla 2.3 Temperaturas y presiones de generación para diferentes temperaturas de condensación en una solución amoniacal al 30%

Tabla 2.4 Relación de algunos sistemas de adsorción sólido-gas

Tabla 3.1 Temperaturas de absorción y generación para algunos sales como absorbentes

Tabla 3.2 Reacciones sólido-gas

Tabla 3.3 Determinación de las temperaturas de absorción para diferentes temperaturas de evaporación para el sistema $\text{BaCl}_2\text{-NH}_3$ a partir del diagrama de equilibrio

Tabla 3.4 Determinación de las temperaturas de generación para diferentes temperaturas de condensación para el sistema $\text{BaCl}_2\text{-NH}_3$ a partir del diagrama de equilibrio

Tabla 3.5 Calor de reacción en la absorción (exotérmica), (kJ / kg)

Tabla 3.6 Calor de reacción en la desorción (endotérmica), (kJ / kg)

Tabla 3.7 Determinación del coeficiente de operación de Carnot a diferentes temperaturas

Tabla 4.1 Medidores volumétricos de caudal

NOMENCLATURA

| | | |
|------------------|--|---|
| A | Absorbedor | [adimensional] |
| A _E | Equivalente mecánico del calor | [kcalm ⁻¹ kg ⁻¹] |
| AP | Alta presión | [bar] |
| B | Bomba | [adimensional] |
| BP | Baja presión | [bar] |
| BV | Bomba de vacío | [adimensional] |
| C | Condensador | [adimensional] |
| CFC | Clorofluoro-carbonos | [adimensional] |
| COP | Coefficiente de operación | [adimensional] |
| COP _c | Eficiencia de Carnot | [adimensional] |
| C _p | Calor específico | [J/kg K] |
| C _{pR} | Capacidad calorífica del reactor | [J/kg K] |
| C _{pS} | Capacidad calorífica del sólido | [J/kg K] |
| C _{sg} | Complejo sólido gas | [adimensional] |
| CSVII | Captadores solares tubulares de vidrio al vacío con intercambiadores de calor integrados | [adimensional] |
| C _{ss} | Calor específico del sólido puro | [kJ/kg°C] |
| C _{rs} | Calor específico del refrigerante sólido | [kJ/kg°C] |
| C(s,ng) | Calor específico del complejo sólido con gas | [kJ/kg°C] |
| C(s,0) | Calor específico del sólido después de la desorción | [kJ/kg°C] |
| C _{rl} | Calor específico del refrigerante líquido | [kJ/kg°C] |
| E | Evaporador | [adimensional] |
| G | Generador | [adimensional] |
| HC | Hidrocarburos hidrogenados | [adimensional] |
| H | Entalpía | [kJ/kg] |
| I | Litros | [litros] |
| L _F | Calor latente de fusión | [kJ/kg] |
| I-g | Líquido gas | [adimensional] |
| L _V | Calor latente de vaporización | [kJ] |
| L _S | Calor latente de sublimación | [kJ] |
| M ₁ | Masa del refrigerante absorbida por unidad | [kg] |
| m _A | Masa adsorbida | [kg] |
| m _D | Masa desorbida | [kg] |
| M _C | Masa del complejo sólido-gas | [kg] |
| Mc | Medidor de caudal | [adimensional] |
| M _D | Masa desorbida | [kg] |
| m _{NH3} | Masa del amoníaco | [kg] |
| m _R | Masa del reactor | [kg] |
| M _{R1} | Masa del refrigerante absorbida en el sólido | [kg] |
| m _S | Masa del sólido | [kg] |
| n | Número de moles | [mol] |

| | | |
|------------------|--|----------------------|
| P | Presión | [bar] |
| P _A | Presión de absorción | [bar] |
| P _C | Presión de condensación | [bar] |
| P _C | Presión de condensación | [bar] |
| P _E | Presión de evaporación | [bar] |
| P _E | Presión de evaporación | [bar] |
| Q | Calor | [kJ] |
| Q ₁ | Calor sensible del reactor | [kJ] |
| Q ₂ | Calor sensible del sólido | [kJ] |
| Q ₃ | Calor de disociación del amoníaco | [kJ] |
| Q ₄ | Calor por pérdidas térmicas | [kJ] |
| Q _A | Calor de absorción | [kJ] |
| Q _C | Calor de condensación | [kJ] |
| Q _E | Calor de evaporación | [kJ] |
| Q _F | Calor de fusión | [kJ] |
| Q _G | Calor de generación | [kJ] |
| Q _H | Calor de disipación | [kJ] |
| Q _R | Potencia frigorífica específica del refrigerante | [kJ] |
| Q _S | Potencia frigorífica por unidad de masa absorbente | [kJ/kg] |
| Q _{SL} | Calor sensible en fase líquida | [kJ] |
| Q _{SS} | Calor sensible en fase sólida | [kJ] |
| Q _{TG} | Calor de disociación | [kJ] |
| R | Refrigerante | [adimensional] |
| Re | Resistencia | [Ohm] |
| RST | Refrigerador solar termoquímico | [adimensional] |
| RTD | Detectores resistivos de temperatura | [adimensional] |
| s | Sólido | [adimensional] |
| S | Entropía | [kJ/kg K] |
| s-g | Sólido-gas | [adimensional] |
| T | Temperatura | [°C] |
| T _A | Temperatura de absorción | [°C] |
| T _{amb} | Temperatura del ambiente | [°C] |
| T _C | Temperatura de condensación | [°C] |
| T _C | Temperatura de condensación | [°C] |
| T _E | Temperatura de evaporación | [°C] |
| T _G | Temperatura de generación | [°C] |
| T _{IN} | Temperatura interna del recipiente | [°C] |
| T _M | Temperatura del medio | [°C] |
| TPN | Temperatura y presión normal | [°C] |
| V | Volumen | [m ³] |
| V' | Volumen específico en la fase sólida | [m ³ /kg] |
| V'' | Volumen específico en la fase gaseosa | [m ³ /kg] |
| VP | Variable de proceso | [adimensional] |
| V _{exp} | Válvula de expansión | [adimensional] |
| W | Trabajo | [kJ] |
| ΔU | Energía interna | [kJ] |
| η | Eficiencia | [adimensional] |

CAPÍTULO 1. INTRODUCCIÓN

1.1 ANTECEDENTES

En gran parte del mundo existe una problemática muy importante con lo que se refiere al tema de producir frío para la conservación de productos perecederos y la gran mayoría de las vacunas, en particular en las zonas rurales en donde existe una escasa o nula disponibilidad de estructura frigorífica en los centros de salud y de producción agropecuaria. A nivel mundial el sector frigorífico consume el 15% de la demanda de energía eléctrica (IIAR), es por ello que se vuelve muy importante el estudio de las diferentes opciones de producción de frío para que se cuente con una infraestructura eficiente, y que además sus emisiones no contribuyan al cambio climático, ni afecte a la capa de ozono y que su funcionamiento sea a partir de fuentes renovables como la energía termosolar.

El producir energía sin contaminar el entorno, es uno de los aspectos fundamentales de este trabajo, ya que está basado en la aplicación de las fuentes renovables de energía para la producción de frío, cuyas diferentes tecnologías nos brindan las opciones de mantener productos perecederos en condiciones óptimas de higiene y salud, con una distribución adecuada y oportuna distribución.

Existe una gran cantidad de comunidades rurales cuyo crecimiento económico y social depende en buena medida de la disponibilidad de una infraestructura frigorífica para la conservación y/o congelación de productos del mar, agrícolas y pecuarios, en donde en la mayoría de los casos, se utiliza el hielo como medio enfriante. En muchas de estas regiones, no se dispone del flujo eléctrico y hay poca o nula disponibilidad de combustibles, que permitan la operación de sistemas convencionales de refrigeración, como la compresión mecánica.

Existe una gran diversidad de métodos de producción de frío, la selección depende de muchos factores, entre ellos su eficiencia, disponibilidad, fácil manejo, mínima dependencia tecnológica, facilidad en su operación y en este caso, el poder integrar el uso de la energía solar, en particular los sistemas basados en el fenómeno fisicoquímico de la sorción, en donde se requiere energía térmica para su operación, como la solar, el calor de desecho industrial, biomasa, geotermia, etc.

Dentro de esta oferta tecnológica, los ciclos de refrigeración basados en el principio de sorción, en particular los de absorción sólido-gas, presentan muchas de las características deseadas, tales como: bajas temperaturas de operación, simples en el diseño y construcción, poca dependencia de su eficiencia térmica con respecto a las variables de operación, bajos requerimientos de materiales, lo cual puede quedar reflejado en una disminución en su costo así como su simplicidad en su operación y control. Sin embargo, presentan ciertas desventajas, entre ellas la baja conductividad térmica lo que su modo de operación se limita a ser intermitente, es decir que durante el día se genera y condensa el refrigerante y durante la noche se procede a su evaporación (producción de frío) y su absorción.

Existe una gran diversidad de sistemas sólido-gas, que pueden ser integrados a ciclos de refrigeración, en particular reacciones químicas entre un sólido absorbente y un refrigerante, dentro de esta oferta, se ha considerado la absorción del amoníaco, ya que permite la producción de hielo y de la sal de cloruro de bario, que absorbe cantidades importantes de amoníaco, y cuyo equilibrio, permite obtener bajas temperaturas para disociar el refrigerante.

Estos sistemas han sido objeto de estudios y desarrollados en la Coordinación de Refrigeración y Bombas de Calor del Centro de Investigación en Energía de la Universidad Nacional Autónoma de México.

Con base a lo anterior se propone el diseño, la construcción, instrumentación y puesta en funcionamiento de un refrigerador solar termoquímico que proporcione las condiciones necesarias para la producción de hielo.

1.2 OBJETIVOS

1.2.1 Objetivo general

- Diseñar, construir, instrumentar y controlar un refrigerador solar termoquímico (RST) a una etapa, en funcionamiento intermitente, utilizando la reacción química entre el cloruro de bario y el amoníaco ($\text{BaCl}_2\text{-NH}_3$), para la producción de hielo.

1.2.2 Objetivos específicos

- Diseñar, construir, instrumentar y controlar el refrigerador termoquímico con funcionamiento intermitente constituido por: reactor, (desorbedor, absorbedor), condensador, evaporador, recipiente de condensados, válvula de expansión, así como por los subsistemas de calentamiento, disipación de calor y formación de hielo.
- Establecer los procedimientos para el establecimiento de las pruebas de resistencia a la presión, de la deshidratación del cloruro de bario anhidro y de la síntesis del compuesto $\text{BaCl}_2\text{-NH}_3$.
- Diseñar, instrumentar y verificar el funcionamiento de los circuitos hidráulicos del subsistema de calentamiento (solar y convencional, con y sin almacenamiento).
- Diseñar, construir, instrumentar y verificar el funcionamiento de los circuitos hidráulicos de disipación de calor (condensador y absorbedor).
- Diseñar, instrumentar y verificar el funcionamiento el sistema auxiliar de calentamiento y su integración al sistema de refrigeración solar.
- Diseñar, instrumentar y verificar el sistema de enfriamiento del refrigerante secundario (cloruro de calcio-agua) para la formación de hielo.
- Diseñar e instrumentar el subsistema de captura y procesamiento automático de las variables del proceso.
- Proponer estrategias para el control de las variaciones de las condiciones de operación.

1.3 METODOLOGÍA

En este trabajo se presenta el diseño, desarrollo y control de un refrigerador intermitente basado en el principio de la absorción sólido-gas, (refrigeración termoquímica), para producción de hielo, utilizando la reacción entre el cloruro de bario (absorbente sólido) y el amoníaco (refrigerante), de acuerdo a la siguiente metodología.

Para el desarrollo de la etapa de diseño, se establecieron las condiciones de operación en lo referente a las temperaturas y presiones, tanto del ciclo de refrigeración como de los diferentes subsistemas. Considerando la capacidad de enfriamiento, se procedió al cálculo de las cantidades requeridas de absorbente y refrigerante así como los flujos requeridos tanto de refrigerante como del fluido de enfriamiento y del refrigerante secundario (salmuera). Para el suministro de la energía térmica, se seleccionó la tecnología de captadores solares evacuados con intercambiador de calor (caloriductos) y como sistema auxiliar un calentamiento eléctrico. Se procedió al cálculo del balance de energía y masa y se determinaron las cantidades de calor involucradas en cada uno de los diferentes procesos.

Con el conocimiento de las cantidades de calor a suministrar y a disipar, y previa selección de los intercambiadores de calor y masa, se calcularon las superficies de intercambio, lo que permitió el dimensionamiento del sistema de refrigeración y de los diferentes subsistemas.

Se determinaron las especificaciones mecánicas de los diversos componentes y se elaboraron los planos constructivos para su manufactura. Posteriormente se procedió a la integración de los componentes y de cada uno de los diferentes circuitos hidráulicos de los subsistemas.

Considerando el programa experimental y la estrategia de control, se definieron el tipo y precisión requerida para cada uno de los sensores operacionales, (temperatura, presión, flujo y nivel) y climatológicos (temperatura, velocidad y del aire y radiación solar global), así como el diseño del sistema automático de adquisición y manejo de datos.

El refrigerador solar termoquímico se sometió a pruebas de resistencia de presión, se diseñó, construyó e instaló el sistema para la deshidratación del cloruro de bario, así como el sistema de alimentación de amoníaco para la síntesis del compuesto.

Finalmente se verificaron los dominios de operación de cada una de las diferentes procesos, generación, condensación, almacenamiento, evaporación y absorción de refrigerante, circuitos de calentamiento solar y convencional, circuito de disipación en el condensador y absorbedor y el circuito de refrigerante secundaria para la fabricación de hielo.

CAPÍTULO 2. REFRIGERACIÓN

2.1 Principios termodinámicos de la refrigeración: máquina frigorífica, procesos y ciclos termodinámicos, ciclo de Carnot invertido, coeficiente de operación

2.1.1 Máquina frigorífica

Un refrigerador es una máquina térmica cuya función es bombear calor de un espacio en donde no se requiere a otro en donde se disipe.

La Fig. 2.1 muestra un esquema básico de una máquina térmica funcionando como refrigerador. La sustancia de trabajo o refrigerante absorbe calor Q_E (calor de evaporación) de una fuente a la temperatura de evaporación T_E y cede calor Q_C (calor de condensación) a la temperatura de condensación T_C , para lo cual recibe una cantidad de trabajo W .

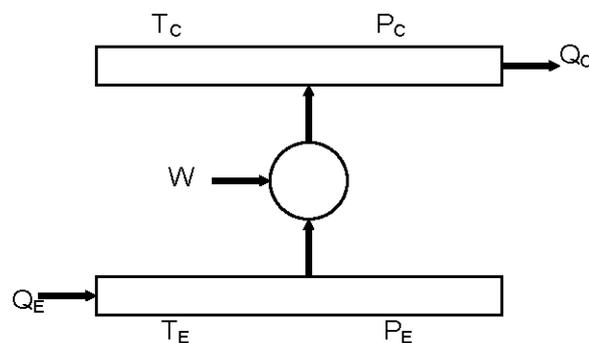


Fig. 2.1 Diagrama esquemático de una máquina de refrigeración.

2.1.2 Procesos y ciclos termodinámicos

El estado de un sistema termodinámico cualquiera se puede modificar durante el transcurso del tiempo. Para describir la evolución del sistema, es necesario definir que es un proceso, el cual en su forma más simple se caracteriza por un par ordenado de estados (1,2), en donde (1) es el estado inicial y (2) el estado final.

La termodinámica nos enseña que todos los procesos perfectos o ideales son transformaciones reversibles. El proceso de conversión del calor en trabajo puede considerarse ideal siempre que sea reversible, y en este caso con la misma cantidad de calor como energía inicial del proceso se obtiene el máximo trabajo posible, o para un trabajo dado se usará la mínima cantidad de calor.

Teniendo en cuenta que los procesos reales, no pueden ser perfectos, se considera como grado de perfección del proceso aquel que caracteriza la aproximación del proceso real, al proceso ideal. En una máquina térmica esto significa la relación del trabajo real obtenido con respecto a la energía térmica

suministrada y en el caso de las instalaciones frigoríficas, es la relación de la potencia de enfriamiento obtenida entre el trabajo suministrado, es decir que un ciclo de un refrigerador opera en forma inversa a una máquina térmica.

Para determinar las condiciones físicas de un sistema termodinámico y por lo tanto, definir el estado en que se encuentra, se introducen los llamados parámetros de estado, los cuales pueden ser:

- a) Parámetros intensivos: que son aquellos que no dependen de la cantidad de sustancia. Por ejemplo, la presión, la temperatura, etc.
- b) Parámetros extensivos: los que dependen de la cantidad de sustancia. Por ejemplo, el volumen, concentración, etc.

Si el sistema no está sometido a acciones exteriores, el estado de una sustancia pura estará determinado unívocamente si se dan dos parámetros intensivos. Cualquier otro parámetro será función uniforme de los dos parámetros dados.

Por lo tanto, tres parámetros cualesquiera (por ejemplo P, V y T) del estado de una sustancia pura están unívocamente relacionados entre sí. La ecuación que liga a estos parámetros recibe el nombre de ecuación de estado.

Los cambios de estado más característicos en los procesos de refrigeración son: A) A presión constante o isobáricos., B) volumen constante o isocóricos, C) temperatura constante o isotérmicos y D) Sin intercambio de calor o adiabáticos.

Estos procesos se pueden representar sobre planos termodinámicos tales como: presión-volumen (P vs V) y temperatura-entropía (T vs S).

En los diagramas P vs V, el área bajo la curva, representa el trabajo $W = \int_1^2 PdV$. Si el trabajo es realizado por el medio sobre el sistema, el trabajo es negativo (W^-), y si es realizado por el sistema sobre el medio, es positivo (W^+).

En el plano T vs S el área bajo la curva representa el calor en un proceso reversible. Si el calor es positivo se denomina calor agregado (Q^+) y si es negativo recibe el nombre de calor rechazado (Q^-).

2.1.3 Descripción del ciclo de Carnot invertido y su aplicación a los ciclos de refrigeración, en diagramas T-S

2.1.3.1 El ciclo de Carnot invertido

En un proceso de refrigeración continua, el calor absorbido a una temperatura baja es desechado ininterrumpidamente hacia el ambiente, que se encuentra a una temperatura más elevada. En esencia, un ciclo de refrigeración es un ciclo invertido de una máquina térmica. El calor es transferido de un nivel bajo de temperatura a uno más alto; de acuerdo con la segunda ley, esto requiere una fuente externa de energía. El refrigerador ideal, como una máquina térmica ideal opera en un ciclo de Carnot, que en este caso consiste en dos etapas isotérmicas, en las cuales el calor Q_E es absorbido a la temperatura más baja T_E y el calor Q_C es disipado a la temperatura más elevada T_C , y en dos etapas adiabáticas. El ciclo requiere la adición del trabajo neto W al sistema. Como la energía interna (ΔU) del fluido de trabajo es cero para el ciclo, la primera ley da:

$$W = Q_C - Q_E \quad (2.1)$$

La eficiencia de un ciclo de refrigeración, se define como:

$$\eta = \frac{\text{Calor } \circ \text{ absorbido } \circ \text{ a } \circ \text{ temperatura } \circ \text{ más } \circ \text{ baja}}{\text{trabajo } \circ \text{ neto}} \quad (2.2)$$

Así,

$$\eta = \frac{Q_E}{W} \quad (2.3)$$

La división de la ecuación da:

$$\frac{W}{Q_E} = \frac{Q_C}{Q_E} = 1 \quad (2.4)$$

De acuerdo a la siguiente ecuación:

$$\frac{Q_C}{Q_E} = \frac{T_C}{T_E} \quad (2.5)$$

De donde:

$$\frac{W}{Q_E} = \frac{T_C}{T_E} - 1 = \frac{T_C - T_E}{T_E} \quad (2.6)$$

Por lo que la ecuación 2.1 se convierte en

$$\eta = \frac{T_E}{T_C - T_E} \quad (2.7)$$

Esta ecuación se aplica solamente a un refrigerador que está operando en un ciclo de Carnot, y da el valor máximo posible de η para cualquier refrigerador que esté operando entre los valores T_C y T_E . Además, muestra con claridad que el efecto de refrigeración por unidad de trabajo disminuye a medida que decrece la temperatura T_E de absorción de calor y a medida que aumenta la temperatura T_C de expulsión de calor.

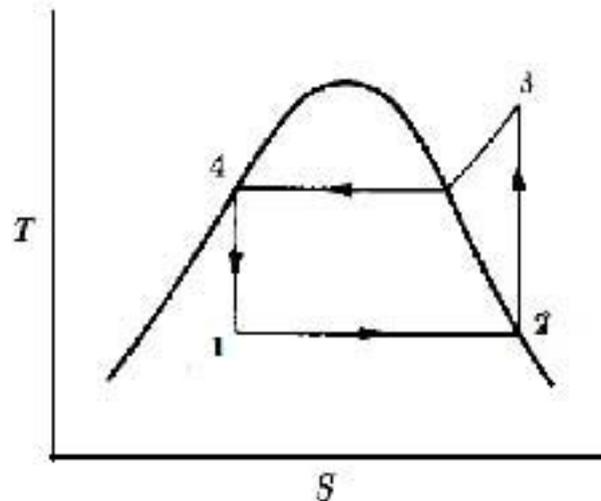


Fig. 2.2 Ciclo de refrigeración en un diagrama T-S.

2.1.4 Coeficiente de operación, (COP)

El Coeficiente de Operación (COP) es un término que permite comparar sistemas desde el punto de vista operacional y representa la relación entre la energía que se absorbe en el evaporador o el efecto de enfriamiento producido y la energía total que se suministra al sistema.

La eficiencia de Carnot (COP_C), representa el valor máximo teórico que se puede obtener en un ciclo, es solo función de las temperaturas de operación y no de los calores involucrados en el proceso, por lo que desde el punto de vista práctico no nos permite comparar sistemas entre sí, ya que pueden existir dos máquinas operando entre las mismas temperaturas y tener iguales COP_C .

Debido a las pérdidas por irreversibilidades y a otros factores de operación, el COP de un ciclo real es menor que la eficiencia de Carnot de dicho ciclo.

2.2 Procesos de producción de frío

2.2.1 Definición de frío

Dentro de las múltiples acepciones que tiene el término frío, existen algunas que explican este fenómeno físico como: es un término que se aplica a los cuerpos cuya temperatura es inferior a la ordinaria del ambiente y a la que se refiere a la sensación que se experimenta por el contacto con cuerpos que están a temperatura baja.

Este término tiene un carácter relativo ya que lo que es o puede ser frío para otros no lo es. Sin embargo, se puede considerar como un contenido de calor a temperaturas bajas, llegando a ser nulo en la proximidad del cero en la escala absoluta de temperatura.

2.2.2 Introducción

Es posible producir frío a través de procesos naturales y artificiales. Dentro de los procesos naturales cabe mencionar el enfriamiento radiativo, debido al intercambio de calor por radiación entre la tierra y la atmósfera y el enfriamiento evaporativo, en donde un sistema abierto absorbe calor para provocar la evaporación de un líquido produciéndose así el efecto refrigerante. En ambos procesos la pérdida de energía por radiación y la evaporación del líquido son espontáneas y se realizan en función de parámetros ambientales, debido a esto, presentan dificultades para su control.

Los procesos artificiales de producción de bajas temperaturas en su gran mayoría son ciclos termodinámicos abiertos o cerrados en los cuales el fluido de trabajo está sujeto a varias transformaciones, (refrigerantes) con excepción de las mezclas refrigerantes en donde se mezclan diferentes materiales como la nieve con sales y ácidos, líquidos con hielo, etc.

En el caso de las mezclas de agua o hielo con sales, si el calor de disolución de la sal es negativo y no existe ningún suministro de calor, la temperatura de la solución descenderá en función de la cantidad de sustancia disuelta y de la temperatura inicial, haya llegar al punto criohidrostático, en donde a partir de él, aumenta la temperatura al aumentar la concentración. En el caso de las mezclas de sales con hielo o nieve, el enfriamiento es más significativo.

Los otros métodos artificiales se pueden clasificar considerando el tipo de conversión energética utilizada para la producción de la potencia de enfriamiento. Con base a lo anterior, los ciclos de refrigeración se pueden clasificar de acuerdo a su principio de funcionamiento en:

- i. Ciclos mecánicos.
- ii. Ciclos termo-mecánicos.
- iii. Ciclos térmicos.
- iv. Ciclos termoeléctricos.
- v. Ciclos electromecánicos.

Antes de entrar en detalle en cada uno de estos ciclos de producción de frío, se presentan algunas definiciones que son importantes para una mejor comprensión del tema que aborda este capítulo, el cual se refiere en particular a los sistemas basados en el fenómeno fisicoquímico conocido como sorción; que puede ser de naturaleza líquida o sólida y que requieren mayoritariamente de energía térmica para su funcionamiento con una pequeña contribución de energía eléctrica. A este tipo de refrigeración se le conoce como refrigeración térmica y por lo general se puede aplicar el calor producido por la biomasa, la geotermia, la solar, el calor residual de procesos industriales, etc.

2.2.3 Producción de frío

El proceso llamado producir frío, consiste en reducir y mantener la temperatura de un espacio o material por debajo de la temperatura del ambiente, siendo relativo debido a que depende del nivel de temperatura en que éste se encuentra. Para que esto suceda, es necesario extraer calor de una fuente a baja temperatura y cederlo a una fuente a alta temperatura. En virtud de la segunda ley de la termodinámica, para que este proceso pueda transferir calor de un cuerpo frío a uno caliente, es necesario realizar un trabajo W , debido a que espontáneamente, este no puede ocurrir.

El enfriamiento de un cuerpo o de un medio puede estar acompañado de:

- 2.2.3.1 Una disminución de la temperatura sin que sus propiedades físicas cambien; por ejemplo, el enfriamiento del aire en una cámara fría, el enfriamiento del agua en un circuito de climatización, etc. En estos casos se transfiere al calor sensible.
- 2.2.3.2 Un cambio de estado físico del cuerpo a temperatura constante; En este proceso juega un papel importante el calor latente de cambio de fase.

2.3 Métodos de producción de frío

Como se dijo en la introducción de este capítulo, existen varios métodos de producir frío, en dependencia del tipo de conversión térmica que se utilice para producir la potencia de enfriamiento requerida. A continuación se describirán algunos de estos métodos.

2.3.1 Disolución de solutos en solventes

Consiste en la disolución de sales en agua, por ejemplo la sal de nitrato de amonio, que disuelta en proporciones determinadas en agua a 20 °C, forma una salmuera cuya temperatura desciende a -15 °C.

2.3.2 Fusión de un sólido

Esta transición de fase se efectúa a una temperatura baja. Con la fusión el sólido absorbe calor y produce frío. Este calor involucrado, es el calor latente

de fusión L_F . Históricamente la producción de frío ha estado muy vinculada a la utilización de hielo natural recolectado en bloques y convenientemente conservados. Esta conservación es un procedimiento secundario de producción de frío que permite además su acumulación. El hielo juega todavía un papel social muy importante en los países en vías en desarrollo.

2.3.3 Vaporización de un líquido

Es un método que involucra al calor latente de vaporización L_V de un líquido. Este calor es superior al calor latente de fusión. La inmensa mayoría de los sistemas de refrigeración usan este método. El fluido que se vaporiza se denomina refrigerante.

2.3.4 Refrigerante

Es la sustancia o cuerpo de trabajo empleado para absorber calor de la fuente a baja temperatura y cederlo a una de más alta temperatura.

Las propiedades del fluido refrigerante son los principales factores que determinan el funcionamiento de un sistema de refrigeración. Los refrigerantes deben poseer ciertas propiedades químicas, físicas y termodinámicas que lo hagan eficiente, económico y seguro.

Un refrigerante ideal debe cumplir los siguientes requerimientos:

2.3.5 Condiciones mínimas:

- a) Comportamiento indiferente frente a los materiales utilizados:
El refrigerante no debe combinarse o reaccionar con los materiales utilizados para la construcción de la máquina frigorífica.
- b) Estabilidad química:
El refrigerante no debe de sufrir ningún tipo de transformación química, dentro del dominio de temperaturas y presiones de operación.
- c) Ausencia de toxicidad:
Es importante que el refrigerante no tenga efectos nocivos sobre la salud, ni sobre el medio. No todos los refrigerantes satisfacen esta condición.
- d) No debe ser explosivo ni inflamable:
Por motivos de seguridad se exige que el refrigerante este operando fuera de los dominios de peligrosidad, en lo referente a los riesgos de explosión y flamabilidad.
- e) Fácil detección de fugas:
Por aspectos de seguridad, operación y economía, es necesario que la circulación del refrigerante se realice en conductos herméticos y que las fugas en caso de ocurrir deben ser inmediatamente detectadas, prefiriéndose aquellos refrigerantes que tengan un olor penetrante.
- f) Ningún efecto sobre el lubricante:
Si en el circuito del ciclo de refrigeración se utiliza algún tipo de lubricante, el refrigerante no le debe ocasionar ningún cambio químico, ni influir en sus propiedades lubricantes.

2.3.6 Propiedades:

- a) La presión de evaporación debe ser superior a la presión atmosférica:
En el caso de la refrigeración por vaporización, la presión de evaporación del refrigerante, debe ser dentro de lo posible, algo superior a la presión atmosférica. De esta manera se evita la introducción de aire al interior del sistema.
- b) Baja presión de condensación:
La generación de altas presiones de condensación como 30 kg/cm^2 , requiere de estructuras que soporten esta presión, aumentando el costo. Se sugiere trabajar el refrigerante a condiciones de operación no muy próximas del punto crítico, con el objeto de realizar más fácilmente la condensación.
- c) Gran potencia frigorífica específica:
Entre mayor sea su capacidad o potencia de enfriamiento, se requerirá una menor cantidad de refrigerante en circulación para una potencia de enfriamiento determinada.
- d) Costo y disponibilidad:
El refrigerante no debe ser muy costoso y debe estar disponible en el mercado, sobre todo si se requiere de un abastecimiento continuo, como en el caso de los ciclos de refrigeración abiertos.
Existen refrigerantes inorgánicos como el agua y el amoníaco y refrigerantes orgánicos como los hidrocarburos halogenados
- e) Propiedades térmicas:
Las propiedades térmicas en general, permiten conocer el comportamiento de las sustancias frente a los cambios de estado o bien el análisis de los diferentes factores externos que intervienen para que estos cambios se produzcan.
- f) Presión de vapor:
Para compuestos puros, el equilibrio entre las fases del refrigerante líquido y el refrigerante vapor, permite la determinación de las temperaturas de evaporación y de condensación, así como de las presiones en función de estas temperaturas.
- g) Volumen específico y densidad
El volumen específico es el valor inverso de la densidad, y ambos varían en función de la temperatura y de la presión, siendo más importante este efecto si el refrigerante se encuentra en fase vapor. Conociendo el volumen específico se puede determinar la cantidad de vapor generado por la vaporización de una cierta masa de refrigerante líquido.
- h) Calor específico:
El calor específico indica la cantidad de calor necesaria para absorberse o disiparse, para obtener la variación de un grado de temperatura de una cierta masa de una sustancia. Este valor es muy importante sobre todo para el dimensionamiento de los intercambiadores de calor.
- i) Calor latente:
El calor latente indica la cantidad de calor necesaria por unidad de masa de la sustancia para efectuar una transición de un estado de agregación a otro. En el caso de los refrigerantes existen grandes variaciones de estos calores.

Desde un principio es necesario reconocer que no existe el refrigerante ideal que cumpla con requisitos anteriores para cada uso o condición.

Una vez considerado lo anterior, la selección del refrigerante tiene que cumplir con la mayor cantidad de requisitos necesarios, algunos puntos a considerar son: en principio se debe especificar los límites térmicos a los cuales debe operar. La temperatura crítica del fluido refrigerante deberá ser bastante mayor que la máxima temperatura de trabajo, de igual forma, el punto de congelación del refrigerante debe ser lo bastante menor que la mínima temperatura en el sistema.

Se sugiere operar a presiones moderadas no mayores de 20kg/cm^2 , con el fin de utilizar materiales ligeros de construcción, reduciendo con esto el tamaño, el peso y costo del equipo, aumentando su disponibilidad en el mercado.

Cabe reconocer que no existe un refrigerante ideal que cumpla con todos los requerimientos antes mencionados, para cada uso específico.

El primer criterio para la selección de un refrigerante es definir los límites térmicos en los cuales debe operar. Su temperatura crítica debe ser bastante mayor que la máxima temperatura de trabajo en el sistema. De igual forma su punto de congelación debe ser suficientemente menor que la mínima temperatura de operación en el sistema.

La presión de vapor del refrigerante determina las presiones en el condensador y en el evaporador, por lo que debe operarse a presiones moderadas con el fin de utilizar materiales ligeros de construcción y equipos normales, reduciendo con lo anterior el tamaño, el peso y el costo del sistema. Por otro lado es conveniente trabajar en el evaporador con presiones por encima de la presión atmosférica ya que así se evita el tener que usar sellos especiales para controlar la entrada de aire al sistema.

El calor latente de vaporización del refrigerante debe ser lo más alto posible a las condiciones de operación del evaporador con el fin de extraer la mayor cantidad posible de calor por unidad de masa de refrigerante. Esto da como resultado una reducción en el tamaño de los intercambiadores, tuberías, etc.

La capacidad calorífica del refrigerante líquido debe ser lo más baja posible y la del vapor lo más alta posible ya que ambos valores tienden a incrementar el efecto de subenfriamiento. Al aumentar la capacidad calorífica del vapor se reduce el efecto de sobrecalentamiento disminuyendo la cantidad de calor que habría que extraerle al vapor para llevarlo a la temperatura de condensación.

Los valores de viscosidad y tensión superficial del refrigerante deben ser bajos, con el fin de reducir las caídas de presión dentro del sistema.

La conductividad térmica tanto del refrigerante líquido como vapor debe ser alta con el objetivo de favorecer la conducción de calor en los intercambiadores.

En la actualidad los refrigerantes más usados comercialmente son los hidrocarburos hidrogenados (HC), los hidroclorofluorocarburos (HCFC) y los clorofluoro-carbonos (CFC).

Tabla 2.1 Propiedades de algunos refrigerantes.

| Refrigerante | Nombre | Punto de ebullición. (TPN) °C | Calor latente de vaporización L_v (kJ/kg) | Densidad $\rho(\text{liq})$ (kg/m ³) |
|---------------------------------|----------------------|-------------------------------|---|--|
| NH ₃ | Amoniaco | -33.35 | 1368 | 681 |
| HCHO | Formaldehído | -19 | 768 | 815 |
| SO ₂ | Dióxido de Azufre | -10 | 605 | 883 |
| Cl ₂ | Cloro | -34 | 288 | 1563 |
| CHClF ₂ | R22 | -41 | 235 | 1409 |
| H ₂ O | Agua | 100 | 2258 | 958 |
| SO ₃ | Trióxido de Azufre | 45 | 508 | 1780 |
| CH ₃ OH | Metanol | 65 | 1102 | 791 |
| NO ₂ | Dióxido de Nitrógeno | 21 | 415 | 1447 |
| C ₂ H ₃ N | Acetonitrato | 81 | 766 | 782 |
| CH ₃ NH ₂ | Metilamina | -7 | 836 | 703 |

2.3.7 Efecto refrigerante

El efecto refrigerante se produce por lo general por la evaporación del refrigerante líquido a una temperatura inferior a la ambiente. Esta evaporación es espontánea y se realiza por absorción de calor proporcionado por el medio que rodea al refrigerante, provocando esta pérdida térmica del medio su enfriamiento.

Cuando se alcanza la temperatura de ebullición, ésta se mantiene hasta que el líquido se haya transformado totalmente en vapor. El calor suministrado asegura la transición de fase. Este calor se llama calor latente de evaporación y puede producir dos cantidades diferentes de trabajo:

- a) El aumento del volumen, por encima de la presión exterior. Este calor se denomina calor externo de vaporización.
- b) El rompimiento de la cohesión entre las moléculas. Este calor se conoce como calor interno de vaporización.

El efecto refrigerante es la cantidad de calor que absorbe el refrigerante por unidad de masa durante el cambio de fase correspondiente. Por ejemplo, si un kilogramo de hielo se funde a 0 °C, absorberá 335.2 kJ por lo que el efecto refrigerante es de 335.2 kJ / kg. Es necesario mencionar que la unidad que comúnmente se usa en la industria es la tonelada de refrigeración la cual se

define como la potencia frigorífica necesaria para formar una tonelada de hielo en un periodo de 24 horas, lo cual equivale a 3.51 kW.

La vaporización de una sustancia refrigerante se puede usar de dos maneras diferentes para producir frío. Estas son:

1. En un sistema abierto, el vapor resultante de la vaporización no es recuperado.
2. En un circuito cerrado, los vapores de refrigerante son reciclados con el objetivo de licuarlos y volverlo a vaporizar.

Una instalación de producción de frío por vaporización de un líquido está constituida de las siguientes partes (Fig. 2.3): Un recipiente 1 térmicamente aislado del exterior, en el cual está situado un evaporador 2, en donde el refrigerante entra en estado líquido y se vaporiza a una temperatura T_E inferior a la temperatura interna del recipiente T_{IN} que a su vez es inferior a la temperatura T_M del medio.

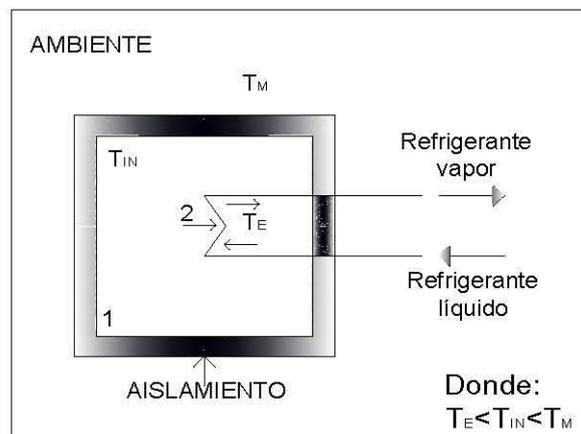


Fig. 2.3 Esquema representativo de cómo el evaporador (2) extrae calor del medio a enfriar (1) el cual esta térmicamente aislado.

2.3.8 Sublimación

Este método consiste en el cambio de fase de la vaporización de un sólido sin pasar por líquido. El calor latente de sublimación L_S , es la suma del calor de fusión más el calor de vaporización. Un ejemplo es el caso CO_2 en estado sólido, el cual sublima en un circuito abierto, bajo la presión atmosférica, a $-78^\circ C$. (nieve carbónica o hielo seco).

2.3.9 Efecto Peltier

En este método se produce frío, mientras se hace pasar corriente continua por una cadena heterogénea constituida de dos semiconductores diferentes, N,p,N,p, etc. (Fig. 2.4) asociados en serie por dos puentes de cobre, de manera tal que según sea el sentido de la corriente, especificado en la gráfica, N - p (nº 1,3,5), se enfrían, y p - N (nº 2,4,6), se calientan. Este efecto

termoeléctrico se conoce con el nombre de efecto Peltier, el cual permite la realización de pequeños sistemas de refrigeración.

El efecto Peltier es contrario al efecto Seebeck, en donde el calentamiento de una unión bimetálica produce una fuerza electromotriz, cuyo principio se usa para la medición de temperatura utilizando los elementos conocidos como termopares.

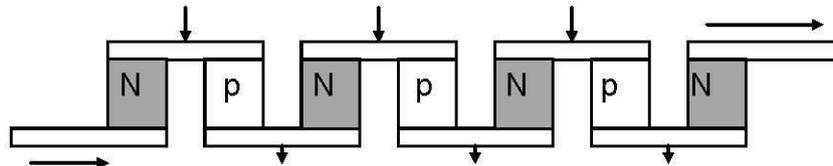


Fig. 2.4 Los contactos impares se enfrían por efecto Peltier. El calor es transferido a los contactos pares que se calientan.

De estos métodos, el método de producción de frío por vaporización de un líquido, es el más utilizado a nivel comercial e industrial y es el método que será desarrollado en este estudio.

2.4 Ciclos de refrigeración basados en el principio de la vaporización de un líquido

Estos sistemas se diferencian entre sí por la manera en la que los vapores de refrigerante formados en el evaporador, son extraídos del mismo.

2.4.1 Sistemas de compresión

Entre los diversos métodos que se emplean para producir frío por vaporización de un líquido, el más utilizado en la actualidad es el de compresión mecánica de vapores. Las principales características de este método son las siguientes:

1. La energía eléctrica que requiere el sistema se suministra en forma de energía mecánica.
2. La sustancia de trabajo (refrigerante), sufre cambios de fase líquido-vapor, y viceversa, durante el ciclo de refrigeración.

El ciclo de refrigeración por compresión mecánica ideal, se compone de cuatro procesos fundamentales que son:

- a. Evaporación: El refrigerante pasa de la fase de líquido saturado, a la de vapor saturado, por medio de un proceso isobárico.
- b. Compresión: El refrigerante pasa de vapor saturado a baja presión y baja temperatura, a vapor sobrecalentado a alta presión y alta temperatura, por medio de un proceso isentrópico.

- c. Condensación: El refrigerante pasa de vapor sobrecalentado a líquido saturado, por medio de un proceso isobárico.
- d. Expansión: El refrigerante disminuye su presión al pasar por la válvula de expansión y pasa de líquido saturado de alta presión y alta temperatura, a líquido de baja presión y baja temperatura.

Para que ocurran los procesos anteriores, se necesita contar con un ciclo de refrigeración que contenga los siguientes elementos: a) Evaporador, b) Compresor, c) Condensador y d) Válvula de expansión.

La representación esquemática de estos sistemas se muestra en la Fig. 2.5

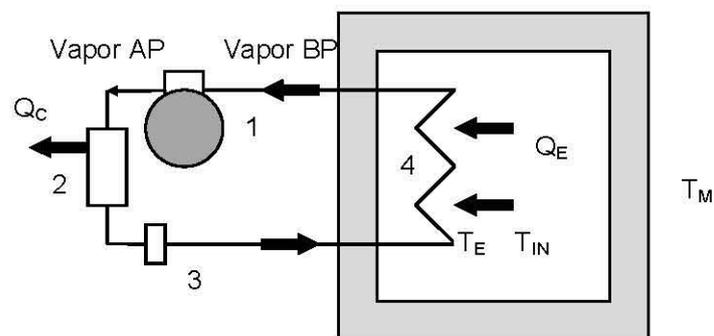


Fig. 2.5. Sistema de compresión de vapor.(1) Compresor mecánico,(2) Condensador, (3) Válvula de expansión, (4) Evaporador, (AP) alta presión, (BP) baja presión, (T_M) temperatura ambiente,(T_{IN}) temperatura del espacio a enfriar, (T_E) temperatura de evaporación.

2.4.2 Sistemas de eyección de vapor

Este método es un caso particular de la compresión de vapor con cambio de fase, en el cual el vapor refrigerante es succionado y comprimido por un fluido "motor" hasta la presión de condensación. (Boissonnet et al., 1982), (Pilatosky et al., 1992)

El fluido motor debe ser una sustancia con un peso molecular lo más elevado posible, sin embargo por cuestiones prácticas este fluido es casi siempre el mismo fluido refrigerante.

La máquina frigorífica a eyecto compresión (Boissonnet et al., 1981), (Dorantes et al., 1994), está constituida básicamente por dos circuitos térmicos los cuales se muestran en la Fig. 2.6.

- a) Circuito motor o caliente: en el cual se succiona o comprime el fluido del circuito frío por medio del eyector (1). La integración de un condensador (2) a la salida del eyector asegura la licuefacción total antes de su separación. En el generador (5) se vaporiza el refrigerante mediante la aplicación de calor.
- b) Circuito frío: en el cual existe una válvula de expansión (3) y un evaporador (4), como indica la Fig. 2.6.

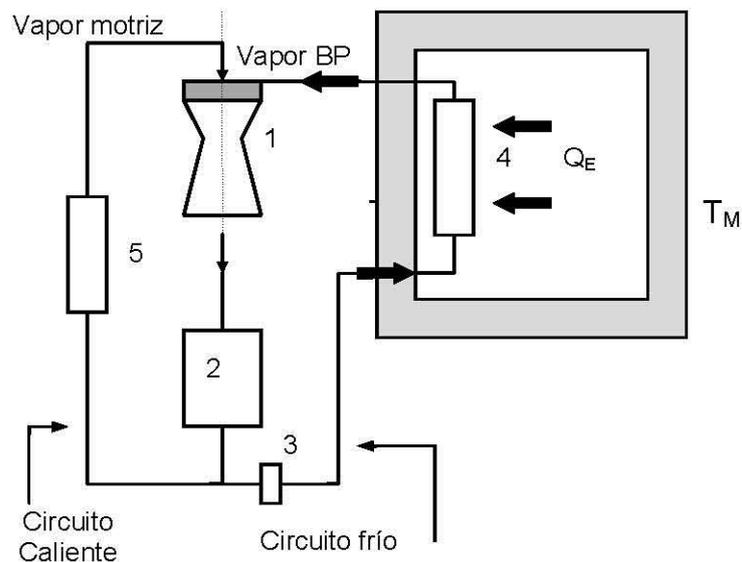


Fig. 2.6 Sistema de eyección.

2.4.3 Sistemas de sorción

Los sistemas basados en la sorción, son ciclos que operan con energía térmica, funcionan con tres temperaturas (ASHRAE, 2005). Esto representa el acoplamiento de una máquina térmica que trabaja entre un nivel alto de temperatura y una temperatura intermedia de disipación a una máquina frigorífica trabajando entre una temperatura baja y disipando calor a la misma temperatura que la máquina térmica. El trabajo producido por la máquina térmica es absorbido por la máquina frigorífica. Este tipo de configuración es menos eficiente que el de la propia máquina de refrigeración, debido al efecto multiplicativo de las eficiencias.

En los sistemas de sorción, se usa el principio fisicoquímico que tienen algunas sustancias para absorber o adsorber bajo ciertas condiciones de temperatura y presión, los vapores de refrigerantes. Estos vapores pueden ser desorbidos por aplicación de energía térmica (desorción) y regenerar los compuestos iniciales, (Fig. 2.7a y 2.7.b).

En todos los casos, es necesario suministrar calor al líquido o al sólido para que ocurra la reacción de disociación, proceso en el cual se separa al refrigerante del absorbente. Desde el punto de vista económico, es interesante operar a temperaturas de disociación moderadas, lo cual haría que con estos

sistemas pueda usarse la energía térmica de baja entalpía y emplear como en el caso de la energía solar, sistemas simples como los colectores planos.

Entre estos sistemas destacan los de adsorción sólido-gas, absorción líquido-gas y absorción sólido-gas, los cuales se describen en las secciones 2.6 y 2.7.

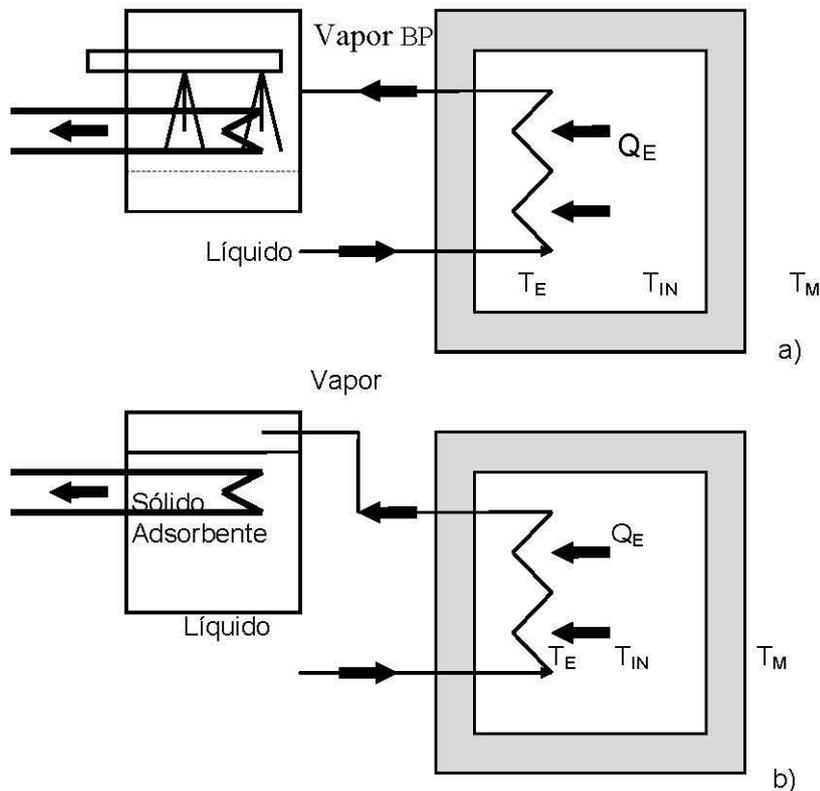


Fig. 2.7. a) Sistema de absorción líquido-gas. b) Sistema de adsorción sólido-gas.

2.5 Sistemas de absorción líquido-gas (l-g)

El ciclo de refrigeración por absorción líquido-gas está basado en la propiedad de ciertos líquidos de fijar grandes cantidades de vapores de refrigerantes, formando soluciones, en donde los vapores pueden ser separados de la solución cuando se les aplica una cantidad determinada de calor.

El vapor de refrigerante se separa de la solución por aplicación de calor, obteniéndose un vapor sobrecalentado y una solución diluida, ambos a presión y temperatura elevada. El vapor se condensa por medio de enfriamiento y el líquido saturado o subenfriado se envía al evaporador a través de una expansión en donde se vaporiza a baja temperatura y presión, absorbiéndose calor del ambiente y produciendo el efecto de refrigeración. El vapor a la salida del evaporador es absorbido por la solución diluida, regenerándose la solución concentrada inicial, estableciéndose de esta manera el ciclo.

Los procesos de absorción y generación del refrigerante equivalen a las funciones de succión y descarga de un ciclo de refrigeración por compresión mecánica del vapor.

La Fig. 2.8 representa un ciclo básico de refrigeración por absorción líquido-gas de funcionamiento continuo.

Este sistema está constituido por cuatro componentes básicos, evaporador (E), absorbedor (A), generador (G) y condensador (C), además la bomba de la solución y válvulas de expansión y de regulación de flujo.

Tanto el absorbedor como el evaporador están localizados en la línea de baja presión (presión de evaporación), y el generador y el condensador, en la de alta presión (presión de condensación). Estos sistemas emplean dos fluidos, uno es el refrigerante y el otro una solución absorbente.

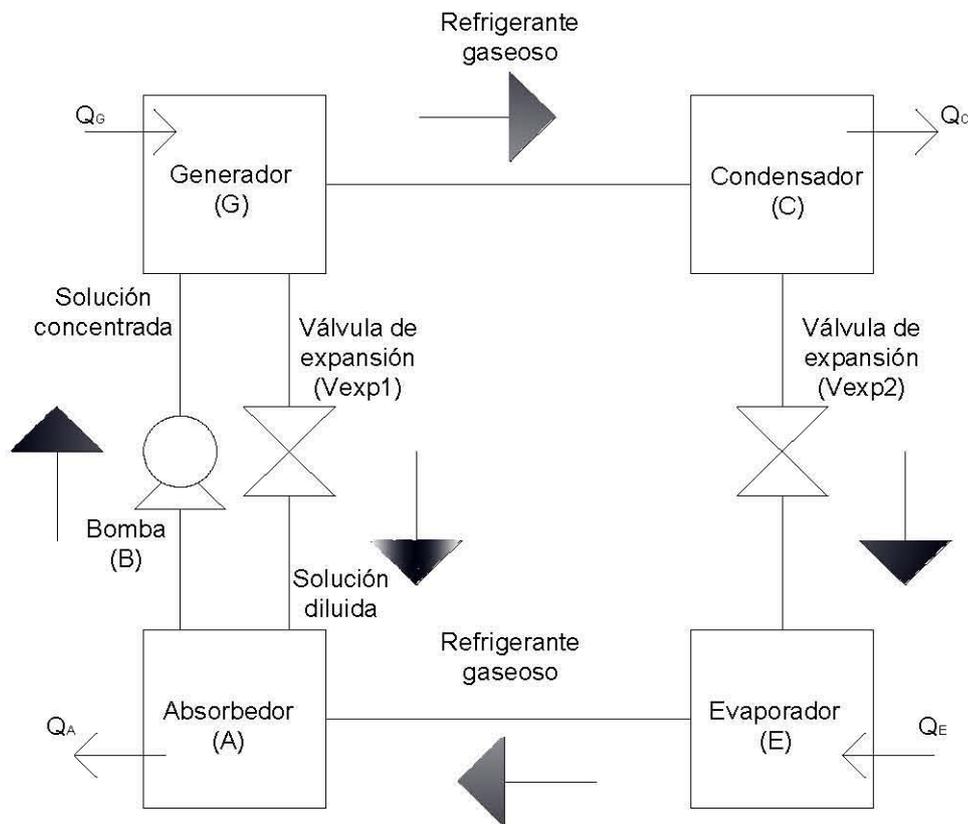


Fig. 2.8 Ciclo de refrigeración por absorción l-g en funcionamiento continuo.

2.5.1 Ciclo continuo

En el ciclo continuo de refrigeración por absorción l-g, las cuatro operaciones básicas son: a) Generación, b) Condensación, c) Evaporación y d) Absorción.

- Un generador (G) asociado a una fuente de calentamiento, para disociar el refrigerante.

- Un condensador (C) asociado a una fuente de enfriamiento para lograr la licuefacción del gas.
- Una válvula de expansión (V_{exp2}) para disminuir la presión del fluido condensado a las condiciones de vaporización.
- Un evaporador (E) en donde el fluido refrigerante se vaporiza a la presión más baja, produciendo el enfriamiento de la fuente de calor a la cual está asociada.
- Un absorbedor (A) en donde los vapores de refrigerante son absorbidos por la solución diluida. Esta absorción se desarrolla con la disipación de cierta cantidad de calor.
- Una bomba (B) que permite la circulación de la solución concentrada a la salida del absorbedor hacia el generador.
- Una válvula de expansión (V_{exp1}) en donde se disminuye la presión de la solución diluida proveniente del generador a las condiciones establecidas en el absorbedor.

El conjunto A-bomba-G, “comprime” el vapor de refrigerante desde la presión del evaporador P_E hasta la presión del condensador P_C .

La temperatura de vaporización en el evaporador determina la presión que se tiene en el absorbedor y en general en la línea de baja presión del sistema. A su vez la presión del vapor de la solución depende de su temperatura y concentración.

Puesto que la cantidad absorbida de refrigerante aumenta a medida que se reduce la temperatura de la solución absorbente, se deduce que la eficiencia del absorbedor depende en gran parte del tipo de enfriamiento disponible.

Este ciclo descrito, se denomina ciclo básico de refrigeración por absorción en funcionamiento continuo de una etapa y puede mejorar su eficiencia termodinámica respecto al descrito en la Fig. 2.8, si se integran algunos dispositivos como se indica en la Fig. 2.9, tales como:

- Intercambiadores de calor, con el objetivo de recuperar los calores sensibles del ciclo.

Es posible integrar un intercambiador de calor entre el generador y el absorbedor, en donde se ponen en contacto indirecto, la solución concentrada fría que sale del absorbedor con la solución diluida caliente proveniente del generador. Este intercambiador permite obtener grandes ahorros de energía, reduciendo todas las áreas de intercambio en el generador y los requerimientos de enfriamiento en el absorbedor.

Es posible además integrar un intercambiador entre el condensador y el evaporador, en donde se ponen en contacto, el vapor sobrecalentado a baja temperatura, que sale del evaporador, con el líquido proveniente del condensador que se encuentra a la temperatura de la fuente fría. Este intercambiador tiene como función subenfriar el condensado y obtener una mayor potencia de enfriamiento por unidad másica de refrigerante.

La Fig. 2.9 representa un ciclo de refrigeración con funcionamiento continuo, en donde se incluyen los intercambiadores de calor.

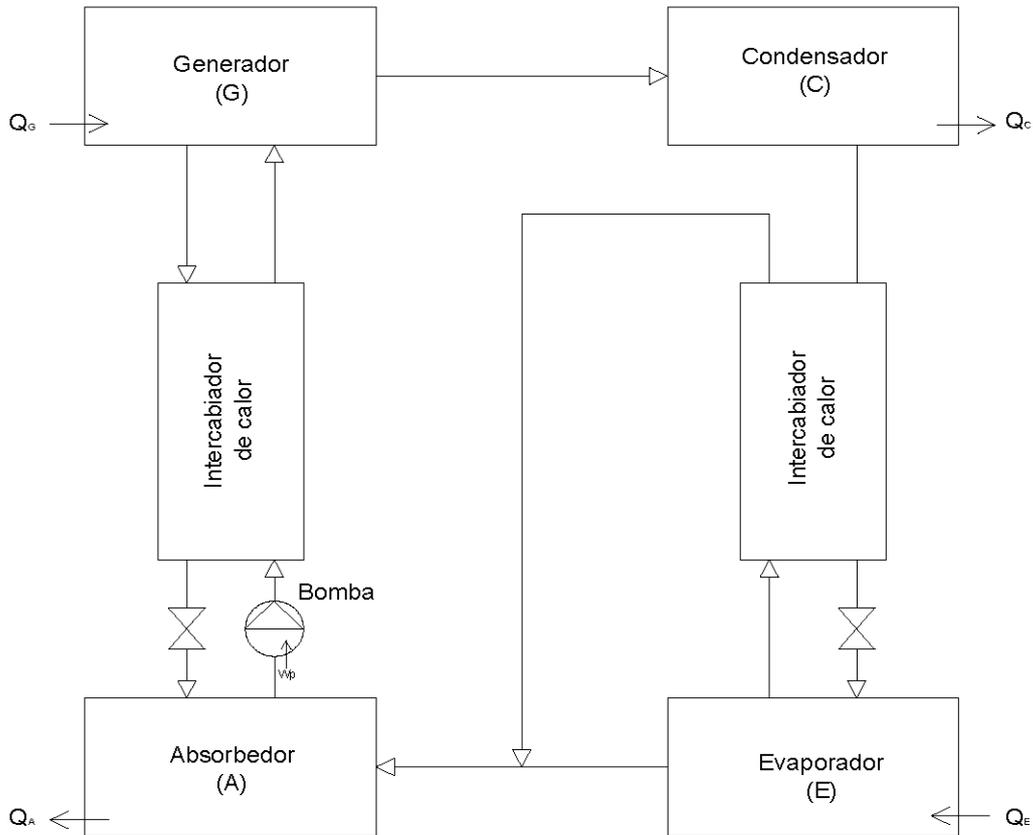


Fig. 2.9 Ciclo de refrigeración con funcionamiento continuo.

2.5.2 Mezclas líquido-gas

Dentro de los sistemas líquido-gas más empleados en los sistemas de absorción se encuentran (Dosaat, 1961):

1. Para la refrigeración:

- Agua-amoniaco, H_2O / NH_3
- Tiocianato de litio-metanol, $LiSCN / CH_3NH_2$
- Tiocianato de sodio-metanol, $NaSNC / CH_3NH_2$
- Tiocianato de sodio-amoniaco, $NaSCN / NH_3$

2. Para la climatización:

- Bromuro de litio-agua, $LiBr / H_2O$
- Cloruro de litio-agua, $LiCl / H_2O$
- Tetraetilen glicol Dimetiléter-Freón 21(R21)

2.6 Sistemas de producción de frío utilizando energía termosolar

Una de las variadas aplicaciones de la energía solar es su aplicación en procesos de enfriamiento, tanto en su conversión eléctrica como térmica, por lo general el uso la energía térmica de baja temperatura es en procesos como: la climatización de espacios, conservación de productos perecederos, producción de hielo, etc. Generalmente consisten de un sistema de transformación y almacenamiento de energía, el cual está interconectado a un ciclo de refrigeración. La Fig. 2.10 representa el conjunto de los diferentes sistemas frigoríficos que se pueden obtener usando la energía solar, en la cual se puede distinguir dos tipos de efectos:

- a. El efecto fotónico; logrado por el uso de diferentes tipos de celdas fotovoltaicas que permiten producir directamente la energía eléctrica y luego transformarla a energía mecánica.
- b. El efecto térmico; que es el resultado de la transformación en calor de la energía solar absorbida.

A estos efectos térmicos están asociados dos tipos de captadores solares en función del nivel térmico de la aplicación específica. Estos son:

2.6.1 Dispositivos de conversión de la energía solar

Los dispositivos termoconvertidores solares como los colectores planos y los concentradores se pueden acoplar a las máquinas frigoríficas de sorción y eyección o a ciclos termodinámicos para producción de vapor y obtener energía mecánica que puede ser utilizada en una máquina frigorífica por compresión de vapor. La Fig. 2.10 representa las diferentes formas de conversión de la energía solar y su acoplamiento a ciclos de refrigeración.

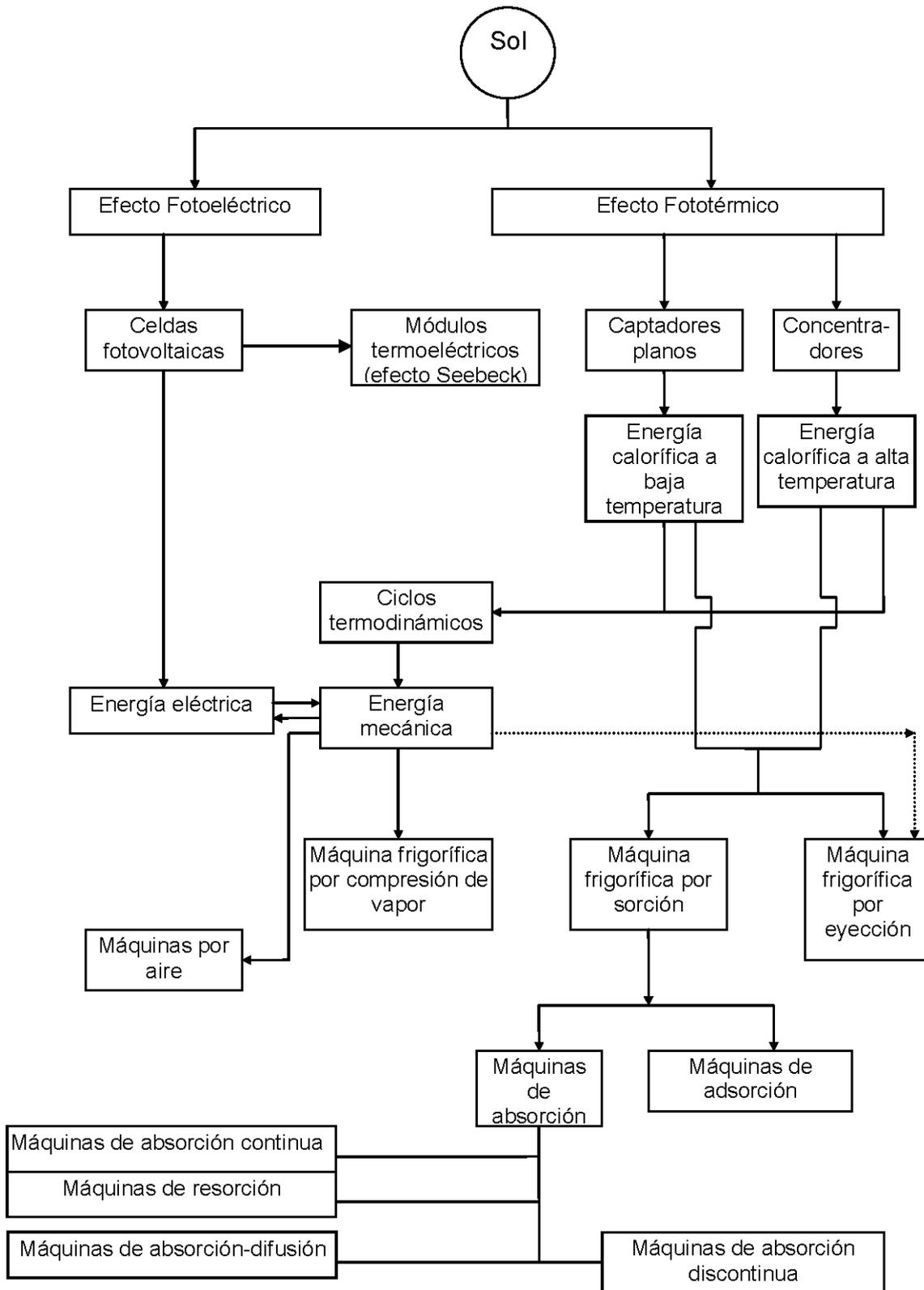


Fig. 2.10 Organigrama de los diferentes métodos de producir frío por vía solar.

La mezcla más usada para la refrigeración solar es H_2O / NH_3 : Las presiones y temperaturas de trabajo en el caso del NH_3 son muy elevadas. A modo de ejemplo podemos indicar que para una temperatura de condensación de $30^\circ C$, la presión correspondiente es de 12 atm, necesitando en el generador

una temperatura de 108 °C para una solución al 30% de NH₃. La Tabla 2.1 representa algunas condiciones de operación del sistema H₂O/NH₃, para una concentración final en la solución de 30%, determinadas a partir de los datos de equilibrio de la mezcla.

2.6.2 Sistemas de absorción líquido-gas más usados

En la Tabla 2.2 se representan los sistemas líquido-gas más usados en la refrigeración por absorción usando energía solar como fuente térmica.

Tabla 2.2 Sistemas líquido-gas.

| Absorbente | Refrigerante | Referencia |
|-------------------|--------------|--|
| Agua | Amoniaco | (Chinnappa 1962, 1975), (Exell, 1982), (Swartman, 1975), Pilatowsky (1984, 1986) |
| LiBr | Agua | Chartes (1979) |
| NaSCN | Amoniaco | (Swartman 1972, 1975), (Argent, 1968) (Blytas, 1962) |
| LiCl | Agua | (Chartes, 1979) |
| LiNO ₃ | Amoniaco | (Blytas, 1962) (Pilatowsky, 1986) |
| NaNO ₃ | Amoniaco | (Blytas, 1962) |
| KBr | Amoniaco | (Blytas, 1962) |
| Monometilamina | Agua | (Pilatowsky, 1978) |

Tabla 2.3 Temperaturas y presiones de generación para diferentes temperaturas de condensación en una solución amoniacal al 30%.

| Temp. de Condensación. (T _c , °C) | Temp. de Generación. (T _g , °C) | P _c = P _g (atm) |
|--|--|---------------------------------------|
| 20 | 97 | 9 |
| 25 | 103 | 11 |
| 30 | 108 | 12 |
| 35 | 115 | 14 |
| 40 | 121 | 16 |

En 1956, (Trombe y Foex, 1957), construyeron un refrigerador a absorción con ciclo intermitente, usando como fuente de calor la energía solar mediante concentradores cilindros parabólicos. La producción de hielo fue de 30 a 35 kg de hielo para una energía de 80 kWh.

De manera análoga (Oniga, 1961), utilizó un concentrador. (Chari, 1958), (Eisenstadt, 1959), después (Farber, 1970), y otros, construyeron sistemas de refrigeración acoplado captadores planos para producir hielo. En ningún caso pudo resolverse el problema del almacenamiento de calor.

(Exell, 1982), trabajó en Tailandia, con diferentes sistemas solares de refrigeración utilizando el ciclo intermitente de la mezcla H_2O/NH_3 . (Chinappa, y Paasen, 1962), trabajaron también con la misma mezcla y acoplaron captadores planos. La concentración inicial variaba entre 44 y 46% y la concentración final de 38 a 39.8% para temperaturas de generación entre 94 y 100°C y temperaturas de absorción entre 34 y 37 °C.

(Swartman, 1975), comparó el funcionamiento de un refrigerador solar utilizando los sistemas H_2O / NH_3 y $NaSCN / NH_3$. En todos los casos, las experiencias realizadas mostraron que las cantidades de hielo obtenidas alcanzaron valores entre 1 y 2.5 kg. por día y por m^2 de captador. Como se verá más adelante esta producción es inferior (con las mismas condiciones de operación) a la alcanzada con sistema de absorción sólida.

La combinación H_2O / NH_3 presenta muchas ventajas (Charter y Chen, 1979), satisface algunos de los requerimientos más importantes para la operación, pero presenta pequeñas desventajas; el absorbente “agua” tiene una gran afinidad por los vapores de NH_3 , y ambos son mutuamente solubles en un rango muy amplio de condiciones de operación. Son fluidos muy estables y compatibles con casi todo tipo de acero. Una excepción notable es el cobre y sus aleaciones, los cuales no son adecuados para usarse por la alta corrosión que se produce al reaccionar con el NH_3 .

El calor latente de vaporización del NH_3 es alto, pero es ligeramente tóxico, muy irritante, y bajo ciertas condiciones de concentración en el aire puede ser inflamable y explosivo (Pilatowsky, et al., 1993). La principal desventaja de esta mezcla está en el hecho de que el absorbente agua es relativamente volátil de modo que los vapores de NH_3 al salir del generador contienen por lo general cantidades apreciables de agua. Por esta razón la eficiencia de este sistema puede mejorarse usando columnas rectificadoras cuya función es la de eliminar el vapor de agua contenido en el NH_3 a la salida del generador (Stoecker y Reed, 1971), (Swartman, 1975), (Stoecker, 1978) y antes de entrar al condensador. Por otra parte las elevadas temperaturas de disociación hacen que el empleo de colectores planos en el uso de la energía solar se vea limitado. La tecnología de colectores evacuados, podrá cubrir un dominio de operación más amplio.

La combinación $LiBr / H_2O$ se utiliza ampliamente en aplicaciones de climatización, ya que como el agua es el refrigerante, no es apropiado su uso para operar a temperaturas por debajo del 0°C, debido a su congelación.

El $LiBr$ es una sal hidroscópica y su salmuera tiene una gran afinidad con el vapor de agua. Sin embargo, una desventaja de esta combinación es que el absorbente no es totalmente soluble en el agua en todo el dominio de temperatura y presión que puede operar el sistema, por lo que deben tomarse precauciones especiales en el diseño y operación, para evitar la precipitación y cristalización del absorbente (Charter y Chen, 1979).

Una de las principales ventajas de estos sistemas es que el absorbente no es volátil, evitándose el uso de columnas de rectificación.

2.7 Sistemas de adsorción sólido-gas

La capacidad que presentan una gran cantidad de sólidos para fijar en su superficie uno o varios componentes de la fase fluida, se le conoce con el nombre de adsorción la cual puede ser de naturaleza física (adsorción física) o de naturaleza química (adsorción química o quimisorción). La capacidad de adsorción de un material adsorbente es una función de la temperatura y la presión. El fenómeno de adsorción es favorecido con la disminución de la temperatura y la desorción con el aumento de la misma.

Como en el caso de la absorción (líquido-gas y sólido-gas), la adsorción es una operación unitaria que puede integrarse a ciclos termodinámicos de refrigeración.

Existen una gran cantidad de materiales adsorbentes que se usan en diversas aplicaciones: Tamices moleculares (naturales o sintéticas), sílica, carbones activados, entre otros.

2.7.1 Descripción del ciclo de refrigeración solar por adsorción

Se muestra en la Fig. 2.11 a, el proceso de calentamiento-desorción-condensación que tiene lugar durante el día, donde se aprovecha la energía solar para calentar al colector-contenedor, el cual contiene al sólido adsorbente y al refrigerante adsorbido. Al calentarse el sólido, se liberan los vapores de refrigerante los cuales son licuados en un condensador enfriado por aire o agua. Una vez licuado el refrigerante se almacena en un recipiente acumulador. En la Fig. 2.11 b se muestra la etapa de enfriamiento-adsorción-evaporación, que ocurre durante la noche cuando el sólido es enfriado por convección y adsorbe los vapores que salen del evaporador produciéndose así el efecto refrigerante.

La Fig. 2.12 representa un esquema de los componentes de un sistema de refrigeración solar por adsorción.

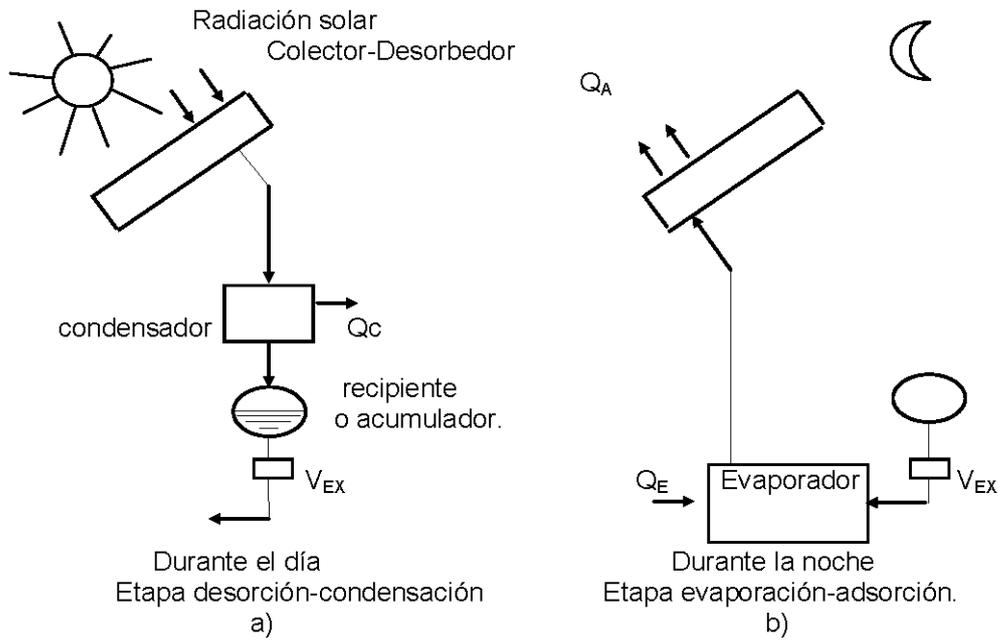


Fig.2.11 Esquema de una unidad de refrigeración por adsorción con ciclo intermitente.

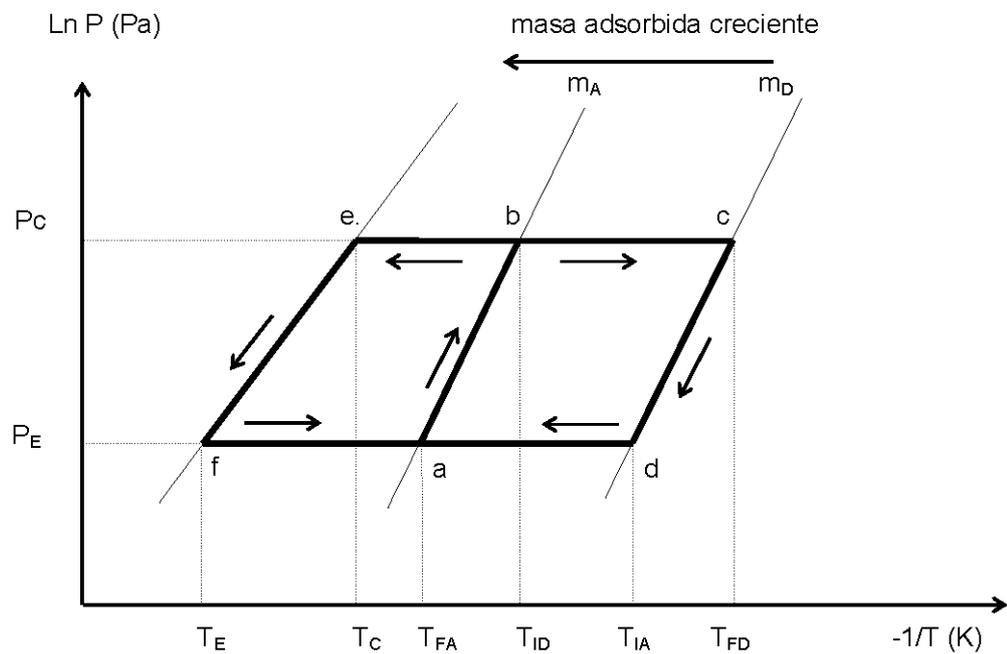


Fig. 2.12 Ciclo termodinámico de refrigeración por adsorción.

2.7.2 Análisis comparativo de diferentes sistemas de refrigeración solar por adsorción

En 1974 Tchernev estudió la posibilidad de utilizar el ciclo intermitente del sistema zeolita-agua para la refrigeración solar (Tchernev, 1974, 1978 y 1982). Meunier (1979, 1980 y 1988), desarrolló dos instalaciones experimentales en 1981 y 1983. Estos estudios demostraron que el sistema zeolita-agua se adapta perfectamente para producir frío a partir de la energía solar, aunque no puede ser utilizado para la fabricación de hielo debido a que no se pueden alcanzar en el evaporador temperaturas inferiores a 0 °C debido a las bajas presiones de vacío requeridas.

Tabla 2.4 Relación de algunos sistemas de adsorción sólido-gas

| Adsorbente | Refrigerante | Referencia |
|-----------------|------------------|--|
| Zeolita | Agua | (Tchernev, 1974,1978 y 1982) (Meunier, 1979, 1980 y 1988) |
| Zeolita | Metanol | (Meunier, 1986) |
| Zeolita | R11,R12,R22,R114 | (Critoph, 1988) |
| Carbón Activado | R11,R12,R22,R114 | (Critoph, 1988) |
| Carbón Activado | Metanol | (Pons, 1986) (Meunier, 1986) |
| Silica gel | SO ₂ | (Planck, 1960) |

2.8 Sistemas de absorción sólido-gas

La absorción sólido-gas es un proceso de transferencia de masa, el cual está basado en la solubilidad que presentan muchos gases en estructuras sólidas. A diferencia de la absorción líquida, en la absorción sólido gas, existe una reacción química en la cual se forman compuestos bien definidos, en general con número de moles enteros. Estas reacciones heterogéneas son reversibles lo que permite mediante una disociación térmica, regenerar los materiales originales, pudiéndose de esta forma usarse en ciclos termodinámicos de refrigeración.

En términos generales, la utilización de los sistemas sólido-gas en ciclos de refrigeración intermitente, permite obtener un rendimiento termodinámico más elevado que en el caso de la absorción líquido-gas, a causa de la eliminación del proceso de rectificación y además porque el volumen necesario de absorbente sólido es aproximadamente el 50% del requerido en el caso de los líquidos para obtener una misma potencia frigorífica, suprimiéndose intercambiadores de calor y bombas de solución.

En la absorción sólido-gas la potencia frigorífica del sistema depende menos de las condiciones de operación, que en el caso de la absorción líquido-gas, permitiendo su utilización a temperaturas elevadas de condensación, con un buen rendimiento termodinámico. Por otro lado la temperatura máxima de absorción, en la mayoría de estos sistemas es superior a la ambiente, lo cual

permite enfriar el condensador con aire, presentando un gran interés sobre todo para regiones donde hay poca disponibilidad de agua, siendo el caso de las zonas áridas y semiáridas.

Los principales inconvenientes de la utilización de los absorbentes sólidos son:

1. Sus bajas conductividades térmicas. Esto hace que se requiera de un sobrecalentamiento en las condiciones normales de operación por encima de la temperatura teórica de disociación.
2. Las grandes variaciones de volumen en el sólido durante el curso de las reacciones de absorción y desorción.
3. Los riesgos de transporte de partículas sólidas debido al efecto de las grandes variaciones de presión.
4. La limitación de solo operar los ciclos de forma intermitente.

2.8.1 Ciclo de refrigeración

Como se mencionó anteriormente en el caso de la refrigeración con absorbentes sólidos es evidente que no se puede realizar un ciclo continuo de funcionamiento debido a la dificultad de establecer una circulación continua con el absorbente en estado sólido. En la Fig. 2.13 se muestra un diagrama que representa los elementos que constituyen un ciclo de refrigeración por absorción sólido-gas. En este tipo de ciclos el elemento generador-absorbedor juega alternativamente el papel de generador y de absorbedor.

En el generador se encuentra el absorbente sólido conteniendo al gas refrigerante en la fase absorbida. Mediante el suministro de energía térmica a este elemento, se lleva a cabo la reacción exotérmica de desorción del gas con un nivel de alta presión y alta temperatura. El vapor así obtenido es licuado en un condensador enfriado por aire o agua.

Teniendo al refrigerante en estas condiciones, es posible mediante una válvula de expansión abatir el nivel de presión para que en el evaporador se pueda extraer el calor del medio a enfriar por la vaporización del gas licuado, logrado este efecto, el gas refrigerante a un nivel de baja presión y temperatura pasa al absorbedor, lográndose la absorción del gas por el sólido absorbente. En estas condiciones el sistema está en condiciones de iniciar un nuevo ciclo.

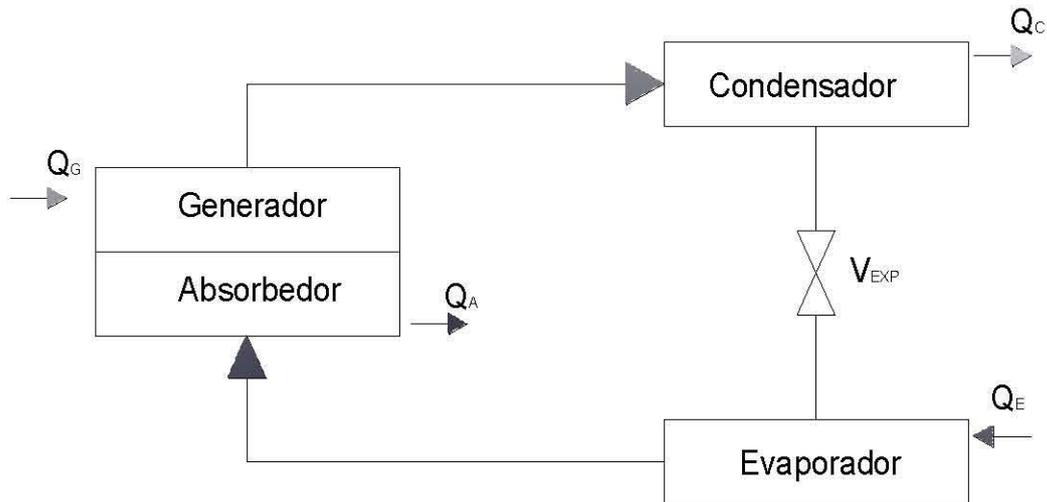


Fig. 2.13 Representación esquemática de los componentes de un sistema de refrigeración por absorción sólido-gas.

2.9 Selección del ciclo termodinámico y método de producción de frío

De acuerdo a todo lo anterior se seleccionó el método para producir frío al de absorción sólido-gas debido a las ventajas que tiene este método en comparación con los demás, como son: que este método forma compuestos bien definidos, en general con número de moles enteros, las reacciones heterogéneas son reversibles lo que permite mediante una disociación térmica, regenerar los materiales originales, pudiéndose de esta forma usarse en ciclos termodinámicos de refrigeración, se tiene un COP global más elevado que el sistema de absorción líquido gas, debido a que el sistema de absorción sólido-gas no cuenta con rectificadores en su ciclo. Por otro lado en comparación con el método de compresión no es tan costoso debido a que el uso de electricidad es mucho menor que este otro método.

CAPÍTULO 3. TERMODINÁMICA DEL SISTEMA DE ABSORCIÓN SÓLIDO-GAS

3.1 Introducción

Las reacciones heterogéneas reversibles que tienen lugar entre un sólido y un gas pueden ser utilizadas en ciclos termodinámicos de refrigeración. Una vez hecha la selección del refrigerante (gas), es necesario analizar las diferentes posibilidades de absorbentes sólidos que puedan retener al refrigerante, en función de sus propiedades termodinámicas.

El ciclo termodinámico de refrigeración puede representarse en un diagrama presión de vapor contra temperatura. (Fig.3.1). La curva A representa el equilibrio del refrigerante líquido-refrigerante gaseoso y las curvas B, C, D, las de los diferentes equilibrios entre el complejo sólido-gas y el refrigerante gaseoso. Dependiendo del sistema sólido-gas sería el número de curvas que corresponden a los equilibrios subsecuentes de desorción y de acuerdo a las ecuaciones 2.1 a la 2.3 descritas en el capítulo anterior y la 3.1.

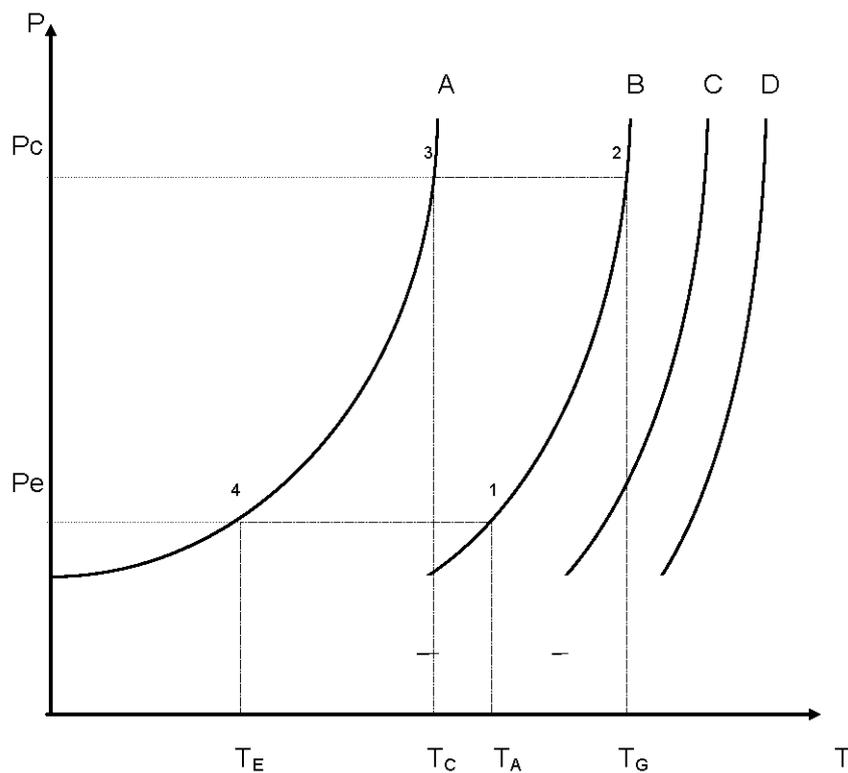


Fig. 3.1 Condiciones de operación de un ciclo termodinámico para un sistema de refrigeración por absorción sólido-gas en una diagrama de equilibrio.

Con la ayuda del diagrama de la Fig. 3.1 es posible establecer las condiciones de operación de la máquina frigorífica. La temperatura de evaporación T_E , está determinada por la temperatura a la cual se desea

mantener el espacio a enfriar, la temperatura de condensación T_C , es función del medio de enfriamiento (aire o agua).

Establecidas estas condiciones se puede determinar entonces las presiones correspondientes P_E y P_C , siendo los procesos de condensación y evaporación procesos isobáricos e isotérmicos. La presión de evaporación P_E determina entonces la temperatura de absorción T_A y la presión de condensación P_C determina la temperatura de generación T_G .

3.2 Descripción del ciclo

La Fig. 3.2 representa el diagrama de Clausius-Clapeyron, ($\log P$ vs $1/T$) con la ayuda del cual describiremos el ciclo de refrigeración sólido-gas.

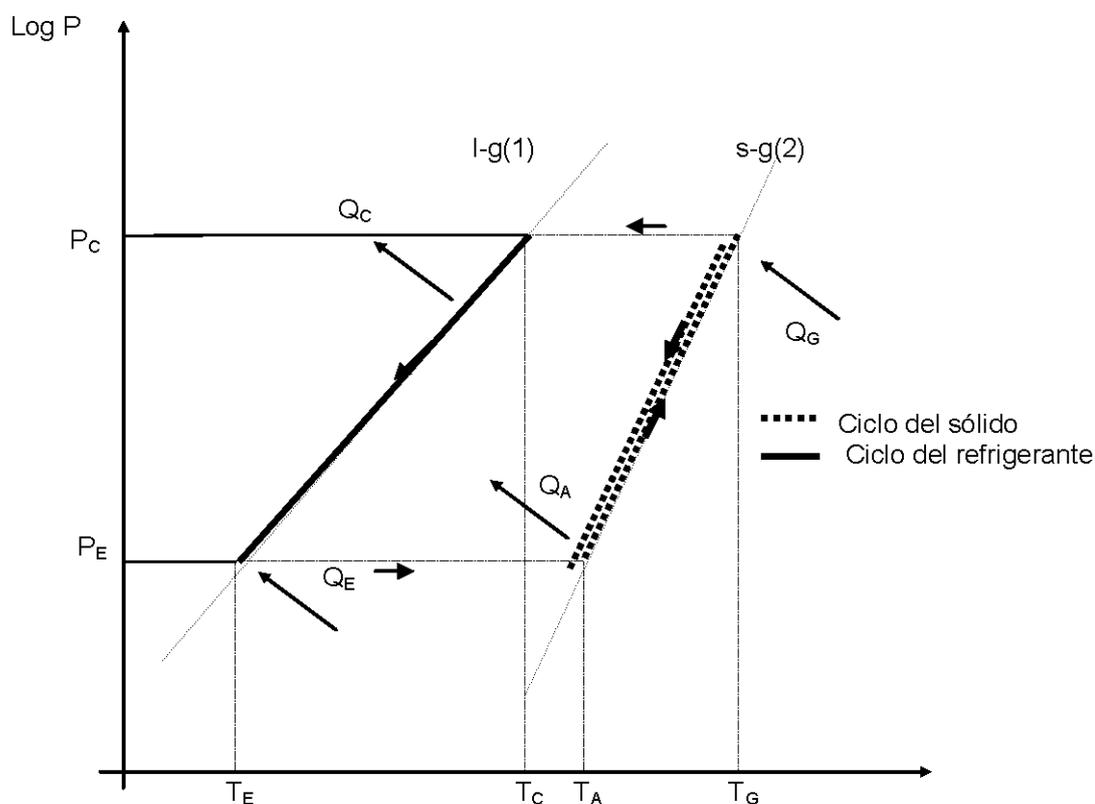


Fig. 3.2 Diagrama de Clausius-Clapeyron, para el sistema sólido-gas de una sola reacción.

El absorbente sólido contenido en el reactor, absorbe a una temperatura T_A los vapores de refrigerante producidos por la evaporación endotérmica del líquido a la temperatura T_E , posteriormente el refrigerante se calienta desde T_E hasta T_A en donde se absorbe y se produce calor resultado de la síntesis exotérmica entre el absorbente y el gas. Luego le sigue un proceso de generación en el cual el sólido es calentado desde la temperatura T_A hasta T_G , a la cual ocurre la desorción endotérmica del refrigerante, seguido de un enfriamiento del refrigerante desde la temperatura T_G hasta T_C donde tiene lugar la condensación exotérmica del vapor. El refrigerante en estado líquido se

expande desde la presión de condensación P_C hasta la de evaporación P_E , enfriándose sensiblemente desde T_C hasta T_E condición a la cual es evaporado, produciéndose en ese punto el efecto de enfriamiento. Con respecto al sólido, después de desorber al vapor, se enfría desde T_G hasta T_A , disminuyendo su presión desde P_C hasta $P_E = P_A$, punto donde se inicia de nuevo el ciclo.

3.3 Reacciones sólido-gas

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



Que se puede expresar de la forma siguiente:



En donde s es el sólido, R el refrigerante y n el número de moles de refrigerante absorbido. Durante estas reacciones se forman compuestos de adición bien definidos químicamente en donde se utilizan halogenuros alcalinos, alcalino térreos o metálicos, halogenuros dobles o mixtos, sulfatos, nitratos y fosfatos como absorbentes. Si el refrigerante usado es el NH_3 se les llaman en sentido general a estas sales formadas amoniacatos y aminoacatos si el refrigerante es una amina, tomando el nombre genérico del gas o vapor que absorben.

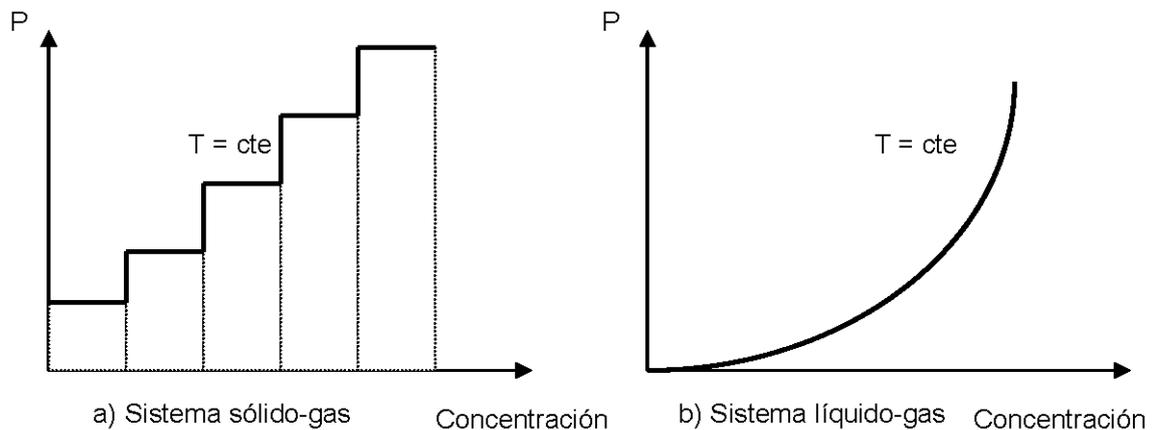


Fig. 3.3 Isotermas de absorción en diagramas Presión-Concentración (P-X) para sistemas sólido-gas (a) y para sistemas líquido-gas (b).

A diferencia de los sistemas de absorción líquido-gas, en los cuales en una isoterma, la presión es una función continua de la concentración (Fig. 3.3 b), en los sistemas sólido-gas existe una sucesión de escalones a presión constante entre dos valores de concentración, (Fig. 3.3 a). Cada escalón representa un equilibrio monovariante entre dos compuestos sólidos y el gas.

La teoría que explica la formación de este tipo de compuestos plantea dos necesidades; por un lado se requiere de la estabilización de una unión entre el elemento de la red estructural del sólido y la molécula del gas refrigerante y por otra parte, de una dilatación de la red para dar lugar a la fijación de la molécula del gas.

Esto se lleva a cabo a través de zonas reaccionantes localizadas en la interfase sólido-gas. Mediante el nacimiento y crecimiento de gérmenes en estos lugares se da el desarrollo de una fase sólida nueva, química y estructuralmente diferente de la fase sólida original.

En sentido general durante las reacciones sólido-gas existen varios procesos involucrados, tales como:

1. Transferencia de masa del elemento a difundirse, desde el seno de la fase gaseosa hacia la interfase con el sólido.
2. Transferencia de masa en la superficie por medio de la adsorción la cual es mínima en comparación a la difusión del sólido.
3. Transferencia de masa del gas en el sólido, solubilizándose y ocupando lugares intersticiales de la estructura sólida.
4. Reacción química heterogénea, cuya evolución es del centro hacia la superficie del sólido, acompañada por una liberación de calor. (reacción exotérmica).

Los diferentes estados de equilibrio que pueden sucederse en una reacción sólido-gas se representan de manera general y tomando como inicio la ecuación 3.2, de la forma siguiente:



donde:

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

La formula semiempírica propuesta por RENKIN-DUFRE-HERTZ es la más empleada para representar en un diagrama de equilibrio log P vs 1/T las reacciones representadas en las ecuaciones 3.2 a la 3.4:

$$\text{LogP} = A - \frac{B}{T} - C \log T \quad (3.5)$$

En donde A, B y C son constantes determinadas experimentalmente para cada compuesto.

3.4 Particularidades de los sistemas basados en la termicidad de las reacciones de absorbentes sólidos y el amoníaco (NH₃)

Como se aprecia en la Tabla 3.2, la naturaleza y el número de amoniacatos son variados e importantes (Mauran, et al., 1992), (Spinner, 1988), (Hartoulari, 1960), (Balan et al., 1987) y (Rockenfeller, 1988). Estos reaccionan en una gran gama de presiones, temperaturas y en dependencia del número de moles de gas reaccionante por moles de sal o complejo sólido.

La densidad energética o capacidad de almacenamiento de estos compuestos puede ser elevada (510 Wh/kg en el caso del NiCl₂ 6/3 NH₃) (Spinner, 1992).

De manera general, la estabilidad de los amoniacatos es muy elevada, no presentan reacciones secundarias lo cual permite que sean utilizados en sistemas termoquímicos de producción de frío a bajas temperaturas (cercanas a -50 °C , por evaporación de amoníaco), en sistemas multiefectos, y en termotransformadores pudiéndose elevar el potencial térmico de la fuente hasta más de 250 °C.

Muchos autores han estudiado, analizado y determinado experimentalmente las diferentes propiedades de los amoniacatos de diferentes sales metálicas, por ejemplo:

(Bonnetfoi, 1901), analizó los amoniacatos de CaCl₂, ZnCl₂, MgCl₂, Hg₂Cl₂, CaI₂, AgCl₂ y principalmente las combinaciones de halógenos del litio con el NH₃ y las aminas primarias.

(Mehl, 1934), estudió la absorción de amoníaco sobre el cloruro de estroncio y su cinética de reacción.

(Hartoulari y Barret, 1960), (Hartoulari y Dufour, 1973), estudiaron la teoría de formación de los amoniacatos y principalmente las cinéticas de los sistemas LiBr-NH₃, NaCl-NH₃ y AgCl-NH₃.

(Biltz, 1923), estudió las combinaciones de halógenos metálicos con el amoníaco analizando sus diferentes propiedades químicas y físico-químicas. Los amoniacatos analizados fueron los de litio, sodio, potasio, rubidio, magnesio, calcio, estroncio, bario, manganeso, hierro, níquel, cobre y plomo.

(Rammelsberg, 1842), estudió el comportamiento de los bromuros de bario, estroncio, calcio, níquel, zinc, cadmio, cobalto, cobre y plata y sus combinaciones con el amoníaco.

(Huttig, 1920), estudió los amoniacatos de halógenos del calcio, estroncio y bario. Estos mismos estudios fueron desarrollados también por (Hansen, 1923).

(Buffington, 1933), propuso la utilización de varias sales como absorbentes en una máquina de refrigeración. La Tabla 3.1 muestra algunas condiciones de

operación de estos sistemas, para una temperatura de condensación de 32°C y una de evaporación de -18°C.

Tabla 3.1 Temperaturas de absorción y generación para algunos sales como absorbentes.

| Sistema | Temp.de Absorción. (T _A °C) | Temp. De Generación. (T _G °C) |
|------------------------------------|--|--|
| MnCl ₂ -NH ₃ | 104 | 149 |
| SrBr ₂ -NH ₃ | 82 | 127 |
| CdCl ₂ -NH ₃ | 74/88 | 115/129 |
| CaCl ₂ -NH ₃ | 48.5/59 | 92.5/102 |
| SrCl ₂ -NH ₃ | 49.5/57.5 | 88/102 |

Los amoniacatos presentan como desventaja, la evolución importante de sus volúmenes molares durante el curso de las reacciones de síntesis y descomposición. Los estudios realizados por (Mauran, 1992), condujeron a la definición de los límites de compactación de los cloruros, proponiendo un modelo matemático para determinar las variaciones de volúmenes de diferentes sales y optimizar la densidad energética de estos sistemas.

Las particularidades de los sistemas basados en la utilización de amoniacatos conducen al planteamiento de problemas científicos originales, los cuales están muy estrechamente ligados a:

1. La termodinámica y cinética de transformación del sistema sólido-gas.
2. La evolución de la textura del lecho sólido durante la reacción.

Estas problemáticas han conllevado al estudio de diferentes tipos de reactores y aditivos para reducir este efecto, surgiendo diferentes e interesantes variantes, tales como:

- a. **Lechos fijos sin ligaduras, en reactores de paredes móviles:** Esta solución propuesta por (Rockenfeller, 1988), ha sido muy difícil de llevar a cabo y solo conduce a valores muy bajos de coeficientes de transferencia de calor y de masa.
- b. **Cristalización de cloruros sobre las paredes del reactor:** Que al reaccionar con el gas permite por una parte un buen contacto entre la pared y el sólido y por otra un buen contacto entre los granos del sólido.
- c. **Mezclas de cloruros con nitrato de litio:** Los cual forma un líquido pastoso al reaccionar con el NH₃. Estos resultados son muy interesantes pero limitan a estos sistemas a operar por debajo de 150 °C.
- d. **Mezclas de amoniacatos con grafito:** Esta solución es muy interesante por sus resultados con diferentes cloruros tales como: MnCl₂, MgCl₂ y NiCl₂. La interacción de este sustrato cuando se intercala en forma de grano, presentó los mismos problemas de resistencia de contacto, y bajos coeficientes de intercambio en la pared, pero cuando se intercala en forma de fibras es una solución muy original y prometedora para solucionar esta problemática. Y por último:
- e. **Las mezclas del reactivo con grafito expandido:** aseguran:

1. Mantener las propiedades de elasticidad del medio.
2. Los valores de los coeficientes de intercambio en la pared y la conductividad térmica del medio dependen de las proporciones y condiciones en que se efectúe la mezcla.
3. La impregnación de reactivos o sales en los bloques de grafito expandido, permite re-encontrar el carácter fuertemente anisótropo del grafito natural conservándose un medio muy poroso.

Estas diferentes soluciones conducen a diferentes formas en los reactores de sólido-gas.

3.5 Propiedades termodinámicas de diferentes reacciones sólido-gas

La Tabla 3.2 muestra diferentes sistemas sólidos-NH₃ y algunos datos termodinámicos tales como entalpía, entropía y calor específico para diferentes amoniacatos, caracterizando cada una de las etapas que tiene lugar durante el curso de la reacción.

Tabla 3.2 Reacciones sólido-gas.

| Reacción (Sólido-NH ₃) S, n ₁ R ⇌ s, n ₂ R + (n ₁ - n ₂) R | ΔH J.mol ⁻¹ | ΔS J.K ⁻¹ .mol ⁻¹ | Cp J.K ⁻¹ .mol ⁻¹ |
|--|---------------------------|--|--|
| ZnCl₂ - NH₃ | | | |
| (10/6) ZnCl ₂ , 10 NH ₃ ⇌ ZnCl ₂ , 6 NH ₃ + 4 | 29588 | 219.23 | 71.21 |
| (6/4) ZnCl ₂ , 6 NH ₃ ⇌ ZnCl ₂ , 4 NH ₃ + 2 | 44779 | 230.24 | 71.27 |
| (4/2) ZnCl ₂ , 4 NH ₃ ⇌ ZnCl ₂ , 2 NH ₃ + 2 | 49467 | 230.24 | 71.27 |
| (2/1) ZnCl ₂ , 2 NH ₃ ⇌ ZnCl ₂ , NH ₃ + | 80352 | 229.72 | 71.27 |
| (1/0) ZnCl ₂ , NH ₃ ⇌ ZnCl ₂ + | 10462 | 227.79 | 71.21 |
| CuCl₂ - NH₃ | | | |
| (10/6) CuCl ₂ , 10 NH ₃ ⇌ CuCl ₂ , 6 NH ₃ + 4 | 31387 | 227.72 | 71.81 |
| (5/3.3) CuCl ₂ , 5 NH ₃ ⇌ CuCl ₂ , 3.3NH ₃ + | 50247 | 230.75 | 71.81 |
| (3.3/2) CuCl ₂ , 3.3 NH ₃ ⇌ CuCl ₂ , 2 NH ₃ + | 56497 | 237.22 | 71.81 |
| SnCl₂ - NH₃ | | | |
| (9/4.0) SnCl ₂ , 9 NH ₃ ⇌ SnCl ₂ , 4 NH ₃ + | 31806 | 224.86 | 70.60 |
| (4/2.5) SnCl ₂ , 4 NH ₃ ⇌ SnCl ₂ , 2.5 NH ₃ + | 38920 | 229.82 | 70.60 |
| PbCl₂ - NH₃ | | | |
| (8/3.25) PbCl ₂ , 8 NH ₃ ⇌ PbCl ₂ , 3.25 NH ₃ | 34317 | 223.76 | 70.05 |
| (3.25/2) PbCl ₂ , 3.25 NH ₃ ⇌ PbCl ₂ , 2 NH ₃ | 39339 | 230.27 | 70.05 |
| (2/1.5) PbCl ₂ , 2 NH ₃ ⇌ PbCl ₂ , 1.5 NH ₃ | 46035 | 230.89 | 70.05 |
| (1.5/1) PbCl ₂ , 1.5 NH ₃ ⇌ PbCl ₂ , NH ₃ | 47290 | 232.50 | 70.05 |
| (1/0) PbCl ₂ , NH ₃ ⇌ PbCl ₂ + | 55660 | 231.04 | 70.05 |
| LiCl₂ - NH₃ | | | |
| (4/3) LiCl ₂ , 4 NH ₃ ⇌ LiCl ₂ , 3 NH ₃ + NH ₃ | 36828 | 224.70 | 70.50 |
| BaCl₂ - NH₃ | | | |
| (8/0) BaCl ₂ , 8 NH ₃ ⇌ BaCl ₂ + 8 NH ₃ | 37665 | 227.25 | 75.10 |

Tabla 3.2 Reacciones sólido-gas (continuación).

| Reacción (Sólido-NH ₃) S, n ₁ R ⇌ s, n ₂ R + (n ₁ - n ₂) R | | ΔH J.mol ⁻¹ | ΔS J.K ⁻¹ .mol ⁻¹ | Cp J.K ⁻¹ .mol ⁻¹ |
|--|---|---------------------------|--|--|
| CaCl₂ - NH₃ | | | | |
| (8/4) | CaCl ₂ , 8 NH ₃ ⇌ CaCl ₂ , 4 NH ₃ | 41013 | 230.30 | 72.52 |
| (4/2) | CaCl ₂ , 4 NH ₃ ⇌ CaCl ₂ , 2 NH ₃ | 42268 | 229.92 | 72.52 |
| (2/1) | CaCl ₂ , 2 NH ₃ ⇌ CaCl ₂ , NH ₃ | 63193 | 237.34 | 72.52 |
| (1/0) | CaCl ₂ , NH ₃ ⇌ CaCl ₂ | 69052 | 234.14 | 72.52 |
| MnCl₂ - NH₃ | | | | |
| (6/2) | MnCl ₂ , 6 NH ₃ ⇌ MnCl ₂ , 2 | 47416 | 228.07 | 72.86 |
| (2/1) | MnCl ₂ , 2 NH ₃ ⇌ MnCl ₂ , | 71019 | 232.35 | 72.86 |
| (1/0) | MnCl ₂ , NH ₃ ⇌ MnCl ₂ | 84202 | 233.18 | 72.86 |
| FeCl₂ - NH₃ | | | | |
| (6/2) | FeCl ₂ , 6 NH ₃ ⇌ FeCl ₂ , 2 NH ₃ | 51266 | 227.99 | 76.57 |
| (2/1) | FeCl ₂ , 2 NH ₃ ⇌ FeCl ₂ , NH ₃ | 76167 | 231.91 | 76.57 |
| (1/0) | FeCl ₂ , NH ₃ ⇌ FeCl ₂ | 86880 | 233.01 | 76.57 |
| SrCl₂ - NH₃ | | | | |
| (8/1) | SrCl ₂ , 8 NH ₃ ⇌ SrCl ₂ , NH ₃ | 41431 | 228.80 | 75.53 |
| CoCl₂ - NH₃ | | | | |
| (6/2) | CoCl ₂ , 6 NH ₃ ⇌ CoCl ₂ , 2 NH ₃ | 53986 | 228.10 | 78.41 |
| (2/1) | CoCl ₂ , 2 NH ₃ ⇌ CoCl ₂ , NH ₃ | 78134 | 232.17 | 78.41 |
| (1/0) | CoCl ₂ , NH ₃ ⇌ CoCl ₂ | 88303 | 232.80 | 78.41 |
| MgCl₂ - NH₃ | | | | |
| (6/2) | MgCl ₂ , 6 NH ₃ ⇌ MgCl ₂ , 2 | 55660 | 230.63 | 71.31 |
| (2/1) | MgCl ₂ , 2 NH ₃ ⇌ MgCl ₂ , | 74911 | 230.30 | 71.31 |
| (1/0) | MgCl ₂ , NH ₃ ⇌ MgCl ₂ | 87040 | 230.88 | 71.31 |
| NiCl₂ - NH₃ | | | | |
| (6/2) | NiCl ₂ , 6 NH ₃ ⇌ NiCl ₂ , 2 NH ₃ | 59217 | 227.75 | 71.60 |
| (2/1) | NiCl ₂ , 2 NH ₃ ⇌ NiCl ₂ , NH ₃ | 79515 | 232.17 | 71.60 |
| (1/0) | NiCl ₂ , NH ₃ ⇌ NiCl ₂ | 89810 | 233.01 | 71.60 |

Como se observa en la Tabla 3.2 las reacciones sólido-gas, se selecciona la mezcla entre el cloruro de bario y el amoníaco, sólido-gas respectivamente, en el cual en gran medida fue por la buena afinidad que existe entre ellos, en este apartado se observa que un mol de cloruro de bario puede absorber ocho moles de amoníaco, a si también por la disponibilidad y el costo de estos reactivos.

3.6 Balance de energía en los sistemas de absorción sólido-gas

3.6.1 Balance de energía

Si consideramos un ciclo básico de refrigeración por absorción sólido-gas, como el de la Fig. 3.4, podemos observar que están involucrados cuatro cantidades de calor: Calor de generación (Q_G), Calor de condensación (Q_C), Calor de evaporación (Q_E), y el calor de absorción (Q_A).

Con base en la Primera Ley de la Termodinámica (principio de conservación de la energía), la energía que entra al sistema es igual a la energía que sale, considerando que no hay pérdidas energéticas ni generación interna. Por lo que si efectuamos un balance total de energía al sistema, (Fig. 3.4) obtenemos lo siguiente:

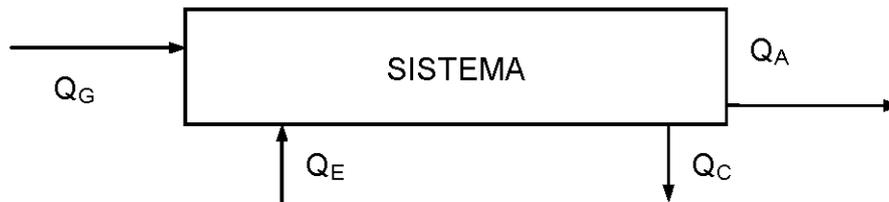


Fig. 3.4 Balance de energía en el sistema.

$$Q_G + Q_E = Q_C + Q_A \quad (3.6)$$

Se calcula cada una de las cantidades que aparecen en la ecuación 3.6, considerando tanto los calores sensibles, como los calores latentes involucrados:

a) Calor en el generador, (Q_G)

Durante el período de disociación el complejo sólido-gas absorbe calor desde la temperatura de absorción T_A hasta la temperatura de generación T_G temperatura por arriba de la cual comienza la reacción de desorción por lo que esta etapa se compone de dos efectos: una por calor sensible para calentar al complejo desde T_A hasta T_G , y otro por calor latente necesario para efectuar la desorción.

b) Calor en el evaporador, (Q_E)

Es el calor total absorbido por el refrigerante durante el período de evaporación.

c) Calor de condensación, (Q_C)

Es el calor liberado durante la condensación de los vapores de refrigerante a temperatura y presión constante (T_C , P_C), más el calor sensible para enfriar el vapor sobrecalentado desde T_G hasta T_C .

d) Calor de absorción, (Q_A)

Para llevar a cabo la absorción se necesita enfriar al sólido desde la temperatura de disociación T_G hasta la temperatura de absorción T_A . Por otra parte el refrigerante absorbe calor para elevar su temperatura desde T_E hasta T_A , temperatura a la cual comienza la reacción de absorción en la que se libera calor, por lo que esta etapa se compone de tres efectos:

1. Calor sensible para enfriar al sólido desde T_G hasta T_A .
2. Calor sensible que se necesita para llevar al refrigerante desde la temperatura de evaporación a la temperatura de absorción.
3. Calor latente de absorción, liberado durante la reacción.

Para calcular las cantidades de calor antes mencionadas y efectuar el balance térmico del sistema de refrigeración por absorción sólido-gas, debemos aplicar la metodología siguiente:

3.7 Método de cálculo

3.7.1 Cálculos estequiométricos

Las propiedades de los diferentes componentes del sistema permiten evaluar el efecto térmico en las condiciones de equilibrio.

En dependencia del sólido que se use en un sistema de refrigeración por absorción sólido-gas, es importante conocer la capacidad de absorción del absorbente, la cual estará determinada por el número de moles libres de refrigerante por mol de sólido, en el dominio de operación de temperatura y presión durante la saturación completa.

La relación del número de moles de refrigerante por su peso molecular dividido por el número de moles de sólido por su peso molecular nos expresa la masa de refrigerante absorbida por unidad de masa de absorbente sólido, es decir:

$$M_1 = \frac{(n_1R)(PM_R)}{(n_s)(PM_s)} \quad (3.7)$$

Si existieran varias reacciones de equilibrio entonces será necesario determinar las masas respectivas de refrigerantes contenidas en el sólido después de cada etapa, es decir; M_2, M_3, \dots, M_n .

$$M_2 = \frac{(n_2R)(PM_R)}{(n_s)(PM_s)} \quad (3.8)$$

$$M_3 = \frac{(n_3R)(PM_R)}{(n_s)(PM_s)} \quad (3.9)$$

$$M_n = \frac{(n_nR)(PM_R)}{(n_s)(PM_s)} \quad (3.10)$$

donde:

$$n_1 > n_2 > n_3 > \dots > n_{n-1} > \dots > n_n.$$

n_s es el número de moles de la sal pura.

PM_R y PM_s son los pesos moleculares del refrigerante y de la sal respectivamente.

La masa de refrigerante desorbida por unidad de masa de sólido entre dos etapas de disociación se define entonces como:

$$M_D = M_1 - M_2 \quad (3.11)$$

La masa total de refrigerante absorbida en el sólido

$$M_{R1} = M_1 M_s \quad (3.12)$$

La masa total de refrigerante absorbida en el sólido después de la desorción es:

$$M_{R2} = M_2 M_S = 0 \quad (3.12 a)$$

donde M_S es la masa del sólido la cual sumada con M_{R1} o con M_{R2} determina la masa del complejo sólido-gas, es decir:

$$M_C = M_S + M_R \quad (3.13)$$

3.7.2 Potencia frigorífica específica del refrigerante

Se define como la cantidad de calor a extraer del medio a enfriar por cada kg., de refrigerante evaporado y se determina como la diferencia de entalpías del vapor a la temperatura de evaporación y la del líquido a la temperatura de condensación y se expresa en kJ/ kg. de refrigerante.

$$Q_R = h_{v(T_E)} - h_{l(T_C)} \quad (3.14)$$

3.7.3 Potencia frigorífica por unidad de masa de absorbente sólido

Se define como el producto de la potencia específica del refrigerante por la masa de refrigerante desorbido por kg. de sólido y se expresa en kJ/ kg. de sólido:

$$Q_S = M_D Q_R \quad (3.15)$$

3.7.4 Calor de disociación

Para que ocurra la reacción de desorción de los vapores de refrigerante que están contenidos en el sólido absorbente es necesario suministrar calor al sistema. Durante este período, el complejo sólido-gas absorbe calor para calentarse desde la temperatura de absorción T_A hasta la temperatura de desorción T_G , temperatura a la cual comienza la reacción de desorción. El calor total absorbido por el complejo será la suma del calor sensible para llevarlo desde T_A hasta T_G , más el calor latente necesario para efectuar la desorción.

$$Q_{T_G} = Q_{SG} + Q_G \quad (3.16)$$

donde:

$$Q_{SG} = (M_S + M_{R1}) C_{CSG} (T_G - T_A) \quad (3.17)$$

donde:

C_{CSG} representa el calor específico del complejo sólido-gas y se determina como:

$$C_{CSG} = \frac{(M_S C_S) + (M_{R1} C_{RS})}{M_S + M_{R1}} \quad (3.18)$$

C_S es el calor específico del sólido y C_{RS} el calor específico del refrigerante considerado en estado sólido.

El calor latente de reacción se determina como:

$$Q_G = (M_{R1} - M_{R2}) \Delta H_{r(T_G)} \quad (3.19)$$

donde ΔH_R es la entalpía de reacción a la temperatura T_G .

3.7.5 Calor de condensación

El calor total liberado durante la condensación de los vapores de refrigerante se determina como:

$$Q_{TC} = (M_{R1} - M_{R2})(h_{v(T_G)} - h_{l(T_C)}) \quad (3.20)$$

donde $h_{v(T_G)}$ y $h_{l(T_C)}$ representan la entalpía de los vapores de refrigerante a la temperatura de generación y la del refrigerante líquido a la temperatura de condensación.

3.7.6 Calor de evaporación

El calor total absorbido por el refrigerante durante el período de evaporación es:

$$Q_{TE} = (M_{R1} - M_{R2}) Q_R \quad (3.21)$$

donde Q_R es determinado a partir de la ecuación 3.14

3.7.7 Calor de absorción

Para llevar a cabo la absorción se necesita enfriar al sólido desde la temperatura de desorción T_G hasta la temperatura de absorción T_A . Por otra parte el refrigerante en estado vapor absorbe calor para elevar su temperatura desde T_E hasta T_A , temperatura a la cual comienza la reacción de absorción en la que se libera calor por ser exotérmica la reacción, por lo que esta etapa se compone de tres efectos:

1. Calor sensible para enfriar al sólido desde T_G hasta T_A . (Q_{SSA}).
2. Calor sensible que se necesita para llevar al refrigerante desde la temperatura de evaporación a la temperatura de absorción. (Q_{SRA}).
3. Calor latente de absorción, liberado en el curso de la reacción. (Q_A).

$$Q_{TA} = Q_{SSA} - Q_A + Q_{SRA} \quad (3.22)$$

con:

$$Q_{SSA} = (M_S + M_{R2})C_{CS}(T_G - T_A) \quad (3.23)$$

$$Q_A = (M_{R1} - M_{R2})\Delta H_{r(T_A)} \quad (3.24)$$

$$Q_{SRA} = (M_{R1} - M_{R2})(h_{V(T_A)} - h_{V(T_E)}) \quad (3.25)$$

El término C_{CS} en la ecuación 3.23 representa el calor específico del sólido con n_2 moles de refrigerante y se determina como:

$$C_{CS} = \frac{(M_S C_S) + (M_{R2} C_{RS})}{M_S + M_{R2}} \quad (3.26)$$

3.7.8 Rendimiento de Carnot

Este efecto térmico se reporta a régimen interior, es decir a las reacciones y transformaciones del refrigerante y del absorbente durante un ciclo cerrado y reversible, el cual supone en particular que los calores de absorción y generación son iguales. El rendimiento de Carnot para una máquina frigorífica funcionando a cuatro temperaturas se expresa por:

$$COP_C = \frac{\frac{1}{T_A} - \frac{1}{T_G}}{\frac{1}{T_E} - \frac{1}{T_C}} \quad (3.27)$$

Si la máquina funciona entre tres temperaturas, es decir que $T_A = T_C$ o si estas no son muy diferentes, se toma en cuenta la relación:

$$T_Z = \frac{T_A + T_C}{2} \quad (3.28)$$

y se tiene como efecto térmico:

$$COP_C = \frac{\frac{1}{T_Z} - \frac{1}{T_G}}{\frac{1}{T_C} - \frac{1}{T_Z}} \quad (3.29)$$

3.7.9 Rendimiento térmico

Considerando calores sensibles el rendimiento térmico del sistema queda expresado por:

$$COP_T = \frac{Q_{T_E}}{Q_{T_G} + W_{Bomba}} \quad (3.30)$$

donde Q_{TG} y Q_{TE} se evalúan por las ecuaciones 3.16 y 3.21 respectivamente.

3.8 Particularidades del sistema sólido-gas, $BaCl_2-NH_3$

3.8.1 Propiedades físicas del amoníaco (NH_3)

En la actualidad los refrigerantes más usados son los hidrocarburos halogenados y los clorofluoro-carbonos. Estos refrigerantes han sido objeto de restricciones en su uso a partir de la firma del Protocolo de Montreal en Septiembre de 1987.

De los refrigerantes antiguos solo el NH_3 se sigue usando debido a sus excelentes propiedades térmicas.

Cada refrigerante se designa con una R y un número basado en el Sistema de Numeración Internacional y que se aplica en detalle en las normas British Standard 4580 (1979) y American Standard B 79.1 (1960). El NH_3 se designa como R-717.

Aunque el NH_3 es tóxico, flamable y explosivo bajo ciertas condiciones, sus propiedades térmicas lo hacen insustituible en plantas de hielo y grandes bodegas frigoríficas. Su punto de ebullición es bajo y sus presiones de operación moderadas. Aunque el NH_3 no es corrosivo a todos los metales comunes, en presencia de humedad corroe a los metales no ferrosos como el cobre y sus aleaciones.

Debido a su poco impacto al ambiente, se prevé un mayor uso de este refrigerante en el futuro. A continuación describiremos algunas de sus propiedades físicas definiendo primeramente cuales son los límites térmicos de operación del sistema sólido-gas.

Las propiedades físicas del NH_3 se presentan en el Anexo A.

3.8.2 Límites de operación

El dominio de temperaturas en el cual operará el sistema se determinó a partir de las ecuaciones de equilibrio:

- $NH_3(g)-NH_3(l)$, ecuación 3.32
 - $BaCl_2-NH_3(0-8)$, ecuación 3.33
- De acuerdo a (Crozat y Mauran, 1987) y que responden a la ecuación 3.5

$$\text{Log}P = 23.05 - \frac{2779}{T} \quad (3.31)$$

$$\text{Log}P = 29.30 - \frac{5017}{T} \quad (3.32)$$

con P en Pa, y T en K.

3.8.3 Descripción del sistema

Como ya mencionamos en el caso de la reacción entre el cloruro de bario (sólido) con el amoníaco (gas), existe una sola reacción la cual tiene la forma siguiente:



3.8.4 Información termodinámica

Para aplicar toda la metodología presentada en la sección 3.7, es necesario conocer:

1. Las presiones de equilibrio en función de las temperaturas de operación del sistema.
2. El calor de reacción en función de la temperatura.
3. Los calores específicos de los componentes implicados.

3.8.5 Presiones de equilibrio

(Crozat y Mauran, 1987) propusieron dos relaciones para la reacción 3.34 dadas en las ecuaciones 3.31 y 3.32 con la ayuda de las cuales determinaremos las temperaturas de operación del sistema como se indica en las Tablas 3.3 y 3.4

Obsérvese que la máxima temperatura de operación del sistema trabajando en condiciones extremas para la temperatura de condensación de 40 °C es de 60.3°C, hecho que demuestra que las temperaturas de generación para este sistema son moderadas y que es factible usar energía solar como fuente térmica para efectuar la reacción de disociación.

3.8.6 Cálculo de la eficiencia teórica

Con base al método de cálculo previamente descrito y utilizando la información termodinámica necesaria, se calcularon las condiciones teóricas de operación, con ayuda del balance de energía y masa, los calores involucrados en cada proceso del ciclo de refrigeración y la eficiencia teórica, en función de las condiciones de operación establecidas.

Tabla 3.3 Determinación de las temperaturas de absorción para diferentes temperaturas de evaporación para el sistema BaCl₂-NH₃ a partir del diagrama de equilibrio

| T _E (°C) | T _E (K) | P _E =P _A (bar) | T _A (K) | T _A (°C) |
|------------------------|-----------------------|---|-----------------------|------------------------|
| -20 | 253.15 | 1.74 | 291.21 | 18.21 |
| -15 | 258.15 | 2.16 | 294.85 | 21.85 |
| -10 | 263.15 | 2.65 | 298.44 | 25.44 |
| -5 | 268.15 | 3.23 | 301.98 | 28.98 |
| 0 | 273.15 | 3.90 | 305.46 | 32.46 |
| 5 | 278.15 | 4.69 | 308.90 | 35.90 |
| 10 | 283.15 | 5.59 | 312.30 | 39.30 |
| 15 | 288.15 | 6.63 | 315.64 | 42.64 |

Tabla 3.4 Determinación de las temperaturas de generación para diferentes temperaturas de condensación para el sistema BaCl₂-NH₃ a partir del diagrama de equilibrio

| T _C (°C) | T _C (K) | P _C =P _E (bar) | T _E (K) | T _G (°C) |
|------------------------|-----------------------|---|-----------------------|------------------------|
| 20 | 293.15 | 7.82 | 318.94 | 45.94 |
| 25 | 298.15 | 9.17 | 322.20 | 49.20 |
| 30 | 303.15 | 10.69 | 325.41 | 52.41 |
| 35 | 308.15 | 12.41 | 328.58 | 55.58 |
| 40 | 313.15 | 14.33 | 331.71 | 58.71 |
| 45 | 318.15 | 16.48 | 334.80 | 61.80 |
| 50 | 323.15 | 18.86 | 337.85 | 64.85 |

3.8.7 Calores de reacción

Para calcular los calores de reacción utilizamos la ecuación 3.33. Por derivación se obtiene:

$$\left[\frac{dP}{dT} \right]_0^8 = \left[\frac{5017}{T^2} \right] P \quad (3.34)$$

y por sustitución en la ecuación de Claussius Clapeyron:

$$\Delta H_{8-0} = AT(v''-v') \left(\frac{dP}{dT} \right)_0^8 \quad (3.35)$$

Entonces:

$$\Delta H_{8-0} = AP_{8-0}(v''-v')\left(\frac{5017}{T}\right) \quad (3.36)$$

en donde:

- v'' representa el volumen específico en m^3/kg . de la fase gaseosa a la presión y temperatura de equilibrio de la reacción. (ver Anexo A)
- v' representa el volumen específico en m^3/kg . de la fase sólida, valor que generalmente es pequeño en relación al volumen que ocupa el gas. (ver Anexo A)
- P es la presión de equilibrio en $kg./m^2$.
- A es el equivalente mecánico del calor $1/427$ kcal/m kg.

En las Tablas 3.5 y 3.6 se representa la variación del calor de reacción en función de la temperatura para la reacción de absorción y disociación respectivamente a partir de la ecuación 3.36.

Tabla 3.5 Calor de reacción en la absorción (exotérmica)

| T_E (°C) | T_A (°C) | $\Delta Hr(T_A)$, (kJ/kg) |
|------------|------------|----------------------------|
| -20 | 18.21 | 2031.53 |
| -15 | 21.85 | 2033.36 |
| -10 | 25.44 | 2033.81 |
| -5 | 28.98 | 2031.93 |
| 0 | 32.46 | 2028.12 |
| 5 | 35.90 | 2023.30 |
| 10 | 39.30 | 2015.13 |

Tabla 3.6 Calor de reacción en la desorción (endotérmica)

| T_c (°C) | T_g (°C) | $\Delta Hr(T_g)$, (kJ/kg) |
|------------|------------|----------------------------|
| 15 | 45.94 | 2015.89 |
| 20 | 49.20 | 1995.04 |
| 25 | 52.41 | 1981.25 |
| 30 | 55.58 | 1965.72 |
| 35 | 58.71 | 1945.99 |
| 40 | 61.80 | 1925.90 |

3.8.8 Calores específicos

| | | | |
|---|-----------|-------|-----------|
| Calor específico del sólido puro | C_{ss} | 0.34 | kJ/ kg °C |
| Calor específico del refrigerante sólido | C_{rs} | 2.1 | kJ/ kg °C |
| Calor específico del complejo sólido con gas | $C(s,ng)$ | 1.036 | kJ/ kg °C |
| Calor específico del sólido después de la desorción | $C(s,0)$ | 0.34 | kJ/ kg °C |
| Calor específico del refrigerante líquido | C_{rl} | 4.71 | kJ/ kg °C |

3.8.9 Balances de energía y eficiencia

Con los datos de equilibrio, se determinó la eficiencia de Carnot para las diferentes condiciones de operación, cuyos resultados se muestran en la Tabla 3.7

Tabla 3.7 Determinación del coeficiente de operación de Carnot a diferentes temperaturas de operación, usando las ec. 3.27.

| T_c | $T_E(-20)$ | $T_E(-15)$ | $T_E(-10)$ | $T_E(-5)$ | $T_E(0)$ | $T_E(5)$ | $T_E(10)$ |
|-----------|------------|------------|------------|-----------|----------|----------|-----------|
| 15 | 0.558 | 0.557 | 0.555 | 0.554 | 0.553 | 0.552 | 0.551 |
| 20 | 0.557 | 0.556 | 0.554 | 0.553 | 0.552 | 0.551 | 0.550 |
| 25 | 0.556 | 0.555 | 0.553 | 0.552 | 0.551 | 0.550 | 0.549 |
| 30 | 0.555 | 0.554 | 0.552 | 0.551 | 0.550 | 0.549 | 0.548 |
| 35 | 0.554 | 0.553 | 0.552 | 0.550 | 0.549 | 0.548 | 0.547 |
| 40 | 0.553 | 0.552 | 0.551 | 0.550 | 0.548 | 0.547 | 0.546 |

De acuerdo a los resultados obtenidos con la mezcla del Cloruro de bario-amoniaco (sólido-gas), con respecto a las temperaturas de operación del sistema se puede observar que la energía necesaria para generación del ciclo termodinámico de refrigeración con esta mezcla es fácil de alcanzar gracias a las tecnologías que existe en el mercado, con lo que respecta a las presiones alcanzadas por el sistema se puede fácilmente operar ya que también existen materiales muy resistentes a las presiones alcanzadas por el sistema, y por último y parte importante la eficiencia global que alcanza es buena ya que alcanza COP de 50%, con todas estas ventajas que proporciona un sistema de termoquímico se decidió diseñar, construir, instrumentar y controlar un sistema de refrigeración termoquímico utilizando una mezcla de cloruro de bario-amoniaco (sólido-gas) respectivamente por las ventajas que esta conlleva explicadas anteriormente.

CAPÍTULO 4. DISEÑO, CONSTRUCCIÓN, INSTRUMENTACIÓN Y CONTROL

4.1 Diseño

Para el diseño del Refrigerador solar termoquímico, RST, se consideraron las condiciones tanto de operación como climáticas.

4.1.1 Condiciones climáticas

El sistema de refrigeración termoquímica se ubicará en la plataforma solar del Centro de investigación en Energía de la Universidad Nacional Autónoma de México (CIE-UNAM), el cual se encuentra ubicado en el municipio de Temixco, Morelos, cuyo clima se considera cálido y húmedo, teniendo condiciones climáticas particulares. De acuerdo a la estación meteorología y solarimétrica del CIE-UNAM la temperatura ambiente tiene un rango de temperatura aproximado de entre 18 a 35 °C en todo el año y con lo que respecta a la radiación global su rango aproximado está entre 14.4 a 24.9 MJ/m².

4.1.2 Condiciones de operación

Las condiciones de operación del sistema de refrigeración dependen en gran medida de las condiciones climáticas. Se diseñó el sistema de refrigeración por absorción (Cloruro de bario-amoniaco) en funcionamiento intermitente, considerando los valores reportados en las Tablas 3.3 y 3.4. Se estableció que la temperatura de evaporación fuera en un rango de -10 a -5 °C, correspondiéndole un dominio de la temperatura de absorción entre 25.4 a 28.9 °C. Con relación a la temperatura de condensación, se estableció un rango de 35 a 40 °C, obteniéndose un rango de temperaturas de generación de 55.6 a 58.7 °C.

4.1.3 Integración de los componentes del sistema de refrigeración termoquímica

En la Fig. 4.1 se muestra la propuesta de integración de los componentes de los sistemas de refrigeración y el acoplamiento de los subsistemas: calentamiento solar y convencional, disipación de calor, (condensador y absorbedor) y refrigeración secundaria (formación de hielo). La nomenclatura del diseño esquemático del sistema de refrigeración se puede ver en el Anexo B.

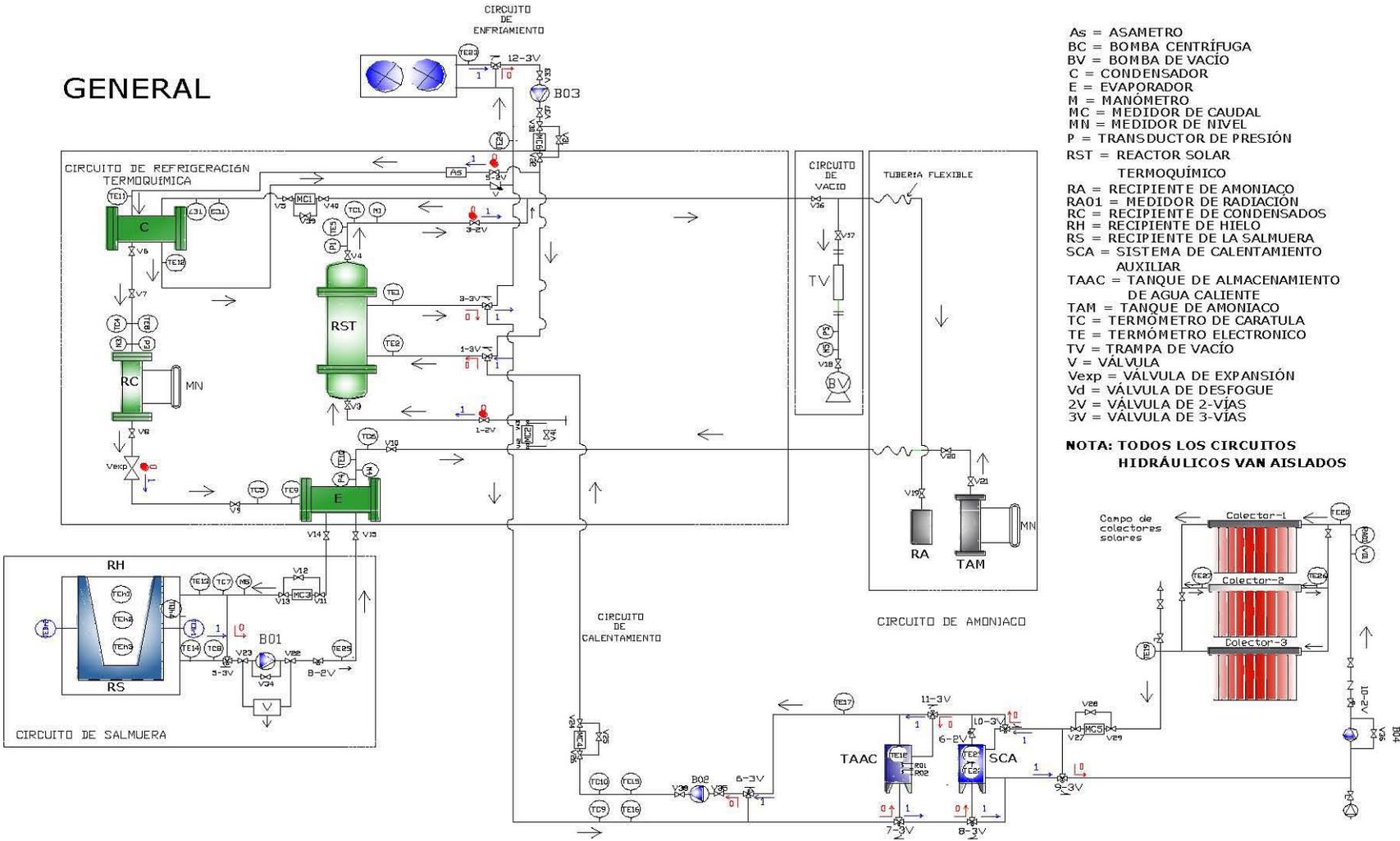


Fig. 4.1 Diagrama esquemático general de los circuitos hidráulicos del sistema de refrigeración termoquímica.

4.1.4 Descripción y principio de funcionamiento

El refrigerador termoquímico de cloruro de bario – amoniaco en forma intermitente, fue diseñado con base a los primeros resultados obtenidos en el laboratorio, en donde se pudo disociar el refrigerante amoniaco a temperaturas inferiores a los 60 °C, lo cual permite la utilización de sistemas de calentamiento solar de baja y mediana temperatura, como es el caso de los captadores solares tubulares de vidrio al vacío, con intercambiadores de calor integrados, (CSVII), llamados caloriductos o heat pipes (en inglés), ver Anexo C.

El refrigerador está diseñado para la fabricación de entre 25 y 50 kg de hielo a unas temperaturas de evaporación entre -5 y -10 °C, utilizando temperaturas de disociación entre 60 y 80 °C, con agua de enfriamiento para la condensación y la absorción, a una temperaturas entre 30 y 35 °C. En este caso, por cuestiones de diseño y requerimientos de espacio, se propone un reactor modular con una capacidad promedio de producción de hielo de 28 kg.

El refrigerador solar termoquímico, RST, está constituido por un reactor cilíndrico, el cual contiene 19 tubos aletados, y en el interior de cada uno se encuentra un distribuidor de gas refrigerante y cada uno se llena con el cloruro bario (di-hidratado), el cual posteriormente se deshidrata. El reactor cuenta con una envolvente en donde circula en varios pasos el fluido térmico de calentamiento y enfriamiento (agua), tanto para disociar el refrigerante como para disipar los calores derivados de la condensación y de la absorción.

Los vapores generados durante la disociación son condensados en el condensador por medio de agua fría y el refrigerante líquido a alta presión es almacenado en un recipiente para su conservación. Este proceso de disociación y consecuente condensación del refrigerante sucede durante el día, en donde la energía térmica proviene de un banco de captadores solares de baja y de mediana temperatura, (captadores solares planos, captadores de tubos evacuados con intercambiador de calor con cambio de fase) según los requerimientos de temperatura.

Una vez que el reactor (desorbedor) ha disminuido su presión por medio de enfriamiento, se procede al proceso de evaporación-absorción del refrigerante. Por lo general esto ocurre cuando ya no se dispone de la energía solar.

Del recipiente de condensados el refrigerante pasa al evaporador por medio de una válvula de expansión que permite el paso de la mayor parte del líquido de las condiciones de alta presión (condensador) a una presión menor (presión de operación en el absorbedor y el evaporador), en donde se evapora, por medio de la absorción instantánea del calor disponible en el espacio a enfriar, en este caso, se utiliza un fluido intermedio, es decir una salmuera (soluciones en agua de cloruro de calcio al 20%) entre el refrigerante y el agua a congelar, para mejorar las condiciones de transferencia de calor.

El refrigerante absorbe el calor proveniente de este fluido intermedio, enfriándolo hasta un rango de -3 a -10 °C y este a su vez enfría el agua para su

congelación aproximadamente entre -4 a -6 °C. Después de su evaporación, el vapor del refrigerante prosigue su camino hacia el absorbedor (reactor en su función de absorbedor) en donde es absorbido para formar nuevamente el compuesto inicial y proceder a un nuevo ciclo de refrigeración.

El calor generado por la reacción química es disipado por medio de circulación de agua fría por el mismo lugar, en donde se circuló el agua caliente para el proceso de disociación.

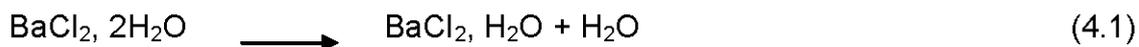
El Refrigerador Solar Termoquímico (RST), también cuenta con un sistema auxiliar de calentamiento, el cual consiste en un sistema de calentamiento de agua por medio de dos resistencias térmicas de tres kilowatts de potencia cada una, que equivale a la potencia térmica total requerida para disociar el refrigerante. Su participación será función del porcentaje de calor complementario que se requiera para cada una de las diferentes tecnologías solares.

Adicionalmente el sistema de refrigeración cuenta con diferentes circuitos auxiliares, entre ellos, los necesarios para suministrar el amoniaco, hacer vacío, recuperación del refrigerante y la función de drenado. Para caracterizar, el refrigerador solar termoquímico, se instrumentará con sensores de temperatura, presión, nivel y para medir los diferentes parámetros, climáticos como la radiación solar, la temperatura ambiente, etc. Se diseñara un programa para la adquisición y manejo automático de datos, lo anterior controlado con una computadora. Los datos se adquirirán por medio de un sistema automático, controlado por medio de una computadora. La Fig. 4.1, representa el diagrama de los circuitos hidráulicos del sistema de refrigeración termoquímico.

4.1.5 Descripción de los diferentes procesos

4.1.5.1 Deshidratación del $\text{BaCl}_2 \cdot 2\text{H}_2\text{O}$

El cloruro de bario, en su forma de di-hidrato se adquiere con un grado industrial con una concentración igual o mayor al 98%, el cual hay que deshidratar. A partir de los datos de equilibrio del di-hidrato, se determina la condición de temperatura y la presión adecuada para la deshidratación, en principio se trabajará a presión reducida, para disminuir los requerimientos de temperatura de disociación. La reacción química de adición entre el cloruro de bario y el agua en forma de vapor, está representada por dos equilibrios uno con la formación de di-hidrato y otro como mono-hidrato.



De acuerdo a la Fig. 4.2, para el proceso de deshidratación, la cual se lleva a cabo al interior del reactor, este se aísla por medio de válvulas herméticas especialmente para mantener el vacío. Se llenan los tubos interiores del RST con el cloruro de bario hidratado, en función de su capacidad de diseño y se cierra. Se procede hacer vacío hasta la presión correspondiente

para disociar el agua por medio de la bomba (BV), ver Anexo D. Entre el reactor y (BV), se coloca una trampa de vacío para condensar y medir la cantidad de agua disociada.

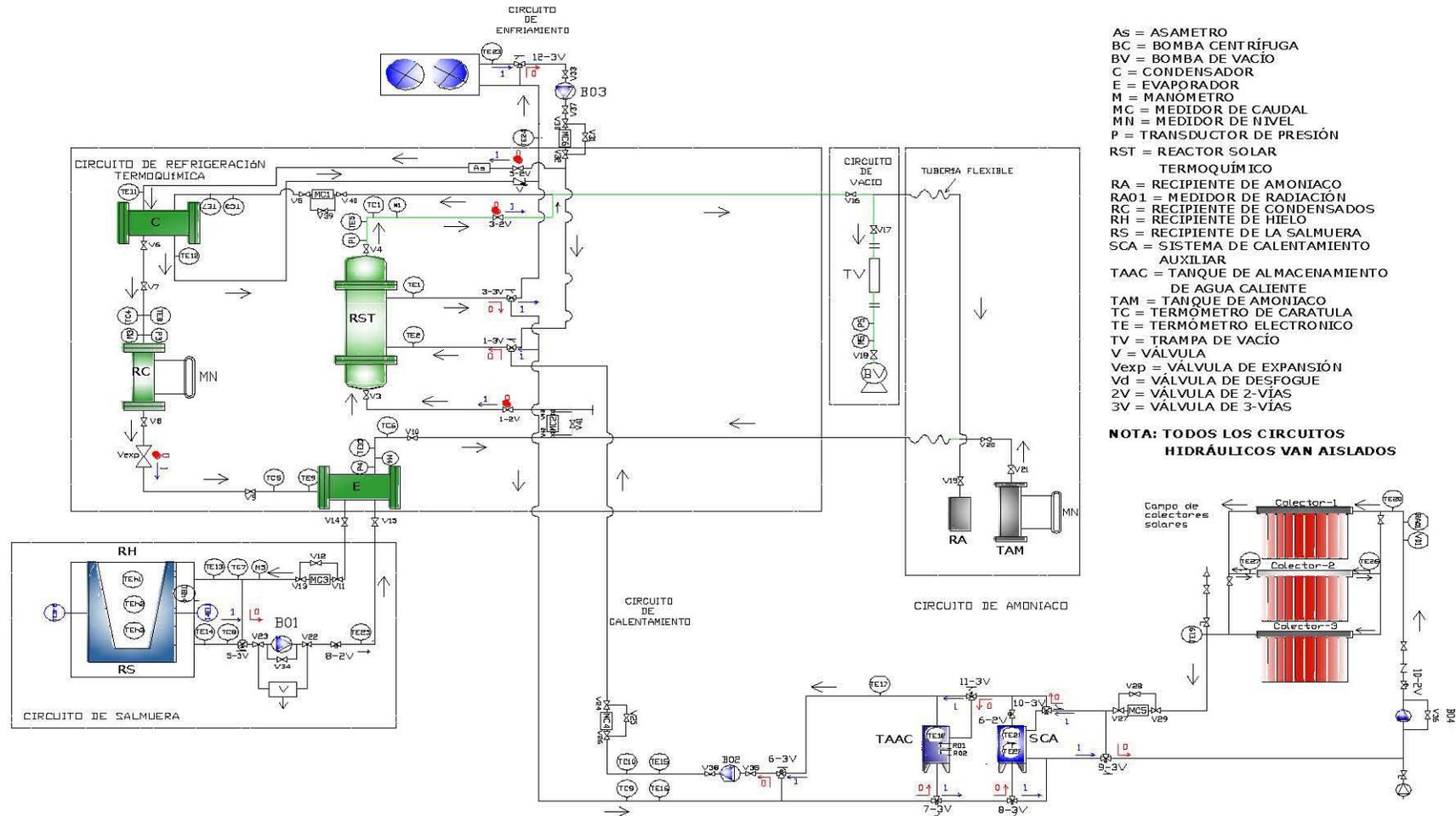


Fig. 4.2 Circuito hidráulico, correspondiente a la deshidratación del cloruro de bario di-hidratado.

4.1.5.2 Síntesis del compuesto $\text{BaCl}_2 \cdot 8\text{NH}_3$

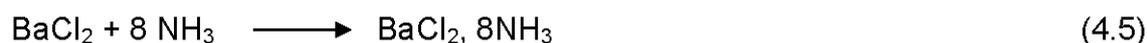
La reacción química entre el cloruro de bario y el amoníaco, está caracterizada por dos reacciones: una de absorción y otra de disociación:



En la primera fase del proceso experimental, es necesario realizar la síntesis del octa-amoniacato de cloruro de bario.

4.1.5.3 Reacción de síntesis

Durante la reacción entre el cloruro de bario y el amoníaco, en estado anhidro se absorben 8 moles de amoníaco por mol de cloruro de bario. Es una reacción exotérmica y está representada por una curva de equilibrio característica, de acuerdo a la relación siguiente:



La reacción de síntesis es exotérmica, siendo necesario disipar el calor de reacción, por medio de un sistema de enfriamiento (agua o aire), para mantener constante la capacidad de absorción del cloruro de bario. En este caso se hace pasar el amoníaco gaseoso, (grado industrial mayor o igual al 98%) para formar el compuesto octa-amoniacato de cloruro de bario.

En este proceso de síntesis, hay que suministrar el amoníaco y controlar que no aumente la presión, cuando se eleva la temperatura debido a la reacción química, con el objeto de no sobrepasar las condiciones de equilibrio.

Este proceso debe estar bajo una estricta supervisión, debido a que al principio la cinética en la primera absorción es muy lenta y una vez formado el compuesto, la cinética es mucho más rápida. En esta fase hay que extremar la supervisión, no importa el tiempo que sea requerido, de otra forma habrá que repetir la operación. De acuerdo al siguiente procedimiento:

Se almacena la cantidad requerida de amoníaco líquido en un recipiente previsto para esta operación y se conecta a la línea de alimentación de amoníaco. Una vez concluida la síntesis, se deja reposar el sistema hasta que se alcancen las condiciones de equilibrio. Se procede posteriormente a verificar la concentración obtenida, por medio de la determinación de la presión de vapor en función de la temperatura.

Para lo anterior se procede a alimentar el fluido térmico a una temperatura determinada, manteniéndola constante y se determina la presión, hasta que estas dos variables se mantengan constantes. Este mismo procedimiento se lleva a cabo por lo menos a tres niveles de temperatura, lo anterior para comparar con los datos de presión de vapor, reportados en la

literatura. Una vez lograda estas condiciones el refrigerador termoquímico está en condiciones de iniciar su operación. La Fig. 4.3, representa el circuito hidráulico para la síntesis de octa-amoniacato.

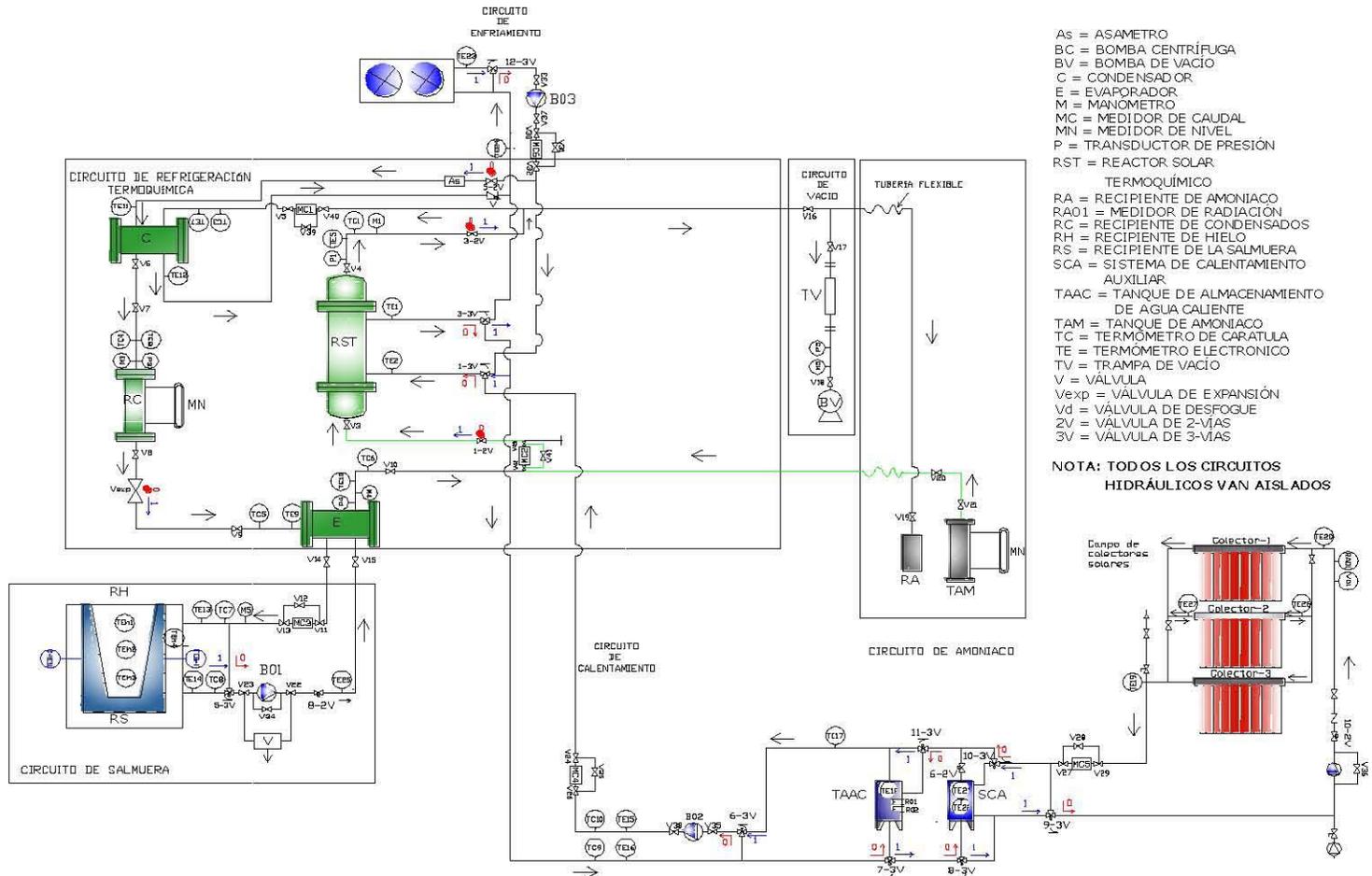


Fig. 4.3 Circuito hidráulico para la síntesis del octa-amoniacato: circuito de suministro de amoniaco.

4.1.6 Ciclo de refrigeración

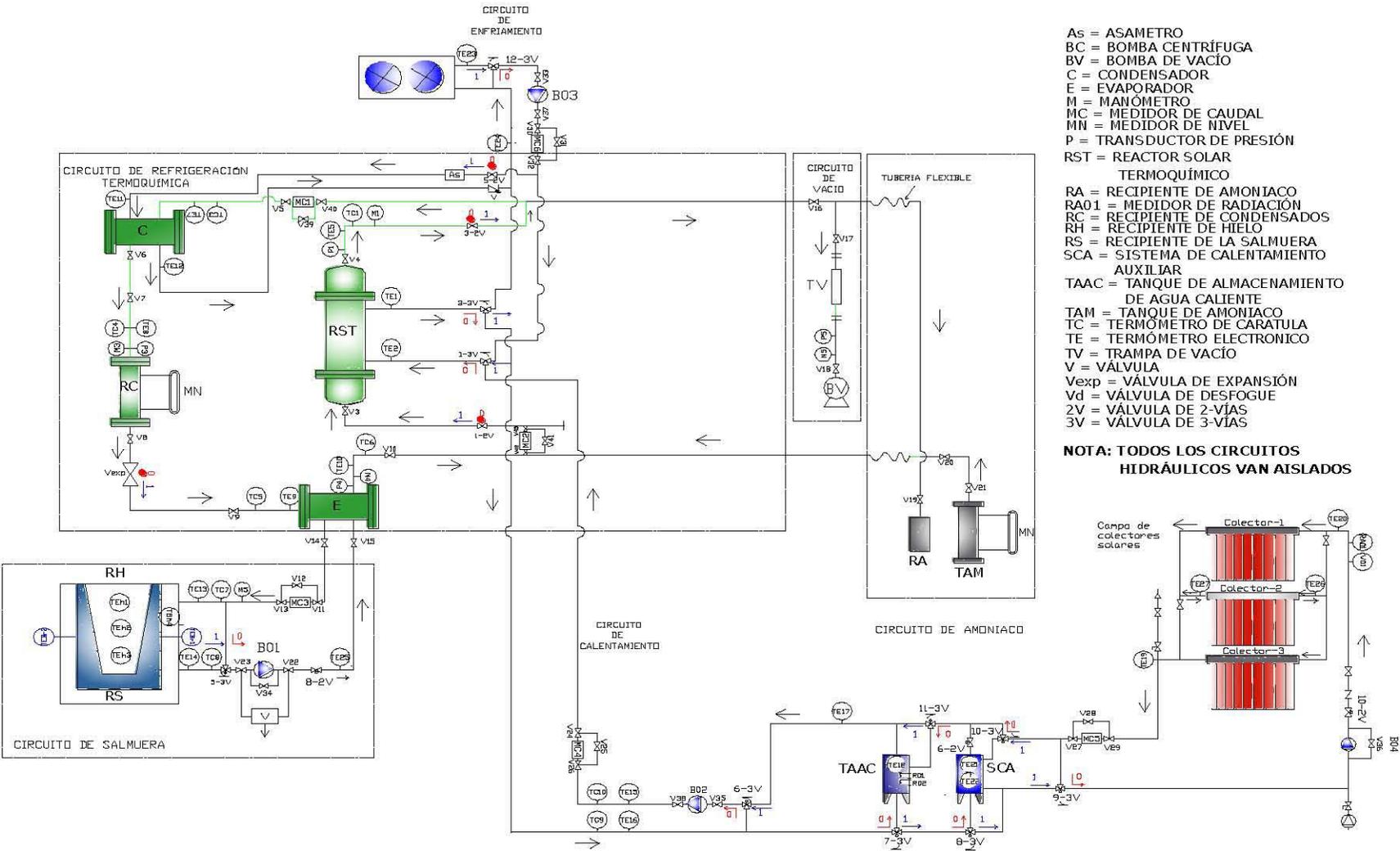
4.1.6.1 Procesos de generación, condensación y almacenamiento de amoniaco

Es necesario establecer las condiciones de operación, en particular la temperatura de condensación - la cual establece la condición de presión que tiene que alcanzar el sólido a través de su calentamiento, quedando determinada la temperatura mínima de disociación – lo anterior se logra haciendo recircular el agua a través del condensador. Posteriormente se hace circular el agua de calentamiento a través del campo de captadores solares, hasta alcanzar la temperatura de disociación requerida y posteriormente se hace circular a través del reactor, para iniciar la desorción del amoniaco. Si las condiciones de radiación solar no son las adecuadas, el agua se pasará antes a través del sistema auxiliar de calentamiento.

Existen dos modos de funcionamiento, de acuerdo al circuito hidráulico utilizado, uno, en donde se hace circular el agua a través del sistema solar, en un circuito cerrado sin pasar por el almacenamiento térmico y el otro es calentar el total del volumen de almacenamiento, para su posterior utilización.

Parte de la energía suministrada por el fluido térmico, se utiliza para elevar la temperatura de la masa del propio reactor y la del compuesto desde la temperatura inicial hasta la temperatura mínima de disociación. Al alcanzar este punto se comenzará a disociar y condensar el amoniaco. Se continúa circulando el agua de enfriamiento y el fluido térmico. El amoniaco condensado pasa al recipiente de almacenamiento, el cual está provisto de un medidor de nivel. En este medidor se indica la velocidad de condensación y permite al mismo tiempo conocer la cantidad total disociada, la cual debe de corresponder a la cantidad de amoniaco absorbida inicialmente.

Al final del proceso el amoniaco líquido se conserva en el recipiente a las condiciones de saturación del condensador y se procede a su aislamiento. La Fig. 4.4, representa el circuito hidráulico para el proceso de generación-condensación y almacenamiento de amoniaco.



- As = ASAMETRO
 - BC = BOMBA CENTRÍFUGA
 - BV = BOMBA DE VACÍO
 - C = CONDENSADOR
 - E = EVAPORADOR
 - M = MANÓMETRO
 - MC = MEDIDOR DE CAUDAL
 - MN = MEDIDOR DE NIVEL
 - P = TRANSDUCTOR DE PRESIÓN
 - RST = REACTOR SOLAR TERMOQUÍMICO
 - RA = RECIPIENTE DE AMONIACO
 - RA01 = MEDIDOR DE RADIACION
 - RC = RECIPIENTE DE CONDENSADOS
 - RH = RECIPIENTE DE HIELO
 - RS = RECIPIENTE DE LA SALMUERA
 - SCA = SISTEMA DE CALENTAMIENTO AUXILIAR
 - TAAC = TANQUE DE ALMACENAMIENTO DE AGUA CALIENTE
 - TAM = TANQUE DE AMONIACO
 - TC = TERMÓMETRO DE CARATULA
 - TE = TERMÓMETRO ELECTRONICO
 - TV = TRAMPA DE VACÍO
 - V = VÁLVULA
 - Vexp = VÁLVULA DE EXPANSIÓN
 - Vd = VÁLVULA DE DESFOGUE
 - 2V = VÁLVULA DE 2-VÍAS
 - 3V = VÁLVULA DE 3-VÍAS
- NOTA: TODOS LOS CIRCUITOS HIDRÁULICOS VAN AISLADOS**

Fig. 4.4 Circuito hidráulico para el proceso de generación-condensación y almacenamiento de amoniaco.

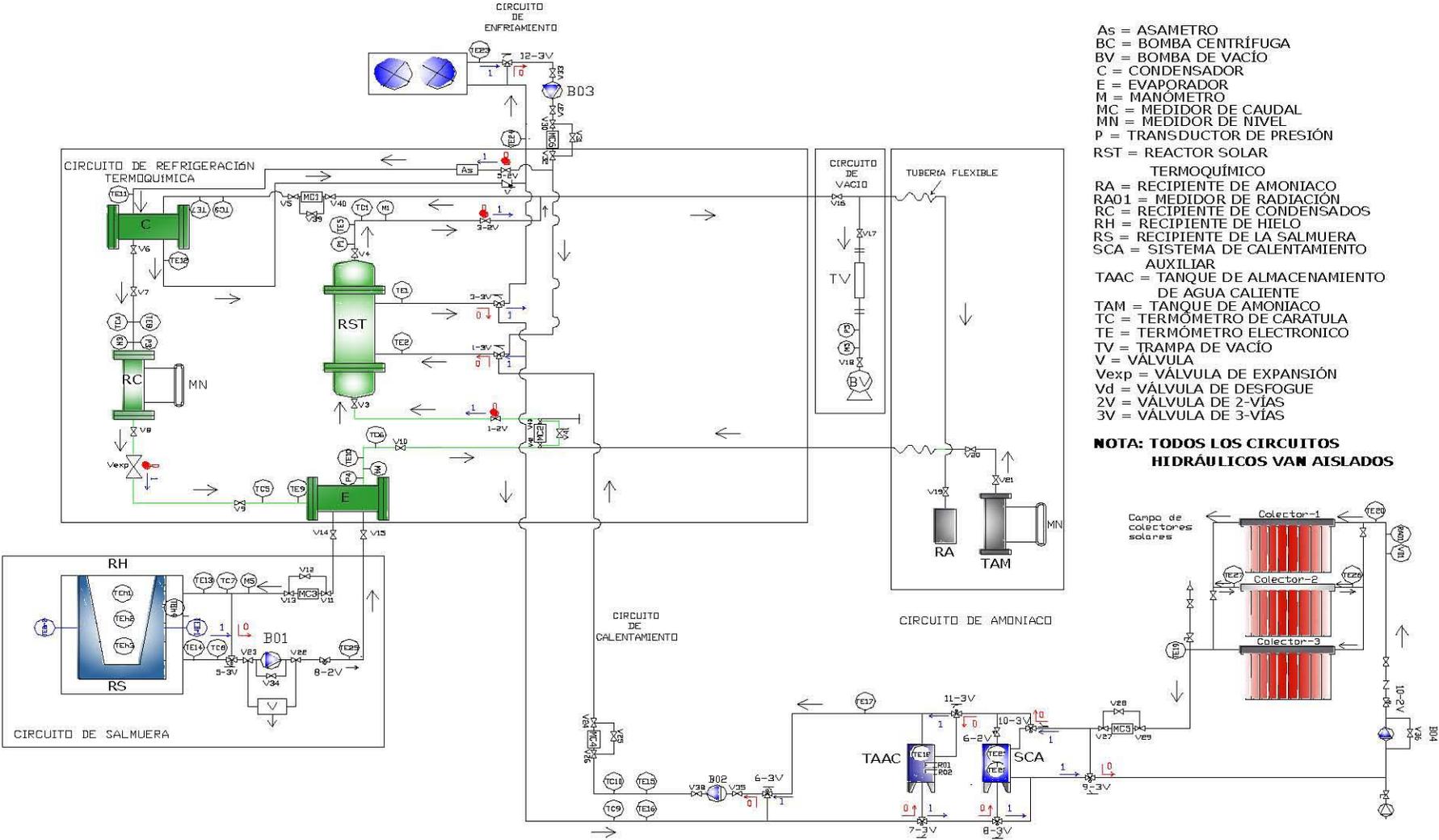
4.1.6.2 Proceso de evaporación-absorción

Para llevar a cabo los procesos de evaporación, enfriamiento de salmuera, (producción de hielo) y absorción de amoníaco, es necesario alcanzar las condiciones necesarias en el evaporador. Como el evaporador y el absorbedor comparten la misma presión, esta se regulará, controlando la temperatura en el absorbedor. En este caso el reactor que en el primer proceso operó como desorbedor, en este segundo proceso funcionará como absorbedor. La Fig. 4.5, representa el circuito hidráulico para el proceso de evaporación-absorción.

Debido a la dificultad de hacer circular el sólido al interior del ciclo, el proceso de generación y evaporación de amoníaco, están separados en el tiempo, en consecuencia es un ciclo intermitente.

Para enfriar el reactor y alcanzar la presión requerida en el reactor (absorbedor), se hace circular el agua de enfriamiento. Una vez que se han alcanzado las condiciones en el absorbedor (reactor), se procede al proceso de evaporación-absorción. Con el objeto de mantener constancia en la temperatura en el absorbedor, es necesario disipar el calor generado durante la absorción (reacción química), por medio de la circulación del agua enfriamiento.

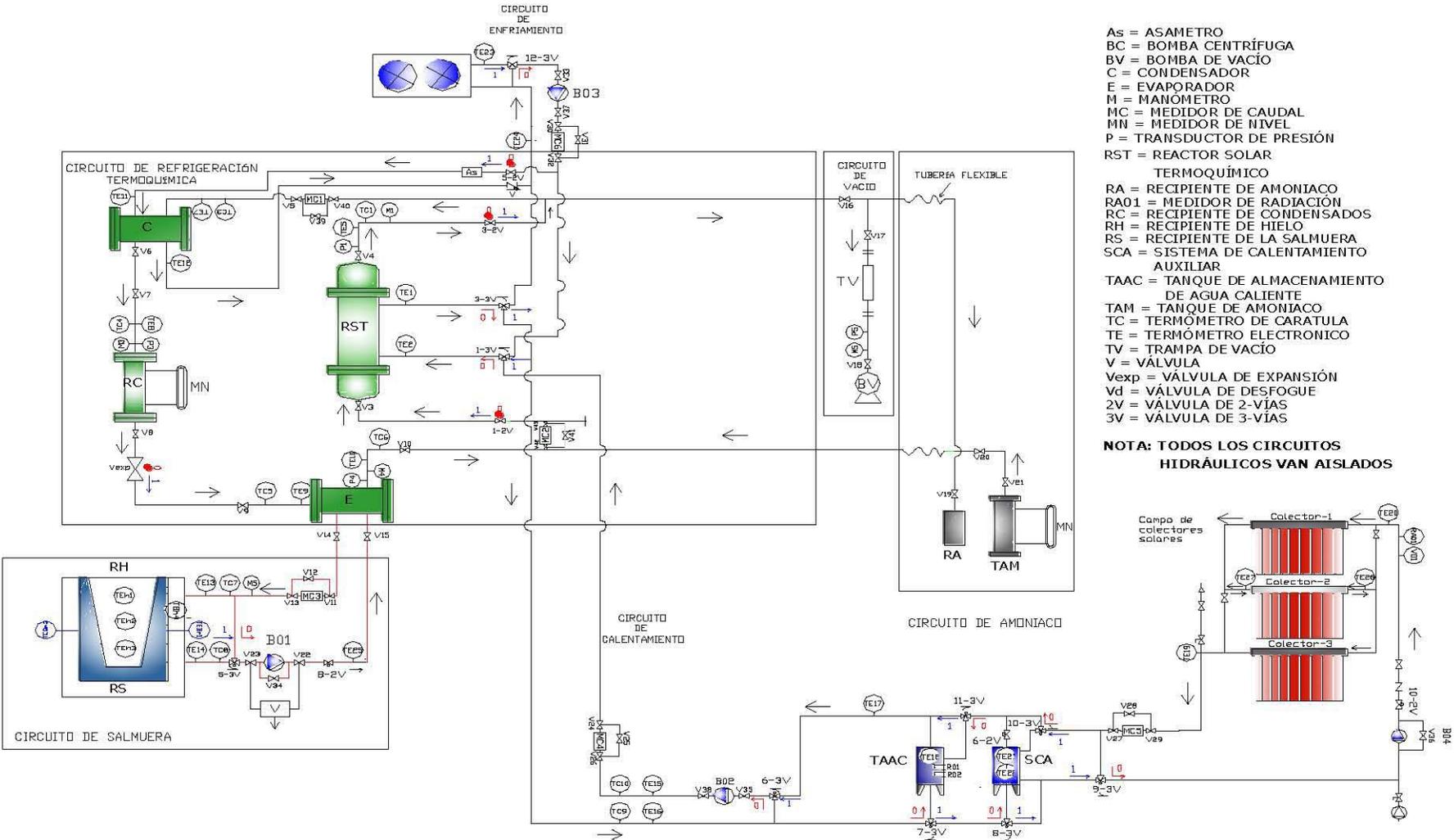
Para el proceso de evaporación-absorción el amoníaco líquido contenido en el recipiente de condensados, se envía al evaporador a través de la válvula de expansión, en donde se regula la presión y el flujo de amoníaco. En el evaporador que es un intercambiador de calor con cambio de fase, se intercambia calor entre el amoníaco líquido y un refrigerante secundario, en este caso una salmuera. La Fig. 4.5, representa el circuito hidráulico para el proceso de evaporación-absorción.



- As = ASAMETRO
 - BC = BOMBA CENTRÍFUGA
 - BV = BOMBA DE VACÍO
 - C = CONDENSADOR
 - E = EVAPORADOR
 - M = MANÓMETRO
 - MC = MEDIDOR DE CAUDAL
 - MN = MEDIDOR DE NIVEL
 - P = TRANSDUCTOR DE PRESIÓN
 - RST = REACTOR SOLAR TERMOQUÍMICO
 - RA = RECIPIENTE DE AMONIACO
 - RA01 = MEDIDOR DE RADIACIÓN
 - RC = RECIPIENTE DE CONDENSADOS
 - RH = RECIPIENTE DE HIELO
 - RS = RECIPIENTE DE LA SALMUERA
 - SCA = SISTEMA DE CALENTAMIENTO AUXILIAR
 - TAAC = TANQUE DE ALMACENAMIENTO DE AGUA CALIENTE
 - TAM = TANQUE DE AMONIACO
 - TC = TERMÓMETRO DE CARATULA
 - TE = TERMÓMETRO ELECTRONICO
 - TV = TRAMPA DE VACÍO
 - V = VÁLVULA
 - Vexp = VÁLVULA DE EXPANSIÓN
 - Vd = VÁLVULA DE DESFOGUE
 - 2V = VÁLVULA DE 2-VÍAS
 - 3V = VÁLVULA DE 3-VÍAS
- NOTA: TODOS LOS CIRCUITOS HIDRÁULICOS VAN AISLADOS**

La Fig. 4.5 Circuito hidráulico para el proceso de evaporación-absorción.

El refrigerante absorbe calor de la salmuera para evaporarse, produciéndose el consecuente enfriamiento de la salmuera, hasta la temperatura establecida de, en este caso cerca de $-5\text{ }^{\circ}\text{C}$. Para el enfriamiento de la salmuera, esta se hace circular desde su depósito hasta el evaporador, por medio de la bomba B01. Posteriormente se procede a homogeneizar la temperatura de la salmuera, haciendo circular la salmuera por medio de la misma bomba, hasta que la diferencia de temperaturas entre la entrada y salida de la salmuera sea mínima. Una vez alcanzada la temperatura deseada para la formación de hielo, se introducen los moldes con agua dentro de la salmuera para la formación de hielo. Si se desea aumentar la transferencia de calor, se puede mantener en circulación la salmuera, pero sin volverla a pasar por el evaporador. La Fig. 4.6, representa el circuito hidráulico para el proceso de enfriamiento de salmuera.



- As = ASAMETRO
 - BC = BOMBA CENTRÍFUGA
 - BV = BOMBA DE VACÍO
 - C = CONDENSADOR
 - E = EVAPORADOR
 - M = MANÓMETRO
 - MC = MEDIDOR DE CAUDAL
 - MN = MEDIDOR DE NIVEL
 - P = TRANSDUCTOR DE PRESIÓN
 - RST = REACTOR SOLAR TERMOQUÍMICO
 - RA = RECIPIENTE DE AMONIACO
 - RA01 = MEDIDOR DE RADIACIÓN
 - RC = RECIPIENTE DE CONDENSADOS
 - RH = RECIPIENTE DE HIELO
 - RS = RECIPIENTE DE LA SALMUERA
 - SCA = SISTEMA DE CALENTAMIENTO AUXILIAR
 - TAAC = TANQUE DE ALMACENAMIENTO DE AGUA CALIENTE
 - TAM = TANQUE DE AMONIACO
 - TC = TERMÓMETRO DE CARATULA
 - TE = TERMÓMETRO ELECTRONICO
 - TV = TRAMPA DE VACÍO
 - V = VÁLVULA
 - Vexp = VÁLVULA DE EXPANSIÓN
 - Vd = VÁLVULA DE DESFOGUE
 - 2V = VÁLVULA DE 2-VÍAS
 - 3V = VÁLVULA DE 3-VÍAS
- NOTA: TODOS LOS CIRCUITOS HIDRÁULICOS VAN AISLADOS**

Fig. 4.6 Circuito hidráulico para el enfriamiento de la salmuera.

Al mismo tiempo que ocurre el enfriamiento de la salmuera por su contacto con el amoníaco en el evaporador, el vapor de amoníaco es enviado al absorbedor (reactor) para ser reabsorbido por el sólido que permaneció en el reactor después de la disociación.

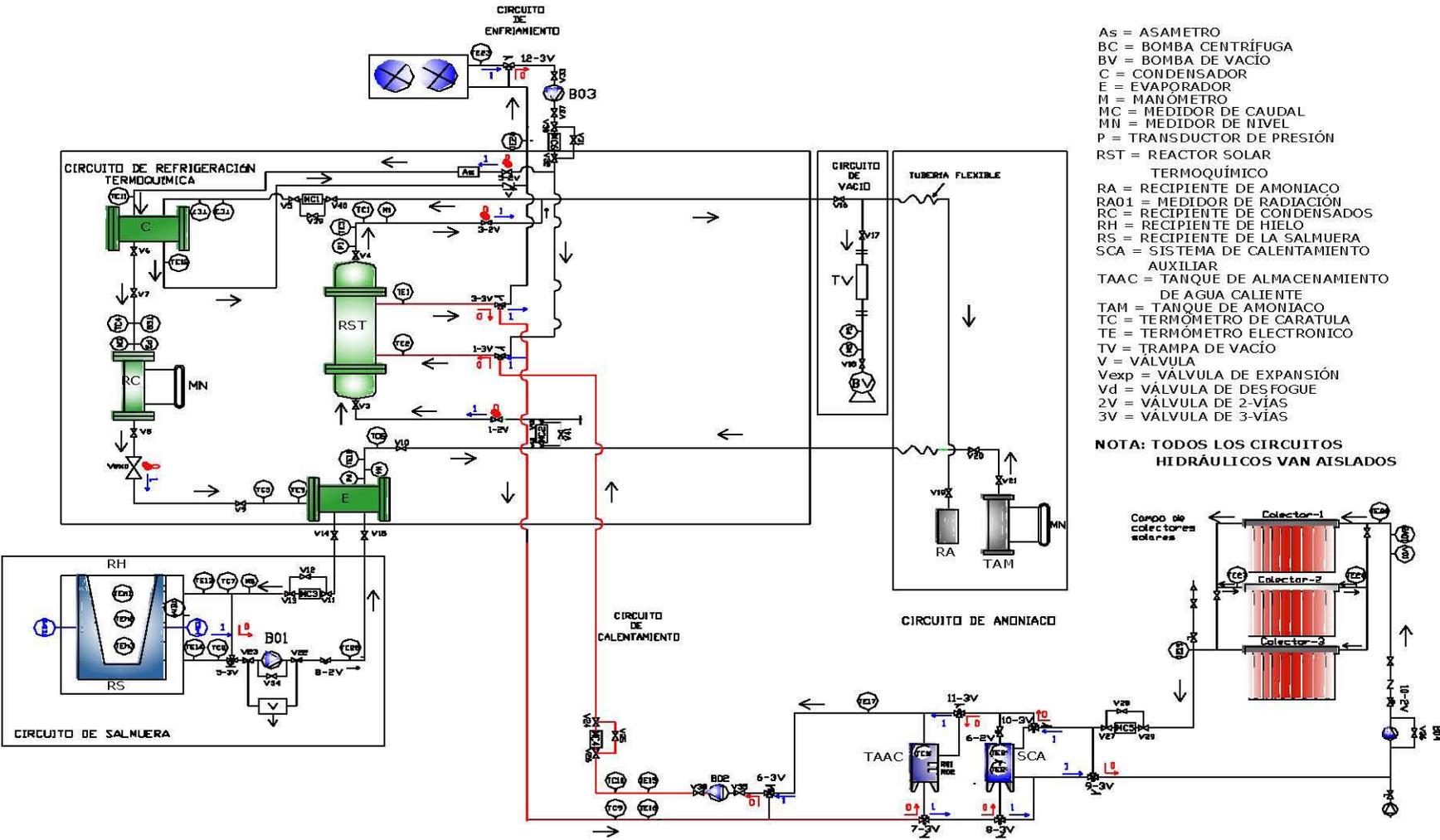
Como la reacción de absorción es fuertemente exotérmica, la disipación de calor se hará por medio de circulación de agua.

Una vez concluido este proceso, se retira el hielo formado y se comienza otro ciclo de refrigeración, cuando el reactor haya alcanzado las condiciones iniciales de diseño.

4.1.7 Circuitos auxiliares

4.1.7.1 Circuito de calentamiento

La Fig. 4.7, representa el circuito hidráulico del fluido de calentamiento.



- As = ASMETRO
- BC = BOMBA CENTRÍFUGA
- BV = BOMBA DE VACÍO
- C = CONDENSADOR
- E = EVAPORADOR
- M = MANÓMETRO
- MC = MEDIDOR DE CAUDAL
- MN = MEDIDOR DE NIVEL
- P = TRANSDUCTOR DE PRESIÓN
- RST = REACTOR SOLAR TERMOQUÍMICO
- RA = RECIPIENTE DE AMONIACO
- RA01 = MEDIDOR DE RADIACIÓN
- RC = RECIPIENTE DE CONDENSADOS
- RH = RECIPIENTE DE HIELO
- RS = RECIPIENTE DE LA SALMUERA
- SCA = SISTEMA DE CALENTAMIENTO AUXILIAR
- TAAC = TANQUE DE ALMACENAMIENTO DE AGUA CALIENTE
- TAM = TANQUE DE AMONIACO
- TC = TERMÓMETRO DE CARATULA
- TE = TERMÓMETRO ELECTRONICO
- TV = TRAMPA DE VACÍO
- V = VALVULA
- Vexp = VÁLVULA DE EXPANSIÓN
- Vd = VÁLVULA DE DESFOGUE
- 2V = VÁLVULA DE 2-VÍAS
- 3V = VÁLVULA DE 3-VÍAS

NOTA: TODOS LOS CIRCUITOS HIDRÁULICOS VAN AISLADOS

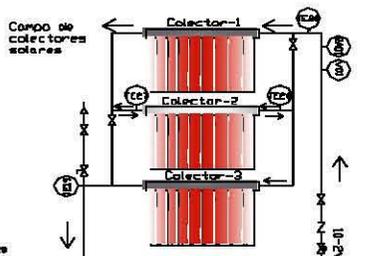


Fig. 4.7 Circuito hidráulico del fluido de calentamiento.

4.1.7.2 Circuito de disipación de calor

Las Figura 4.8 y 4.9, se representan los circuitos hidráulicos de enfriamiento en paralelo del condensador y el reactor (absorbedor), así como el de recuperación de amoniaco, respectivamente.

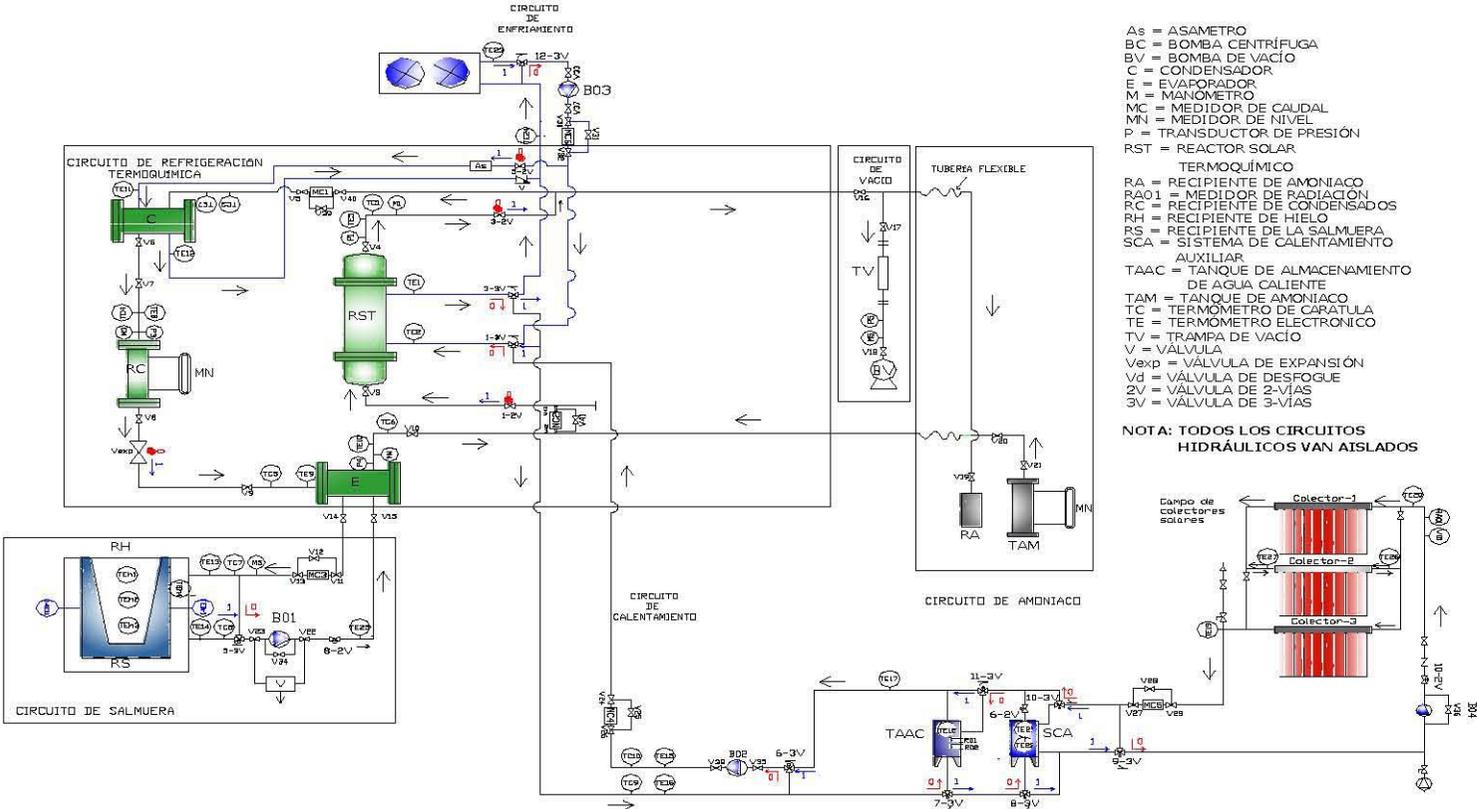


Fig. 4.8 Circuito hidráulico de disipación de calor con agua para el condensador y reactor conectados en paralelo.

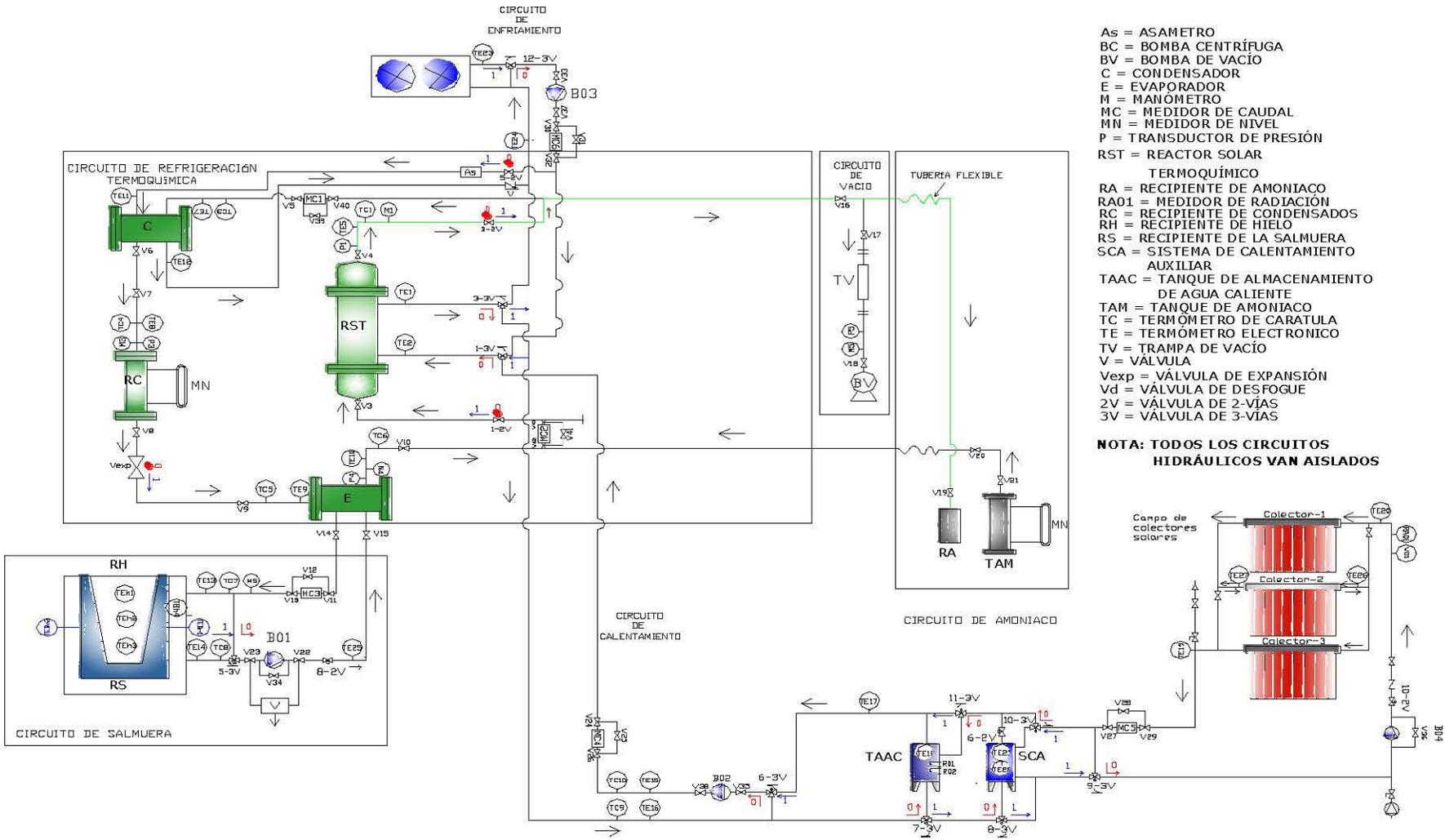


Fig. 4.9 Circuito hidráulico de recuperación de amoníaco.

4.1.10 Propiedades del absorbente

En cuanto a la selección del absorbente, al igual que en el caso del refrigerante, el absorbente debe cumplir con un mínimo de requerimientos y propiedades. A continuación se enlistan algunas de ellas.

- El absorbente debe tener una fuerte afinidad por el refrigerante. Entre mayor sea esta afinidad, se requerirá una menor cantidad, reduciendo las pérdidas térmicas durante su calentamiento. Sin embargo, si esta afinidad es demasiado grande, será necesario suministrar una gran cantidad de energía para la restitución del refrigerante.
- La presión de vapor a la temperatura requerida en el generador debe ser despreciable o muy baja, en comparación con la presión de vapor del refrigerante.
- La estabilidad química debe ser buena y no debe ser corrosivo ni tóxico.
- El calor específico debe ser bajo para evitar las pérdidas, la conductividad térmica debe ser lo más alta posible, la viscosidad y la tensión superficial deben ser bajas para facilitar la transmisión del calor y la absorción.
- El absorbente debe ser menos volátil que el refrigerante, para facilitar su separación en el generador.

4.1.11 Descripción del diseño de los componentes

Una vez definido el diseño del RST, se procedió al diseño mecánico de cada uno de los componentes del sistema, tanto del sistema de refrigeración como los que integran los diferentes circuitos hidráulicos de los subsistemas. Que operaran en forma intermitente en condiciones controladas durante la operación solar.

4.1.11.1 Sistema de Refrigeración: Reactor solar termoquímico (RST)

Desorbedor/Absorbedor: Como se mencionó, en el reactor termoquímico, se realizan alternativamente los procesos de desorción y absorción. El reactor se diseñó y se mandó a construir por la empresa Ingeniería y Termodinámica Industrial SA de CV. (ITISA), como un intercambiador de calor tubular de tipo de coraza y tubos aletados, en donde está configurado para realizar las funciones de disipación de calor y de calentamiento, ver Fig.4.11.

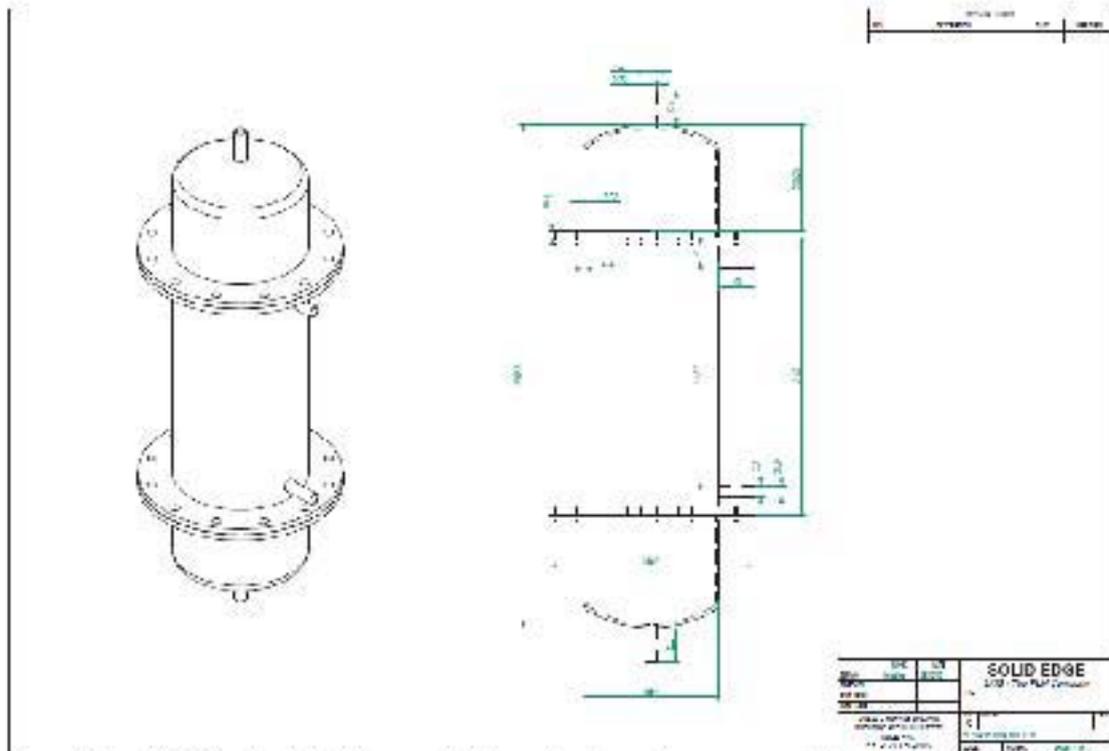


Fig. 4.11 Diseño del intercambiador de calor de coraza y tubos internos (R ST)

4.1.11.2 Condensador (C)

La propuesta de diseño para este componente es un intercambiador de calor de tipo placas en el cual el gas (amoníaco) desorbido en el reactor termoquímico pasa a este condensador, en donde se disipa calor para el cambio de fase, ver Fig. 4.12.

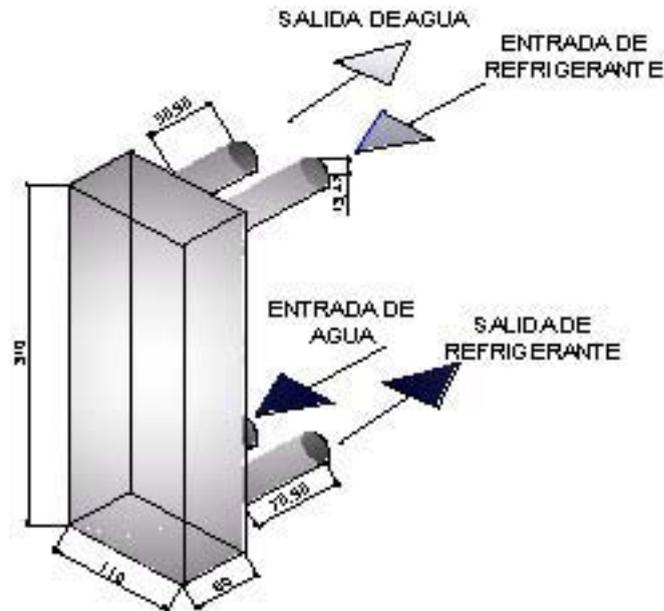


Fig. 4.12 Diseño del intercambiador de calor de tipo placas (Condensador).

4.1.11.3 Recipientes de condensados (RC)

El diseño de este componente está dimensionado para almacenar la cantidad total de amoniaco líquido generado por dos reactores trabajando de manera simultánea, con una capacidad de almacenamiento de 50 l, ver Fig. 4.13.

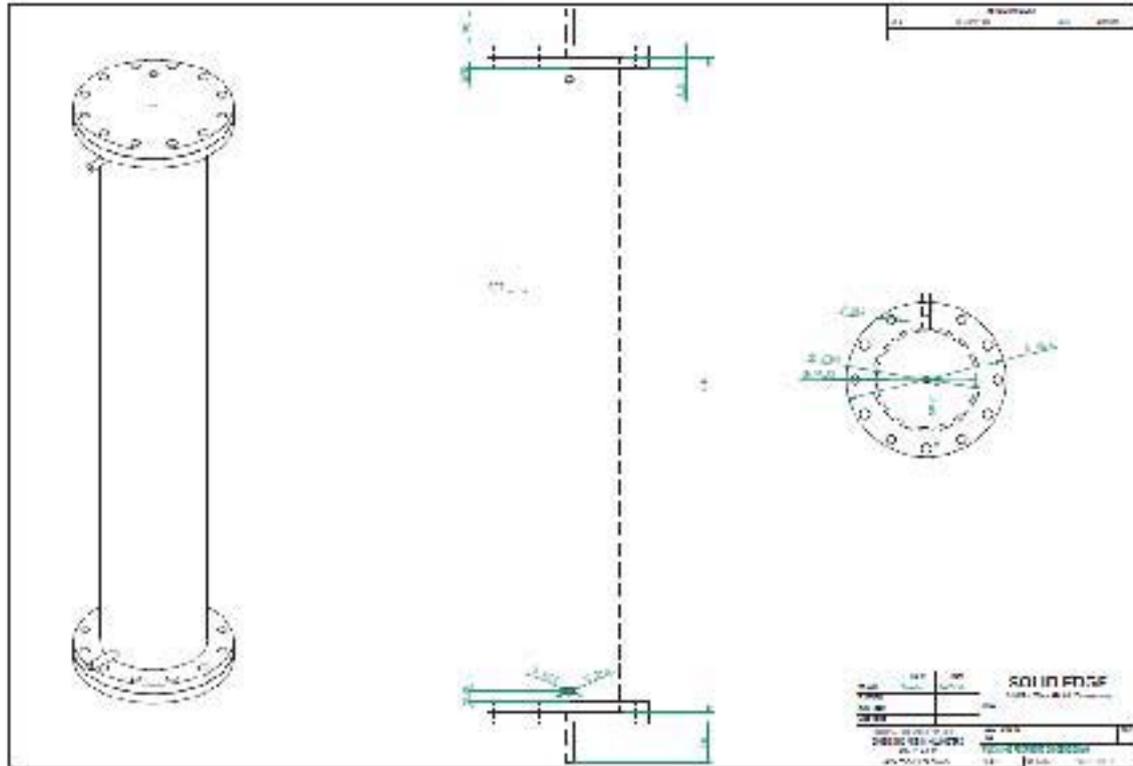


Fig. 4.13 Diseño del recipiente de condensados (RC)

4.1.11.4 Evaporador (E)

El diseño de este componente es el mismo que el del condensador, inclusive de la misma potencia, ya que las variaciones de los calores de fase son pequeñas en función de la temperatura. El refrigerante líquido proveniente del condensador pasa a este evaporador por medio de la válvula de expansión. Este intercambiador es de placas y permite un intercambio de 3 kW, entre el amoniaco líquido y el refrigerante secundario (soluciones acuosas de cloruro de calcio al 20%), ver Fig.4.14.

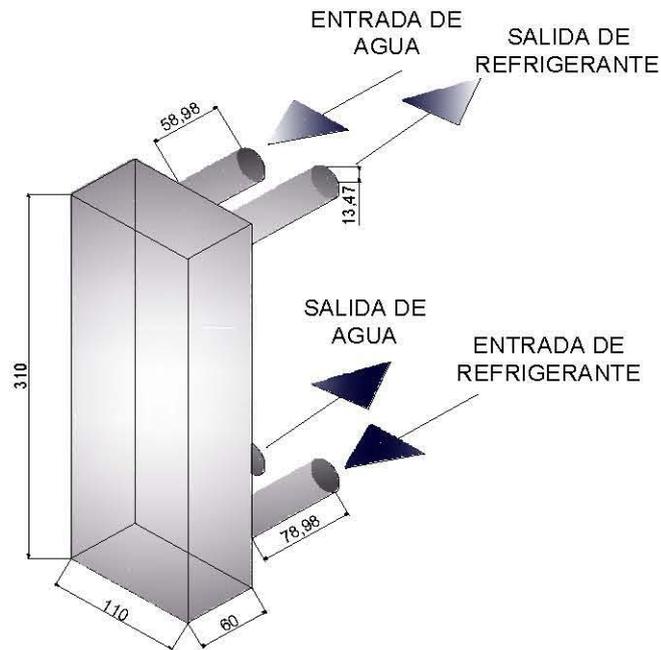


Fig. 4.14 Diseño del evaporador (intercambiador de calor de tipo de placas).

4.1.11.5 Válvula de expansión (Vexp)

Es una válvula de regulación de caudal medio que soporta una presión mayor de 30 kg/cm^2 , se adquirió de acuerdo a los flujos de amoníaco que pasaran a través de ésta.



Fig. 4.15 Vista de la válvula de expansión.

4.1.12 Subsistemas de calentamiento

La propuesta de diseño y acoplamiento del subsistema de calentamiento solar (captadores solares) al sistema de refrigeración termoquímica está en función de su porcentaje de utilización y su acoplamiento con el sistema auxiliar, así como del tipo de tecnología y su eficiencia a las condiciones de operación. De acuerdo a las tecnologías disponibles en el mercado, se realizó un estudio experimental para analizar el potencial de uso de captadores solares tubulares de vidrio al vacío, con intercambiadores de calor integrados,

(CSVII), llamados caloriductos o heat pipes (en inglés). Como resultado del estudio, se obtuvieron eficiencias globales entre un 60 a 70 %, resultando satisfactorias para su aplicación en el RST. Los resultados de este estudio se encuentran reportados (Anexo C). Los cálculos de la superficie de captación y de los requerimientos de energía térmica para la disociación del amoníaco se presentan en el Anexo E.

4.1.12.1 Subsistema de calentamiento solar sin almacenamiento

Este funcionamiento consiste en hacer pasar el fluido térmico (agua) a través de los captadores solares (CSVII), para que una vez intercambiando calor el fluido alcance la temperatura de operación requerida para ser suministrada al sistema de refrigeración y se inicie el proceso de desorción, esto se hace en un circuito cerrado ver Fig. 4.16.

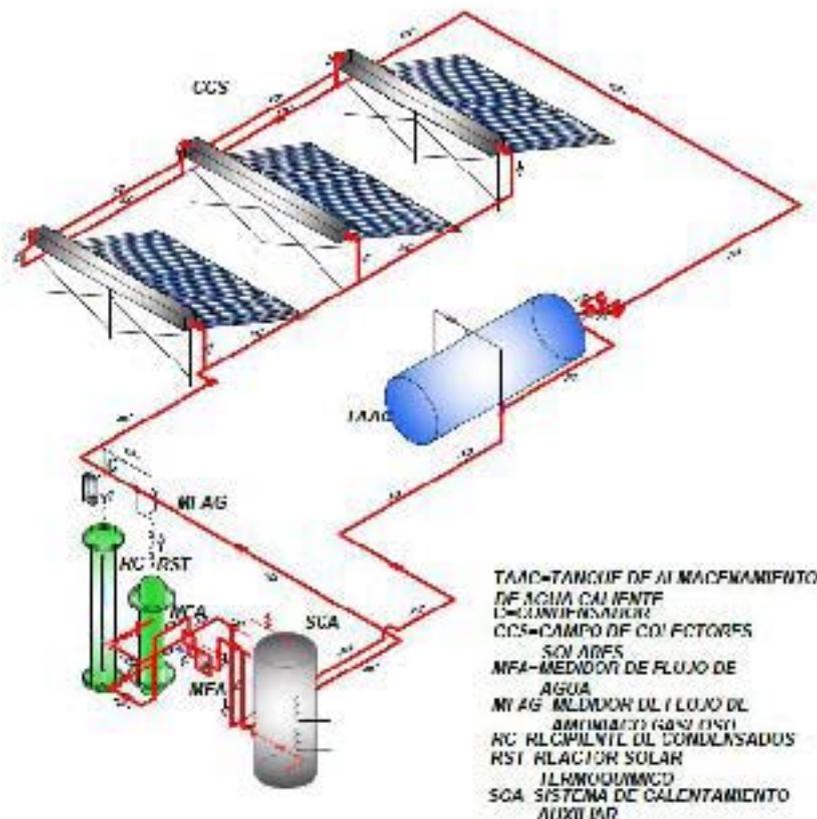


Fig. 4.16 Circuito hidráulico de calentamiento sin almacenamiento térmico.

4.1.12.2 Subsistema de calentamiento solar con almacenamiento

El funcionamiento de este subsistema, consiste en hacer pasar el fluido (agua) a través del campo de captadores solares y el almacenamiento térmico, en donde una vez alcanzadas las condiciones requeridas de temperatura se depositan y almacenan en un recipiente térmico con una capacidad de 500 l, para su posterior utilización en un nuevo ciclo de desorción, ver Fig. 4.17.

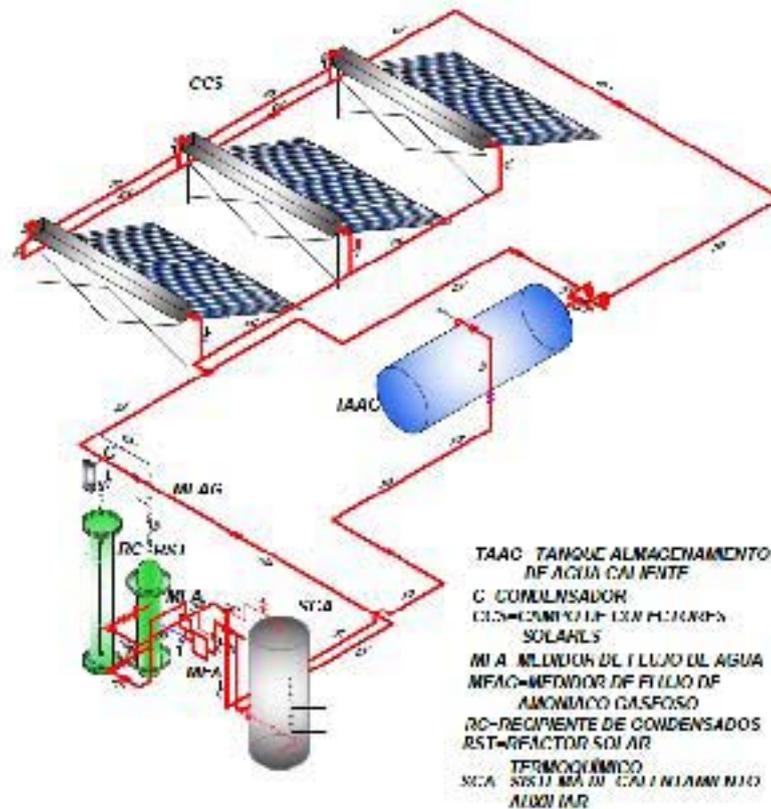


Fig. 4.17 Circuito hidráulico de calentamiento con almacenamiento térmico.

4.1.12.3 Subsistema de calentamiento auxiliar (convencional)

Este circuito hidráulico se establece entre el sistema auxiliar de calentamiento (eléctrico) y el reactor. Este cuenta con un recipiente de almacenamiento con una capacidad de almacenamiento de 200 l, una bomba de recirculación y un banco de dos resistencias térmicas con una potencia máxima de 3 kW. Este subsistema de calentamiento puede cubrir el 100 % de los requerimientos para la desorción o trabajar en forma híbrida con el calentamiento solar, ver Fig. 4.18.

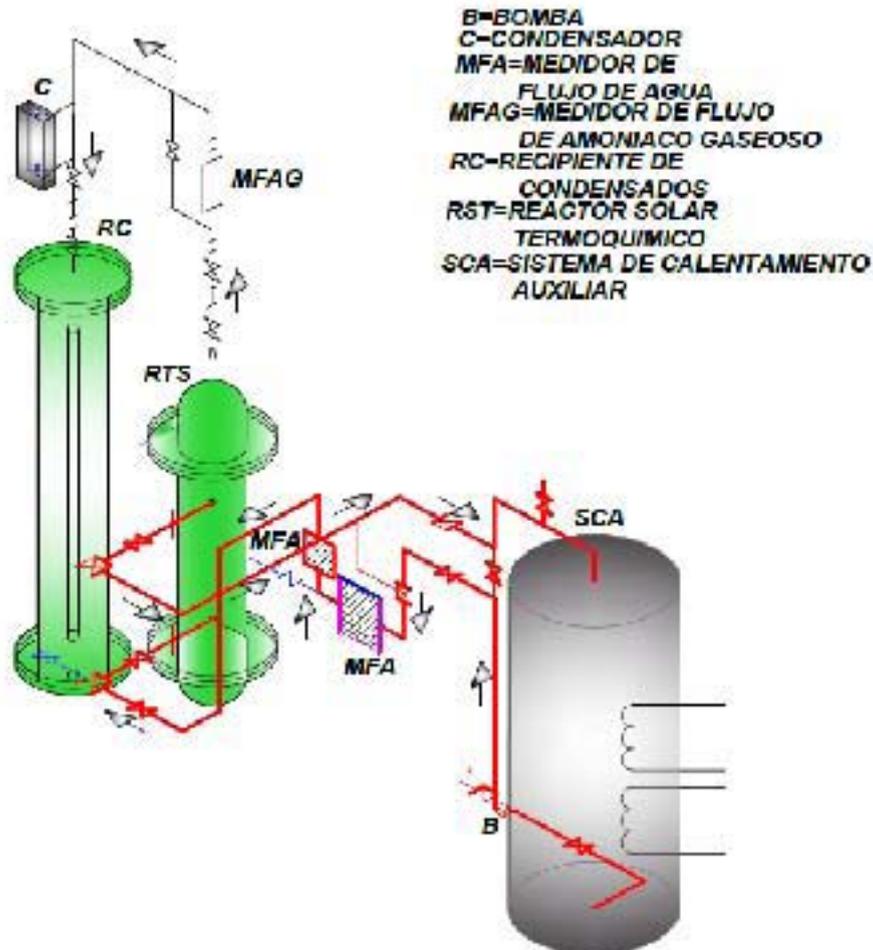


Fig. 4.18 Circuito hidráulico de calentamiento auxiliar (convencional).

Cabe mencionar que todos los subsistemas mencionados anteriormente, están interconectados entre sí, con el fin de obtener la mejor configuración para la realización de las diferentes operaciones del sistema.

4.1.12.4 Disipación de calor

El subsistema para la disipación de calor, consiste en un tanque de almacenamiento de agua fría con una capacidad de 1100 l, con el fin de disipar el calor generado en el sistema de refrigeración termoquímico, tanto en el condensador como en el reactor, el cual es alimentado por un sistema de enfriamiento de paso el cual tiene una capacidad de enfriamiento de 1500 l a una temperatura mínima de 15 °C, en el cual se puede controlar la temperatura del agua a suministrar lo que permite el control de la temperatura de enfriamiento, en un amplio rango, ver Fig. 4.19.

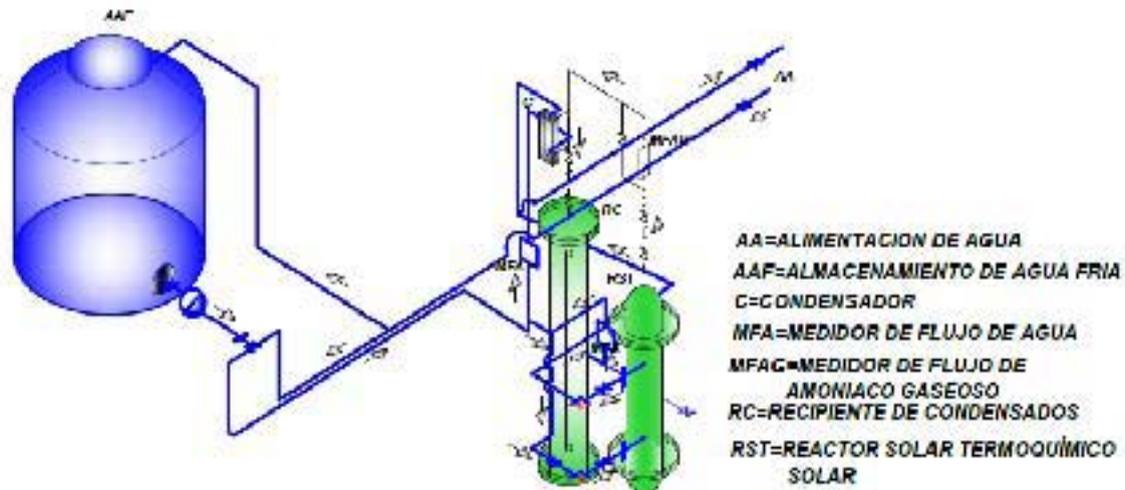


Fig. 4.19 Circuito hidráulico a escala de disipación de calor.

4.1.12.5 Subsistema de formación de hielo

Consiste de un tanque de almacenamiento con una capacidad de 500 l, el cual está térmicamente aislado y en su interior cuenta con tres recipientes en los cuales estará contenida el agua para la producción de hielo, que se formará una vez intercambiado su energía con el refrigerante (amoníaco).

La formación de hielo se puede hacer de dos maneras diferentes:

- Directa. Esta técnica consiste en formar el hielo a través del congelamiento del agua de forma directa.
- Indirecta. Esta otra consiste en enfriar un refrigerante secundario y por intercambio térmico con el agua congelar hasta la formación del hielo ver Fig. 4.20.

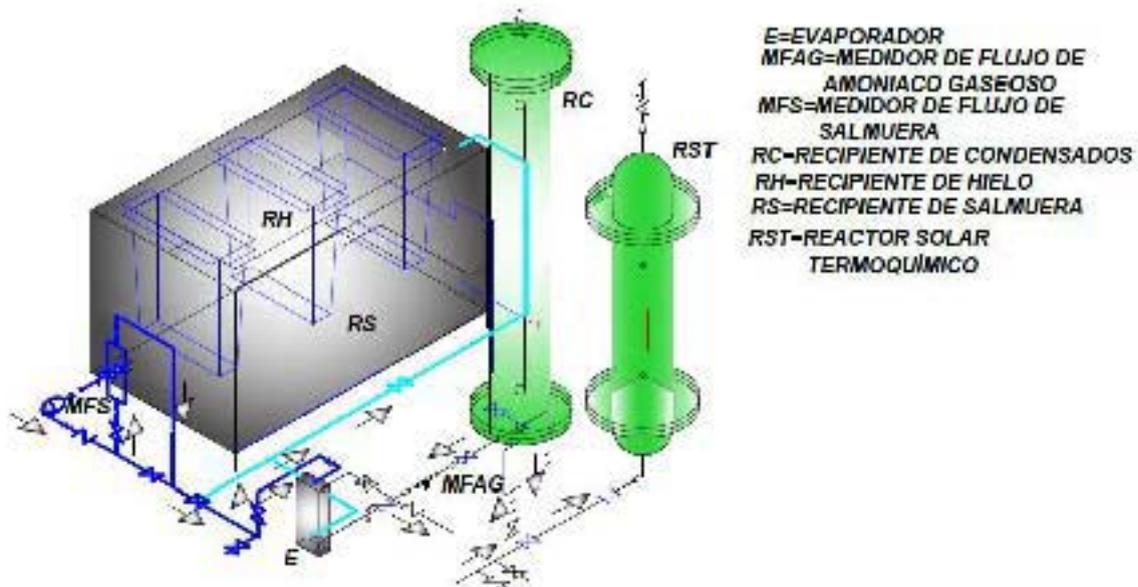


Fig. 4.20 Circuito hidráulico a escala de formación de hielo.

Para el sistema de refrigeración termoquímico la formación de hielo se realizará de forma indirecta, es decir enfriar un refrigerante secundario de cloruro de calcio-agua (salmuera al 20%) para realizar el intercambio de calor entre la salmuera y el agua para la formación de hielo.

4.1.12.6 Potencia frigorífica de sistema de refrigeración

Se realizó el estudio para una capacidad de producción 27.7 kg de hielo, debido a la disponibilidad de espacio y cumplir con los 50 kg de hielo propuestos al inicio pero conformándolo con dos reactores en un sistema de operación cuasi-continuo, por lo cual las cantidades de reactivos requeridas para un reactor: 18.4 kg de cloruro de bario y 12.0 kg de amoniaco, ver Anexo F.

4.2 Construcción de componentes

Una vez establecidas las condiciones de operación y las cantidades necesarias de los reactivos, para producir 27.7 kg de hielo, se realizaron los planos mecánicos y se procedió a la construcción de cada uno de los componentes: el reactor termoquímico (absorbedor/desorbedor), el condensador, recipiente de condensados, evaporador, de acuerdo a las siguientes especificaciones obtenidas en el diseño.

4.2.1 Reactor solar termoquímico (RST)

De acuerdo a los diseños mecánicos propuestos ver Anexo G, se realizó la construcción mecánica de RST, el cual está conformado de un intercambiador de coraza y tubos interiores aletados para una mejor transferencia de calor. En cada uno de ellos se deposita una cantidad específica de sólido absorbente y se tiene además para cada uno, un tubo difusor, para la circulación del amoniaco para la formación del compuesto. También cuenta con ocho mamparas para la distribución del agua al interior del RST, y aumentar el tiempo de residencia para la transferencia de calor. Se tienen cuatro entradas, dos en la parte inferior y superior (entrada y salida del gas respectivamente), y las otras dos por la parte frontal cada una para la entrada y salida del agua caliente o fría según sea el caso ver Fig. 4.21.



Fig. 4.21 Vista del intercambiador de coraza y tubos internos (RTS).

4.2.2 Condensador (C)

Es un intercambiador de tipo placas construido de acero inoxidable ced. 40, diseñado para soportar una presión de máxima de operación de 30 kg/cm^2 , con una capacidad de tres kilowatts de potencia (ver anexo H), ver Fig. 4.22.



Fig. 4.22 Vista del condensador (intercambiador de calor de placas).

4.2.3 Recipiente de condensados (RC)

Equipo construido de acero al carbón, cedula 40, diseñado para soportar una presión máxima de 30 Kg/cm^2 , con una capacidad de almacenamiento de amoníaco de 50 l, (ver Anexo I), cuya función es almacenar el amoníaco líquido proveniente del condensador, ver Fig. 4.23.



Fig. 4.23 Vista del recipiente de condensados.

4.2.4 Evaporador (E)

El evaporador es un intercambiador de tipo placas de tres kilowatts de potencia construido en acero inoxidable, con una presión máxima de operación de 30 kg/cm^2 (ver Anexo J). En este intercambiador se ponen en contacto el amoníaco líquido que toma el calor de la solución acuosa de cloruro de calcio al 20% para evaporarse y enfriarla a las condiciones para la formación de hielo, ver Fig. 4.24.



Fig. 4.24 Vista del evaporador (intercambiador de calor de placas).

4.2.5 Adquisición de equipos auxiliares

Se adquirieron diferentes equipos para complementar el circuito de refrigeración y los sistemas auxiliares, como el circuito de calentamiento, enfriamiento y generación de hielo. Para el circuito de refrigeración se adquirió una válvula de expansión especificada de acuerdo a la producción del sistema, en el circuito de calentamiento se adquirieron tres captadores solares tubulares de vidrio al vacío, con intercambiadores de calor integrados, (CSVII), llamados caloriductos o heat pipes (en inglés) , así también se acondicionó un circuito de calentamiento auxiliar convencional para el sistema de refrigeración, que consta con dos resistencia térmicas de 3 kW cada una, para en sistema de enfriamiento se adquirió un tanque de almacenamiento de 1100 l de acuerdo a las necesidades del sistema de refrigeración.

Todos los componentes construidos, así como los equipos adquiridos fueron dimensionados de acuerdo a las necesidades de energía, flujos, temperaturas y presiones requeridas para la operación del RST, (ver Anexos C, E, H, J K y L).

4.3 Instrumentación

4.3.1 Concepto

Es un grupo de de elementos que sirve para medir, controlar o registrar variables de un proceso con el fin de optimizar los recursos utilizados en el mismo.

La instrumentación es la aplicación de la física, la ingeniería y las matemáticas a la medida y registro de las cantidades físicas o químicas, a la técnica del control automático y a dispositivos que ejecutan diversas operaciones matemáticas, sea por si mismos (para fines de cálculo) o como componentes de un sistema. (Rivera, 2007)

4.3.2 Introducción

Una vez diseñado, construido, montado y verificado la forma de operación del sistema de refrigeración termoquímica es muy importante la instrumentación de los equipos de medición como los de temperatura, presión y flujo para la evaluación del comportamiento operacional de sistema (térmico) de refrigeración termoquímica.

4.3.3 Sensores operacionales: Temperatura, Presión y Flujo

4.3.4 Concepto de sensor

Es un dispositivo capaz de detectar magnitudes físicas o químicas, llamadas variables de instrumentación, y transformarlas en variables eléctricas. Recuérdese que una fuente de información de cualquier proceso es la señal que proporciona un sensor utilizado para convertir los parámetros físicos tales como temperatura, presión, flujo, esfuerzo, etc., a un parámetro eléctrico, como voltaje, corriente, resistencia, etc.

4.3.5 Sensores de temperatura

Una de las variables que se encuentra en cualquier proceso es la temperatura es por ello que es una de la variables a las cuales hay que tener en cuenta en cuestión de monitoreo y control. Para medir esta variable existen diferentes sensores de acuerdo al rango que se vaya a medir; los más utilizados son: circuitos integrados, termopares, detectores resistivos de temperatura, termistores, y pirómetros. (Rivera, 2007)

Para el censado y monitoreo de las temperaturas en el sistema de refrigeración solo se utilizaron los últimos tres sensores por sus buenas características.

a) **Detector resistivo de temperatura (RTD)**

La resistencia eléctrica de varios materiales cambia de manera reproducible con la temperatura. Estos materiales caen dentro de dos categorías: conductores (metales) y semiconductores. Para la mayoría de los materiales metálicos, la variación de la resistencia R_e con la temperatura (T), se representan por la siguiente ecuación:

$$R_e = R_0 (1 + a_1 T + a_2 T^2 + \dots + a_n T^n) \quad (4.6)$$

Donde:

R_0 = Resistencia a 0 °C

T = Temperatura en °C



Fig. 4.25 Vista de los detectores resistivos de temperatura

4.3.6 **Sensores de Presión**

Medir, controlar y monitorear la variable de presión en cualquier proceso es muy importante y fundamental ya que existe una relación entre esta variable con la temperatura, por lo que con esto nos lleva saber el comportamiento del sistema.

La presión es una fuerza por unidad de superficie y puede expresarse en unidades como kg/cm^2 , psi (libras por pulgada cuadrada), bar y atmósferas. Aunque la norma sea en pascal (N/m^2) con símbolo Pa. La presión puede medirse en valores absolutos o diferenciales como:

- a) Presión Absoluta
- b) Presión Atmosférica
- c) Presión Relativa
- d) Presión Diferencial
- e) Vacío

Los instrumentos para medir presión se pueden clasificar en: mecánicos, neumáticos, electromecánicos, y electrónicos.

Para el sistema de Refrigeración se utilizaron medidores de presión electromecánicos. Los cuales se clasifican según su principio de

funcionamiento, en resistivos, magnéticos, capacitivos extensométricos y piezoeléctricos, en específico para este sistema se utilizó el transductor piezoeléctrico por las características que se presentan a continuación:

Transductor piezoeléctrico. Los dispositivos piezoeléctricos son materiales cristalinos que al deformarse físicamente por la acción de una presión genera una señal eléctrica. En un transductor de este tipo, la presión deforma el diafragma y éste presiona el cristal, el cual genera una señal eléctrica equivalente a la presión aplicada; esta señal eléctrica se amplifica y se obtiene un voltaje de salida equivalente a la presión aplicada (Fig. 4.26). Este tipo de transductores se utilizan para medir presiones del rango de 200 kPa a 100 Mpa y anchos de banda de 5 kHz. No pueden usarse en la medición de presiones estáticas y el rango de confianza anda en $\pm 0.5\%$. (Rivera, 2007)

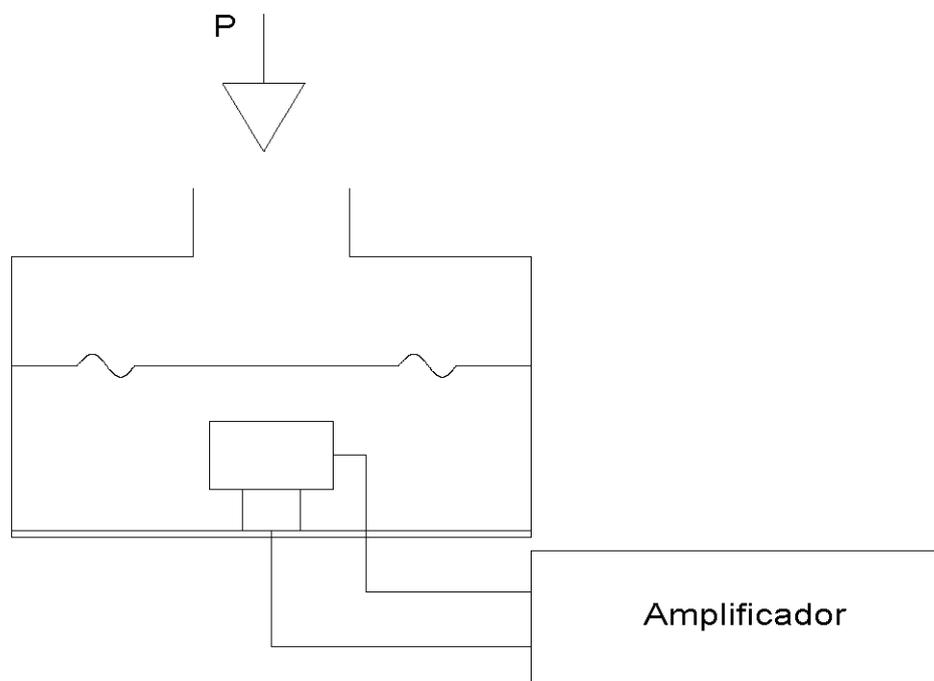


Fig. 4.26 Diagrama de un transductor piezoeléctrico para medir presión.

4.3.7 Sensores de flujo

4.3.7.1 Medición de Flujo

La medición de flujo es otra variable importante para el control de cualquier sistema, tiene dos propósitos fundamentales: la contabilidad y el control de los procesos y operaciones en especial los de naturaleza continúa.

El término fluido se usa para describir sustancias que fluyen cuando se someten a un esfuerzo de desplazamiento, por ejemplo los líquidos y los gases.

4.3.7.2 Medidores Volumétricos

Tabla 4.1 Medidores volumétricos de caudal.

| Cantidad a Medir | Principio | Sistema (Transductor) | Características |
|------------------------------|-------------------------|------------------------------|---|
| Medidores Volumétricos | Presión Diferencial | Tubo Venturi | Simple, exacto, confiable, pérdida de presión 10 a 15 %, no lineal |
| | | Placa de orificios | Simple, barato, exacto, $\pm 1.5 \%$, pérdida de presión 50 % al 70 % |
| | | Boquilla | Más económico que el tubo Venturi y la placa, exacto, $\pm 0.5 \%$ pérdida de presión 50% al 70% |
| | | Tubo Dall | Presión diferencial grande, más compacto que el tubo Venturi, pérdida de presión de 4 a 6% |
| | | Área variable (rotámetro) | Exacto $\pm 1 \%$, barato, rango de 30×10^{-6} a $1 \text{ m}^3/\text{s}$ |
| | | Orificio variable | Lineal, para agua, para rango de 30×10^{-6} a $1 \text{ m}^3/\text{s}$ |
| | Mecánicos | Blanco (target) | Rango arriba de $0.03 \text{ m}^3/\text{s}$, exacto $\pm 0.5\%$, puede utilizarse para líquidos viscosos y sucios |
| | | Veleta rotativa | Para líquidos y gases |
| | | Turbina | Amplia variedad de rangos, exactitud de $\pm 0.13 \%$, buena repetibilidad, para líquidos y gases, caro |
| | Desplazamiento Positivo | Pistón rotatorio | Exacto $\pm 1 \%$ usado para agua |
| | | Pistón alternativo | Exacto $\pm 0.1 \%$, usado para líquidos |
| | | Disco oscilante | Exacto $\pm 1 \%$ usado para líquidos |
| | | Impeler rotatorio | Astriado: para aceites, petróleo arriba de $1 \text{ m}^3/\text{s}$ y 80bar; y para gases |
| | | Aspas rotativas | Para aceites y gasolina, exactitud de $\pm 0.1\%$ |
| | | Diafragma | Para medir gas doméstico |
| | Electromagnético | Electromagnético | Para líquidos conductivos, velocidades arriba de 10 m/s y exactitud de $\pm 1 \%$ |
| | Ultrasonido | Doppler | Relativamente económicos, pobre exactitud, $\pm 5 \%$ o peor, útiles como indicadores o interruptores |
| | | Tiempo de transmisión | Para tubería y canales abiertos, velocidades 0.2 m/s a 12 m/s , exactos, $\pm 1 \%$ |
| | | Correlación | El más exacto de este tipo |
| | Oscilatorio | Torbellino (vortex) | Usado en líquidos y gases, en altas presiones y altas temperaturas, exacto $\pm 1 \%$ |
| | | Remolino (swirl) | Usado en líquidos (de $6 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$ a $2 \text{ m}^3/\text{s}$) y gases ($10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$ a $2 \text{ m}^3/\text{s}$), exactitud de $\pm 1 \%$ |
| Medidores de caudal de Masas | Medición directa | Coriolis | Para líquidos o gases, exacto $\pm 0.5\%$ |
| | | Termal | Para gases en el rango de $5 \times 10^{-10} \text{ kg/s}$ a $5 \times 10^{-3} \text{ kg/s}$, exacto $\pm 1 \%$ |
| Velocidad en un Punto | Inferencial | Turbina-Elemento vibrante | Para líquidos y gases |
| | Presión | Tubo pitot | Para líquido o gases, exacto ± 1 o 2% |
| | | Annubar | Para líquido o gases, exacto $\pm 1 \%$ |
| | Termal | Anemómetro, Alambre caliente | Para gases (de 0.1 m/s a 500 m/s), líquidos (de 0.01 m/s a 5 m/s), exacto $\pm 1 \%$ |

(Rivera, 2007).

4.3.8 Sensores climáticos: Temperatura ambiente, radiación solar

4.3.8.1 Sensor de temperatura ambiente (Termistores)

Dispositivo semiconductor cuya resistencia varía con la temperatura. Se encuentra en diferentes tipos, formas y tamaños. En cuanto a sus características generales existen de dos tipos:

- Coeficiente de temperatura negativo (NCT)
- Coeficiente de temperatura positivo (PCT)

Los materiales más utilizados para su fabricación son el manganeso, el níquel y óxidos de cobalto. Los termistores son pequeños, tienen muchas aplicaciones pero no son lineales. La relación entre el R y T es:

$$R_T = R_0 e^{\beta \left(\frac{1}{T} - \frac{1}{T_0} \right)} \quad (4.7)$$

Donde:

R_T = Resistencia a la temperatura T (K)

R_0 = Resistencia a la temperatura T_0 (K)

β = Constante, cuyo valor depende del material (del orden de 4000)

T_0 = 298 K (25 °C)

T = Temperatura en K

$$\text{Si } T_0 = \infty \quad (4.8)$$

$$R_T = R_\infty e^{\frac{\beta}{T}} \quad (4.9)$$

R_∞ = Resistencia del termistor con una temperatura aproximada a infinito.



Fig. 4.27 Vista de un termistor

4.3.8.2 Sensores radiación solar (Piranómetro)

Un piranómetro es un tipo de actinómetro utiliza para medir la banda ancha la radiación solar sobre una superficie plana y es un sensor que está diseñado para medir la densidad del flujo de radiación solar (en watts por metro cuadrado) de un campo de visión de 180°.

4.3.8.3 Componentes principales de un piranómetro son los siguientes:

- Termopila. Una termopila es sensor con una capa de color negro. Este sensor absorbe toda la radiación solar, tiene un espectro plano que cubre el rango nanométrico de 300 a 5000, y tiene una respuesta casi perfecta del coseno.

- Una cúpula de cristal. Esta cúpula da los límites de la respuesta espectral de 300 a 2800 nanómetros (cortar la parte por encima de 2800 nm), mientras que preserva el campo de 180° de vista. Otra de las funciones de la cúpula es que protege el sensor termopila de la convección.

El revestimiento negro en el sensor termopila absorbe la radiación solar. Esta radiación se convierte en calor. El calor fluye a través del sensor de la caja del piranómetro. El sensor termopila genera una señal de tensión de salida que es proporcional a la radiación solar.



Fig. 4.28 Vista de un piranómetro.

4.3.8.4 Definición del tipo de instrumentación

Para que la selección de los sensores de parámetros de operación sea la adecuada se tiene que establecer el tipo de parámetro, la precisión y el dominio de medición. La selección para el caso del RST, se basó en la calidad de los sensores para obtener la mayor precisión posible sobre los rangos de funcionamiento establecidos.

Para el caso de instrumentación del sistema de refrigeración termoquímica se seleccionaron los sensores que cumplieran con la medición adecuada con rangos de error considerablemente bajos con respecto a la medición real. A continuación se muestra un listado de los sensores instalados en el sistema.

4.3.8.5 Sensor de medición de temperatura

Para esta variable que es de suma importancia su medición en el sistema, se cuenta con sensores de temperatura PT1000 (RTD) que tienen una resistencia de 1000 ohmios a 0 °C. La relación entre la resistencia y la temperatura es aproximadamente lineal en un rango de temperatura pequeñas, es decir si es aproximadamente lineal se tiene que entre 0 y 100 °C, el error a 50 °C es 0.4 °C, aún teniendo en cuenta estos datos, se realizó el análisis de los sensores de temperatura con una calibración de los mismos, comparando estos con un sensor de temperatura tipo termistor que tiene un error de ± 0.1 °C en relación con la temperatura real, y así sacar la ecuación de ajuste de cada uno de los sensores de temperatura.

4.3.8.6 Sensor de medición de presión

La medición de la presión es una variable importante a la hora de obtener su lectura ya que está depende en gran medida de la temperatura, es de suma importancia registrar su variación con respecto a la temperatura generada en sistema por lo que sin duda se selecciona un transductor piezoeléctrico el cual es un transductor electromecánico con una exactitud de ± 0.5 %, el cual su funcionamiento se explico con anterioridad.

4.3.8.7 Sensor de medición de flujo

Otra variable que hay que considerar es sin duda el flujo, la medición de esta variable en el sistema también juega un papel importante para la evaluación de los flujos térmicos. En este caso se seleccionó un medidor de masas con el principio de medición directa, con un sistema (transductor) Coriolis para líquidos y gases, con una exactitud de $\pm 0.5\%$. También se cuenta con medidores de volumétricos con principio diferencial con transductor, conocido con el nombre de rotámetro (área variable), es exacto $\pm 1\%$, de bajo costo y mide en un rango de 30×10^{-6} a $1 \text{ m}^3/\text{s}$ para gases y líquidos, ver Anexo M.

4.3.8.8 Sensor de medición de nivel

En los procesos industriales la medición de nivel es muy importante para el buen funcionamiento del sistema, como el balance correcto de materias primas y de productos finales o terminados.

Para poder analizar la variable de nivel se utilizaron medidores de nivel directo que están basados en la observación de una escala graduada y, su exactitud es del orden de $\pm 1\%$. Para el sistema de refrigeración se utilizó un medidor directo tipo cristal para tanques cerrados, lo cual se adaptó al recipiente de condensados para verificar el amoniaco líquido proveniente de la etapa de condensación. También se cuenta con un sensor electrónico, ver anexo M.

4.3.8.9 Adquisición de datos

La adquisición, manejo y análisis de datos se llevarán a cabo mediante un lenguaje de programación visual muy poderoso conocido como hpvee versión 5.0, que nos permite obtener los datos en forma instantánea real con el fin de analizarlos para tener una idea clara del comportamiento de las variables que intervienen en el sistema de refrigeración termoquímico, lo realiza en forma automática.

4.3.9 Calibración

4.3.9.1 Concepto

Es un procedimiento de comparación entre lo que indica un instrumento y lo que debiera indicar de acuerdo a un patrón de referencia.

4.3.9.2 Calibración de sensores de temperaturas

Para la calibración de los sensores de temperatura, (PT1000) instalados en el sistema de refrigeración solar, se calibraron en total 24 sensores los cuales se hicieron a diferentes parámetros de temperatura. Se obtuvo la curva de calibración de 21 sensores en rango de temperatura de 20 a 90 °C, para esto se utilizó un baño térmico ver Fig. 4.29a, el cual consistió en instalar los sensores a calibrar y el sensor patrón (termistor) a un baño térmico en el cual se puede regular la temperatura y con ayuda del programa hpvee 5.0 poder censar automáticamente y así poder obtener la curva característica de cada uno de los sensores. Para el caso de los sensores que trabajaran en un rango de -10 a 10 °C se calibró un total de 3 sensores lo cual consistió en utilizar un equipo de calibración llamado JOFRA ATC-125 que es un calibrador de temperatura, ver Anexo N.

El calibrador ofrece una tecnología única para el funcionamiento óptimo y homogeneidad superior de la temperatura a través del bloque en las temperaturas muy bajas. Este calibrador de temperatura es capaz de alcanzar una temperatura de -15 °C, y con ayuda de una computadora y el programa HPVEE versión 5.0 se puede obtener la curva de calibración de los sensores de temperatura a calibrar en un rango de -15 a 150 °C, ver Fig. 4.29b.



Fig. 4.29 Sistemas de calibración de los sensores de temperatura (PT1000).

4.3.9.3 Calibración de sensores de presión

Para el sistema de refrigeración se utilizó un 3 dispositivos II marca Honeywell, serie MLH, construidos en acero inoxidable 304 L, con rango de medición de 0 a 41 bar y una señal de salida de 4 a 20 mA. Estos sensores son empleados para medir presión manométrica y pueden usarse en un rango de temperaturas de $-40\text{ }^{\circ}\text{C}$ a $125\text{ }^{\circ}\text{C}$ los cuales fueron instalados en diferentes puntos del sistema de refrigeración termoquímico, la calibración de estos sensores consistió en instalar un sensor patrón de presión y a su vez conectar en serie los sensores a calibrar y con ayuda de un tanque de nitrógeno y una válvula de aguja regular el flujo y presurizar el sistema hasta la presión deseada, para el sistema de refrigeración termoquímica fue de 20 kg/cm^2 por ser la máxima presión a la cual está regulado a través de una válvula de seguridad, ver Fig. 4.30.

Como se puede observar en la Fig. 4.30, el sistema para calibrar y obtener la curva característica de cada uno de éstos sensores, consistió en un tanque de nitrógeno (1), válvula de aguja (2), sensores de presión a calibrar (3), sensor patrón de presión (4) y válvulas de desfogue (5), ver Anexo N.

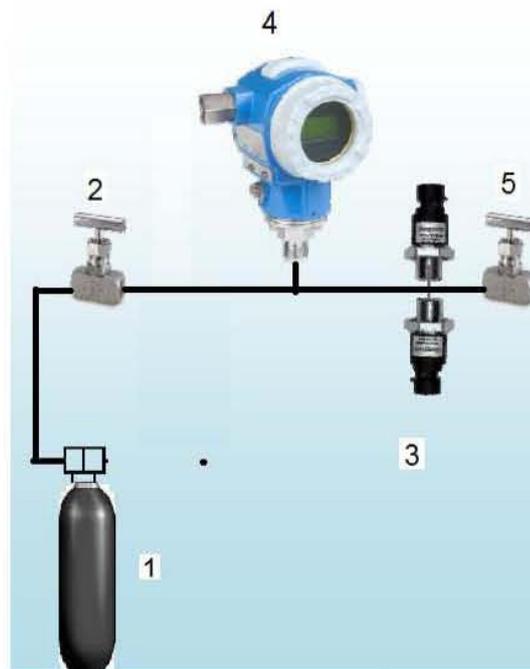


Fig. 4.30 Diagrama del sistema de calibración de sensores de presión.

4.4 Control

4.4.1 Definición

El control dentro de sus múltiples acepciones se puede aplicar en el contexto organizacional, con el objeto de evaluar el desempeño general de un sistema frente a un plan estratégico.

El objetivo de un controlador es ajustar el estado de un proceso por medio de la medida de alguna variable, la variable de proceso (VP), para mantenerlo a un valor particular estándar llamado punto de referencia SP (set point).

El siguiente apartado tiene como objetivo explicar los esquemas funcionales sugeridos para el sistema de refrigeración termoquímica, teniendo en cuenta que la desorción y condensación del amoníaco se realizarán por día y la evaporación y la absorción por la noche.

A continuación se presenta el esquema general y los esquemas funcionales de control para el RST:

En la Fig. 4.31 se presenta el esquema general y la configuración de control del sistema de refrigeración termoquímico.

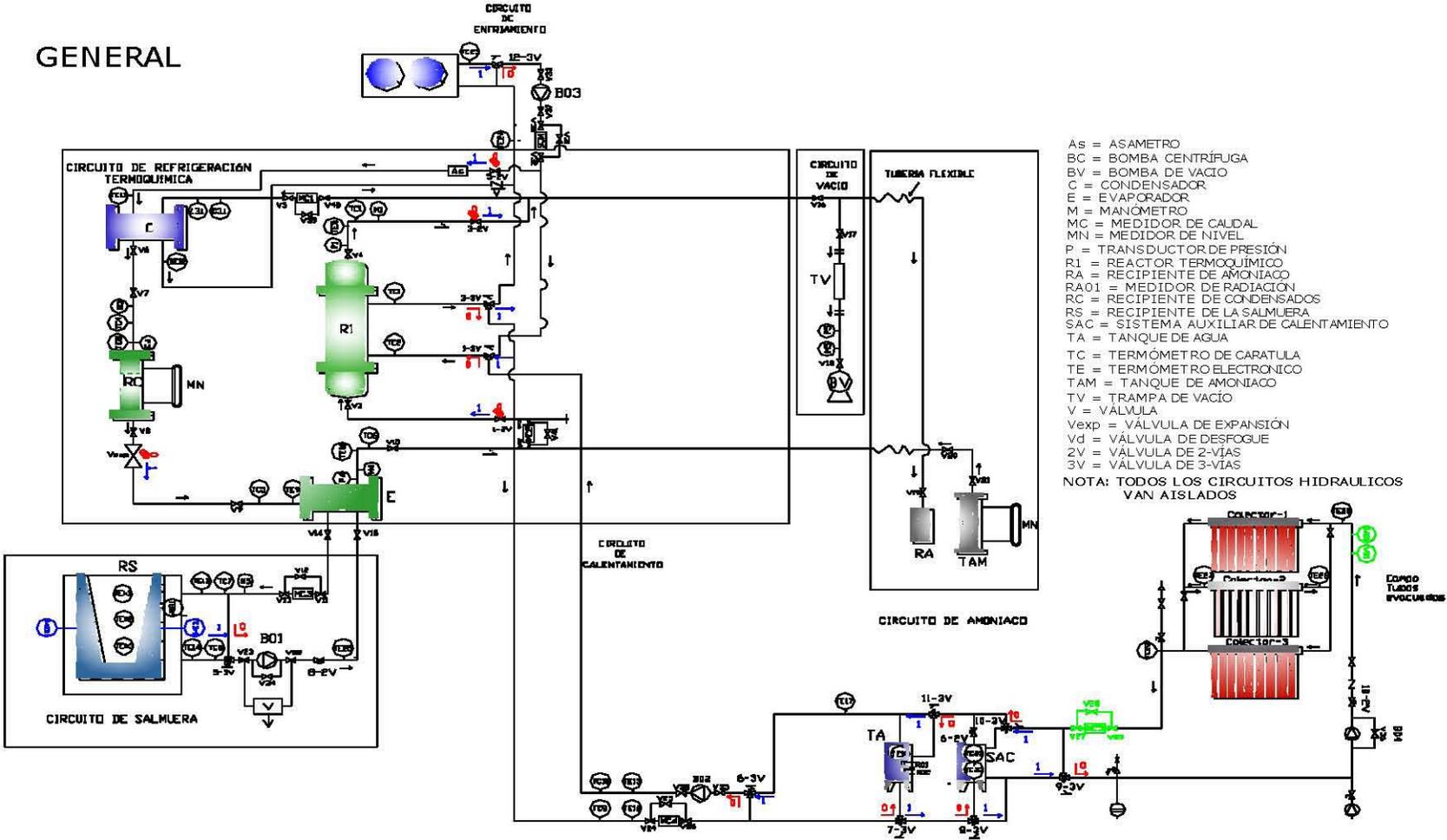


Fig. 4.31 Esquema general y representación del control del sistema de refrigeración termoquímico.

4.4.2 Circuito de control del calentamiento de los captadores solares

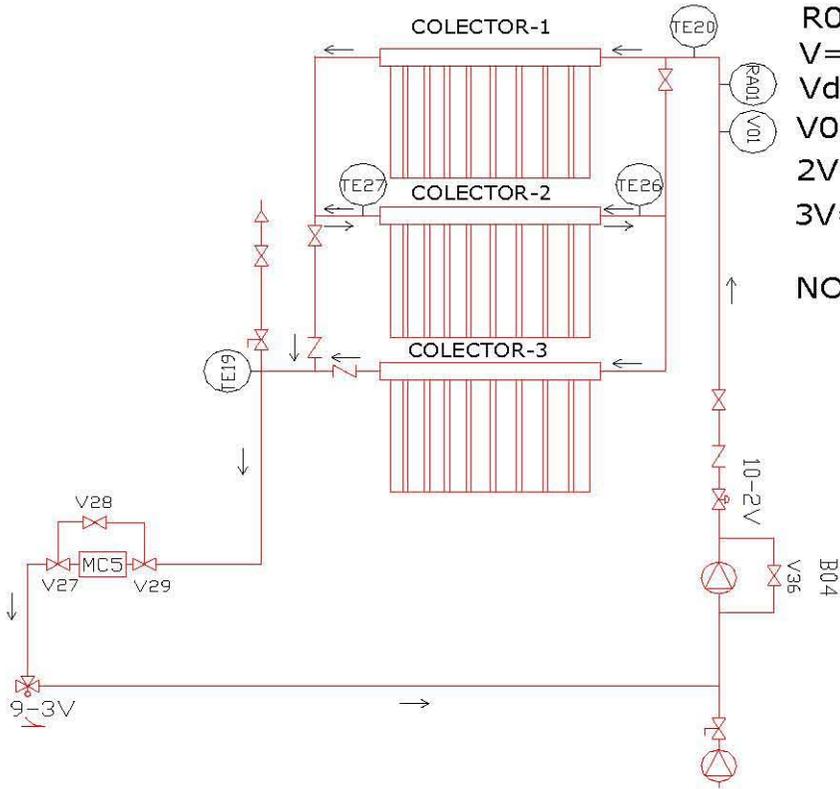
En la Fig. 4.32 se representa el circuito de calentamiento solar, en donde se requiere verificar la temperatura del fluido a la salida de los colectores solares. Si no alcanza el nivel de temperatura requerido, para la disociación del amoníaco, se debe hacer recircular, hasta alcanzar las condiciones de temperatura necesarias, dentro de un intervalo de 60 a 80 °C.

En este caso:

- a) La bomba B04 se hace funcionar.
- b) La válvula de 3 vías 9-3V, que es una válvula de desviadora, se pone en la posición "0", p. ej. abierto en 90°.
- c) El flujo se regula por medio de la válvula de dos vías 10-2V y se mide con el rotámetro MC5.

SC1

**CAMPO DE
COLECTORES
SOLARES**



MC=MEDIDOR DE CAUDAL
TC=TERMÓMETRO DE CARATULA
TE=TERMÓMETRO ELECTRÓNICO
R01=MEDIDOR DE RADIACIÓN
V=VÁLVULA
Vd=VÁLVULA DE DESFOGUE
V01=MEDIDOR DE VIENTO
2V=VÁLVULA DE DOS VÍAS
3V=VÁLVULA DE TRES VÍAS

NOTA: TODOS LOS CIRCUITOS DE
CALENTAMIENTO VAN AISLADOS

BOMBAS

| | |
|-----------|---|
| Bomba BC | 0 |
| Bomba B01 | 0 |
| Bomba B02 | 0 |
| Bomba B03 | 0 |
| Bomba B04 | 1 |

VALVULAS

| | |
|-------|---|
| 1-3V | 0 |
| 3-3V | 0 |
| 7-3V | 0 |
| 8-3V | 0 |
| 9-3V | 0 |
| 10-3V | 0 |
| 1-2V | 0 |
| V esp | 0 |
| 3-2V | 0 |
| 5-2V | 0 |

RESISTENCIAS

| | |
|-----|---|
| R01 | 0 |
| R02 | 0 |

Fig. 4.32 Circuito de control de los captadores solares.

4.4.3 Circuito de control del calentamiento solar con almacenamiento

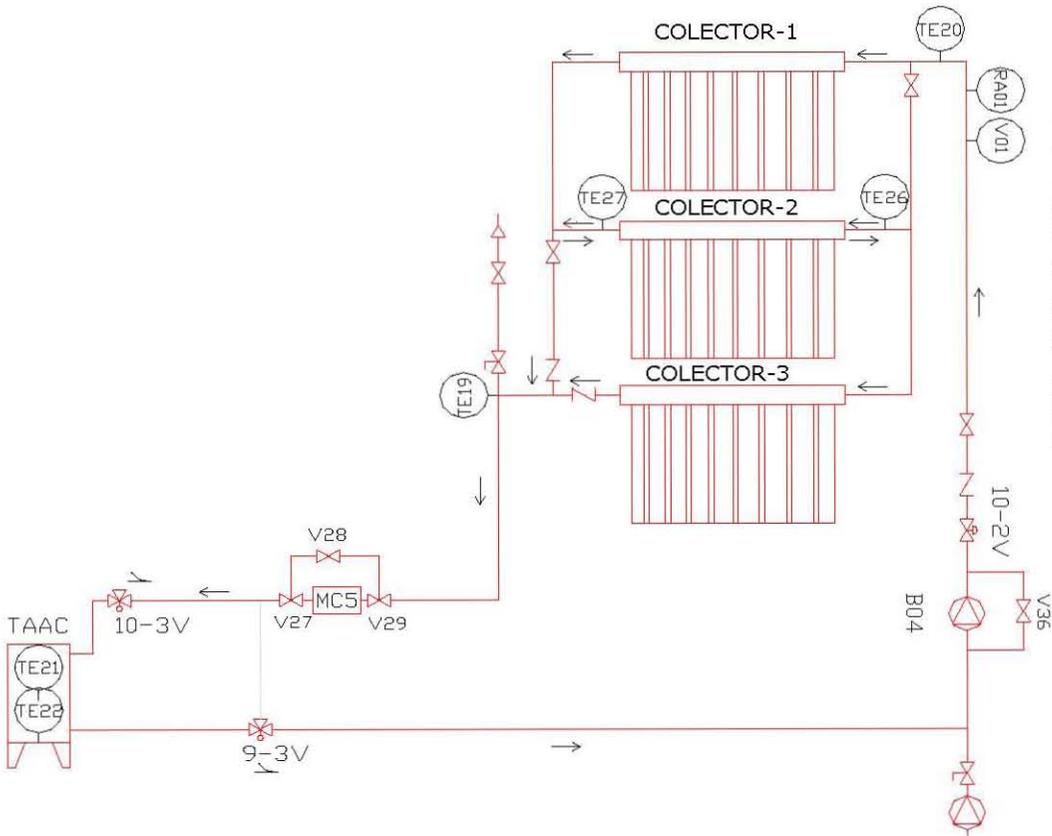
En Fig. 4.33 se observa funcionamiento del calentamiento solar con almacenamiento, el cual consiste en verificar temperatura de salida de los colectores solares, si no se puede alcanzar la temperatura requerida, se hace pasar el fluido de calentamiento hacia un tanque de almacenamiento, hasta que todo el volumen almacenado, alcance las condiciones de temperaturas requeridas para la disociación.

En este caso:

- a) Se opera la Bomba B04.
- b) Las válvulas de 3 vías 9-3V y 10-3V en el circuito de calentamiento solar, que son válvulas desviadoras, tienen que ser puestas en la posición "1", p. ej. abrir en 180 °.
- c) El flujo se regula por medio de la válvula 10-2V y medidor de flujo MC5.'

SC2

**CAMPO DE
COLECTORES
SOLARES**



B01=BOMBA
MC=MEDIDOR DE CAUDAL
TC=TERMÓMETRO DE CARÁTULA
TE=TERMÓMETRO ELECTRÓNICO
R01=MEDIDOR DE RADIACIÓN
V=VÁLVULA
Vd=VÁLVULA DE DESFOGUE
V01=MEDIDOR DE VIENTO
2V=VÁLVULA DE DOS VIAS
3V=VÁLVULA DE TRES VÍAS
NOTA: TODOS LOS CIRCUITOS DE
CALENTAMIENTO VAN
AISLADOS

| BOMBAS | | |
|--------------|--|---|
| Bomba BC | | 0 |
| Bomba B01 | | 0 |
| Bomba B02 | | 0 |
| Bomba B03 | | 0 |
| Bomba B04 | | 1 |
| VALVULAS | | |
| 1-3V | | 0 |
| 3-3V | | 0 |
| 7-3V | | 0 |
| 8-3V | | 0 |
| 9-3V | | 1 |
| 10-3V | | 1 |
| 1-2V | | 0 |
| V esp | | 0 |
| 3-2V | | 0 |
| 5-2V | | 0 |
| RESISTENCIAS | | |
| R01 | | 0 |
| R02 | | 0 |

Fig. 4.33 Circuito de control del calentamiento solar con almacenamiento.

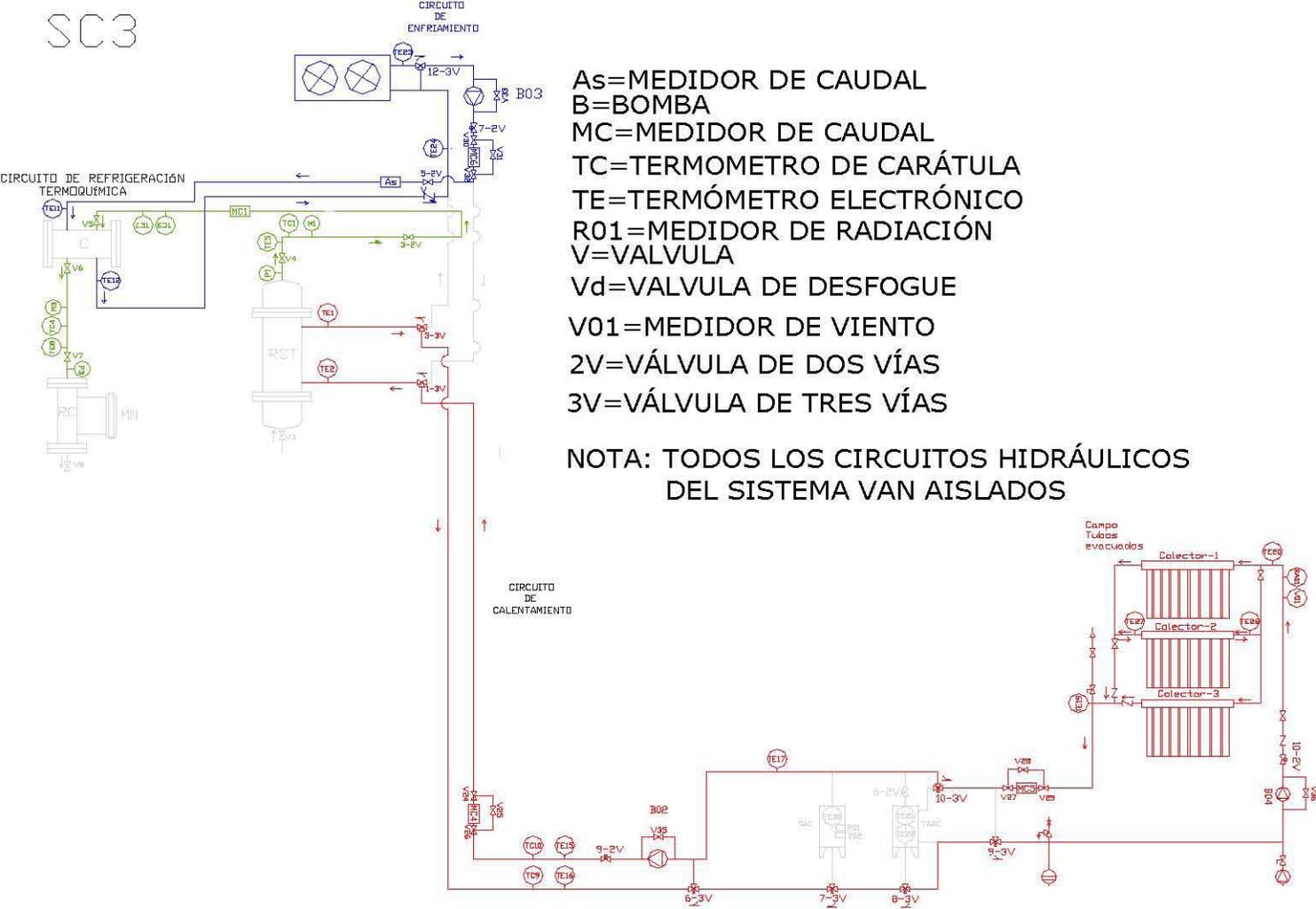
4.4.4 Circuito de control de la desorción , calentamiento directo y enfriamiento del sistema de refrigeración termoquímico

En la Fig. 4.34 se observa la configuración y el control del circuito de calentamiento directo para la desorción, así como la configuración de control del enfriamiento del condensador, esta configuración tiene como objetivo utilizar al 100% energía solar (fuentes renovable) para la desorción y al mismo tiempo condensar el refrigerante proveniente de la generación.

En este caso:

- a) Se operan las bombas B04 y B02.
- b) Las válvulas de 3 vías (desviadoras), 7-3V, 8-3V, 9-3V y 10-3V, se ponen en la posición "1", p. ej. abrir en 180 °.
- c) El flujo se regula con la válvula de 2 vías 10-2V y el medidor de flujo MC5.
- d) El flujo se regula con la válvula de 2 vías 9-2V y el medidor de flujo MC4.
- e) La temperatura de suministro al reactor se regula por medio de la válvula de 3 vías 6-3V (válvula mezcladora).

Modo de configuración del control de la desorción (generación), calentamiento directo y enfriamiento del sistema de refrigeración termoquímico.



SC3

As=MEDIDOR DE CAUDAL
 B=BOMBA
 MC=MEDIDOR DE CAUDAL
 TC=TERMOMETRO DE CARÁTULA
 TE=TERMÓMETRO ELECTRÓNICO
 R01=MEDIDOR DE RADIACIÓN
 V=VALVULA
 Vd=VALVULA DE DESFOGUE
 V01=MEDIDOR DE VIENTO
 2V=VÁLVULA DE DOS VÍAS
 3V=VÁLVULA DE TRES VÍAS

NOTA: TODOS LOS CIRCUITOS HIDRÁULICOS DEL SISTEMA VAN AISLADOS

| BOMBAS | |
|--------------|---|
| Bomba BC | 0 |
| Bomba B01 | 0 |
| Bomba B02 | 1 |
| Bomba B03 | 1 |
| Bomba B04 | 1 |
| VALVULAS | |
| 1-3V | 0 |
| 3-3V | 0 |
| 7-3V | 1 |
| 8-3V | 1 |
| 9-3V | 1 |
| 10-3V | 0 |
| 1-2V | 0 |
| V esp | 0 |
| 3-2V | 1 |
| 5-2V | 1 |
| RESISTENCIAS | |
| R01 | 0 |
| R02 | 0 |

Fig. 4.34 Circuito de control de la desorción (generación), calentamiento directo y enfriamiento del sistema de refrigeración termoquímico.

4.4.5 Circuito de control del proceso de desorción desde el calentamiento auxiliar

En la Fig. 4.35, se representa la configuración de control del calentamiento auxiliar de forma directa al reactor termoquímico y a su vez el control del enfriamiento del condensador.

En este caso:

- a) Se operan las bombas B04 y B02.
- b) La válvula de 3 vías 7-3V, (desviadora), se pone en la posición 0, p. ej. abierto en 90 °.
- c) El flujo se regula con el empleo de la válvula de 2 vías 9-2V y el medidor de flujo MC4.
- d) La temperatura de suministro al reactor se regula con el empleo de la válvula de 3 vías 6-3V (válvula mezcladora)

Enfriamiento del condensador

- e) Las válvulas de 3 vías, 1-3V y 3-3V, (desviadoras), se ponen en la posición "0", p. ej. abrir en 90 °.
- f) La válvula de 2 vías 3-2V se pone en la posición "1", p. ej. "abierto".
- g) La válvula de 2 vías 1-2V se pone en la posición "0", p. ej. "cerrada".

Para el circuito de disipación de calor

- h) Se opera la bomba B03.
- i) La válvula de 2 vías 5-2V se pone en la posición "1", p. ej. "abierto".
- j) El flujo se regula con el empleo de la válvula de 2 vías 7-2V y el medidor de flujo MC6.
- k) La temperatura de disipación que se suministra al condensador, se regula por medio de la válvula de 3 vías; 12-3V.

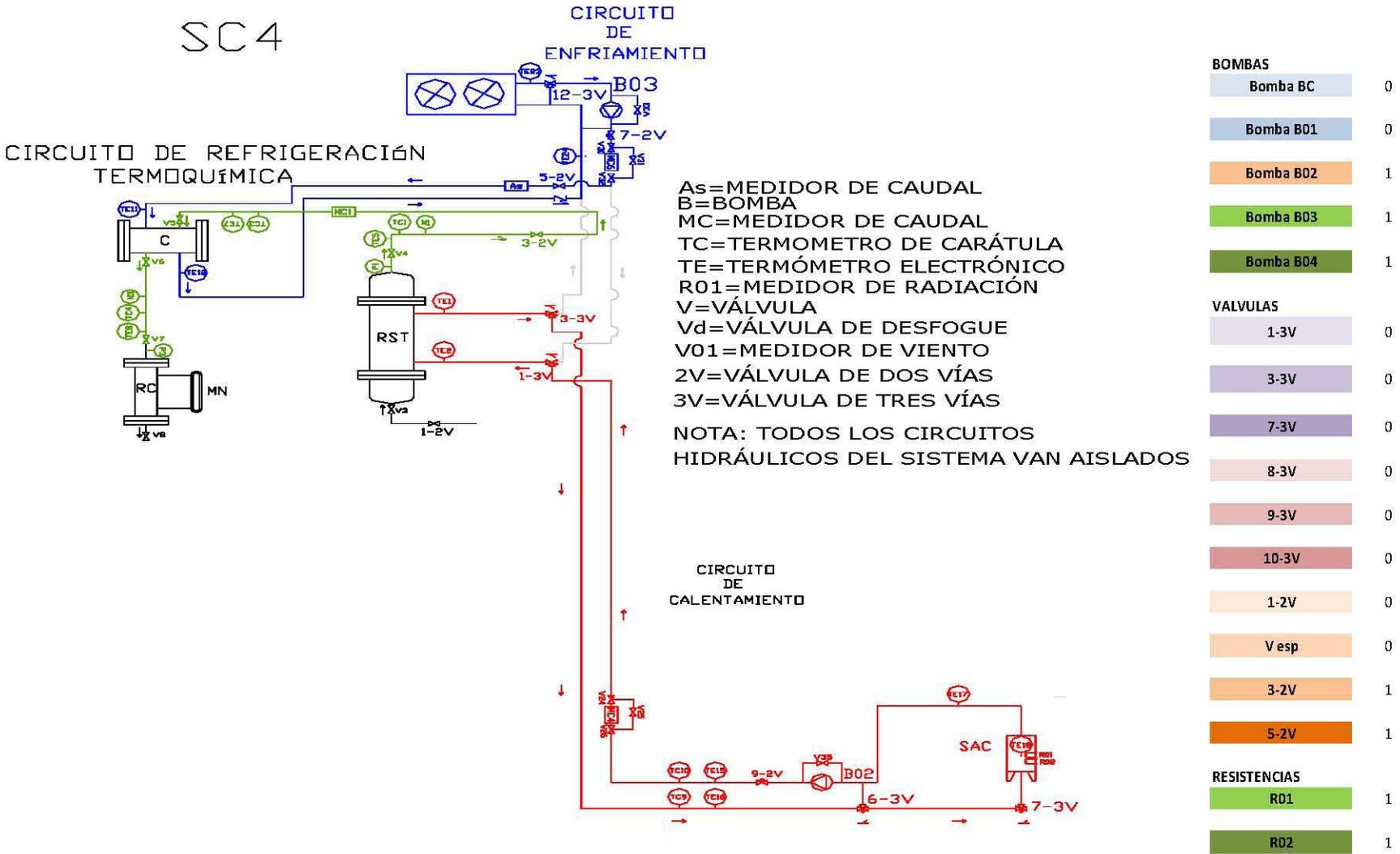


Fig. 4.35 Circuito de control del proceso desorción desde el calentamiento auxiliar.

4.4.6 Circuito de control del proceso de desorción desde el almacenamiento solar

En la Fig. 4.36 se observa la configuración del control tanto para el circuito de almacenamiento solar como para la disipación de calor en el sistema de refrigeración.

Para el caso de:

Almacenamiento solar

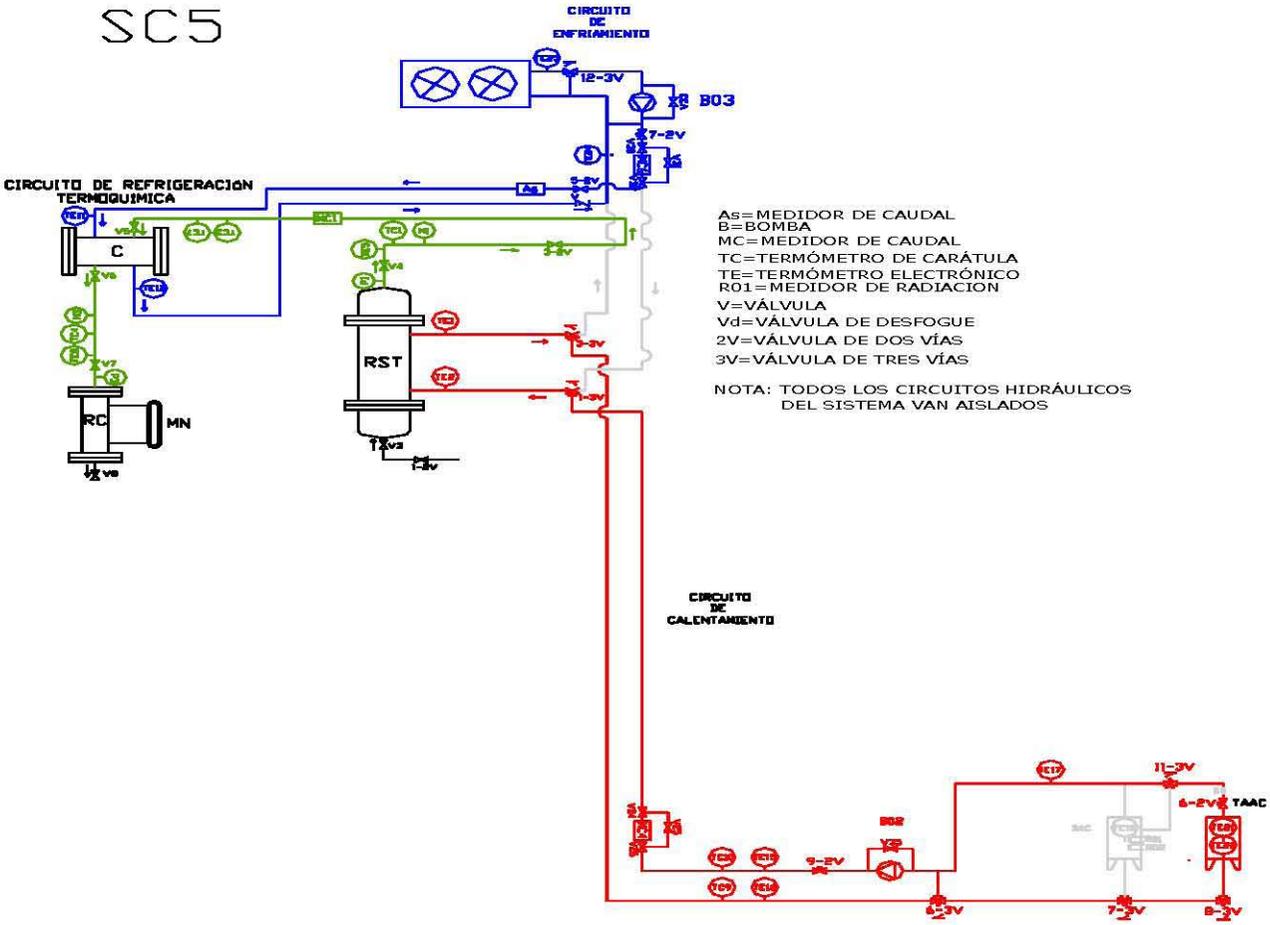
- a) Se opera la bomba B02.
- b) Las válvulas de 3 vías 7-3V, (desviadora), se pone en la posición "1", p. ej. abierto en 180 °;
- c) La válvula de 3 vías 8-3V, (desviadora), se pone en la posición "0", p. ej. abierto en 90 °.
- d) La válvula de 2 vías 6-2V, se pone en la posición "1", p. ej. "abierto".
- e) El flujo se regula por medio de la válvula de 2 vías 9-2V y el medidor de flujo MC4;
- f) La temperatura de suministro al reactor se regula por medio de la válvula de 3 vías 6-3V (válvula mezcladora).

Circuito de enfriamiento al reactor termoquímico

- g) Las válvulas de 3 vías, 1-3V y 3-3V, (desviadoras), se ponen en la posición "0", p. ej. abrir en 90 °.
- h) La válvula de 2 vías 3-2V, se pone en la posición "1", p. ej. "abierto";
- i) La válvula de 2 vías 1-2V, se pone en la posición "0", p. ej. "cerrada";

Circuito de disipación de calor

- j) Se opera la Bomba B03
- k) La válvula de 2 vías 5-2V, se pone en la posición "1", p. ej. "abierto".
- l) El flujo se regula con el empleo de la válvula de 2 vías 7-2V y el medidor de flujo MC6;
- m) La temperatura de suministro al condensador se regula con el empleo de la válvula de 3 vías 12-3V.



| BOMBAS | |
|--------------|---|
| Bomba BC | 0 |
| Bomba B01 | 0 |
| Bomba B02 | 1 |
| Bomba B03 | 1 |
| Bomba B04 | 1 |
| VALVULAS | |
| 1-3V | 0 |
| 3-3V | 0 |
| 7-3V | 1 |
| 8-3V | 0 |
| 9-3V | 0 |
| 10-3V | 0 |
| 1-2V | 0 |
| V esp | 0 |
| 3-2V | 1 |
| 5-2V | 1 |
| RESISTENCIAS | |
| R01 | 0 |
| R02 | 0 |

Fig. 4.36 Circuito de control del proceso desorción desde el almacenamiento solar.

4.4.7 Circuito de control para el proceso de absorción

La Fig. 4.37 se representa la absorción del amoníaco para la producción de hielo, esto se realizará durante la noche.

En este caso:

Circuito de enfriamiento al reactor termoquímico

- a) Las válvulas de 3 vías, 1-3V y 3-3V, (desviadoras), se ponen en la posición "1", p. ej. abrir en 180 °.
- b) La válvula de 2 vías 3-2V, se pone en la posición "0", p. ej. "cerrada".
- c) La válvula de 2 vías 1-2V, se pone en la posición "1", p. ej. "abierto".
- d) La válvula de expansión Vexp tiene que estar "abierta" como una función del amoniaco requerido para la producción del frío.

Circuito de disipación de calor

- e) Se opera la bomba B03.
- f) La válvula de 2 vías 5-2V, se pone en la posición "0", p. ej. "cerrada".
- g) El flujo se regula con el empleo de la válvula de 2 vías 7-2V y el medidor de flujo MC6.
- h) La temperatura de suministro al condensador se regula con el empleo de la válvula de 3 vías 12-3V.

Producción de hielo

Se opera la bomba B01

La válvula de 3 vías 5-3V (Desviadora) se pone en la posición "1", p. ej. abrir en 180 °.

La válvula de 2 vías 8-2V, se pone en la posición "1", p. ej. "abierto".

La temperatura de suministro al evaporador se regula con el empleo de la válvula de 3 vías 5-3V y el medidor MC3.

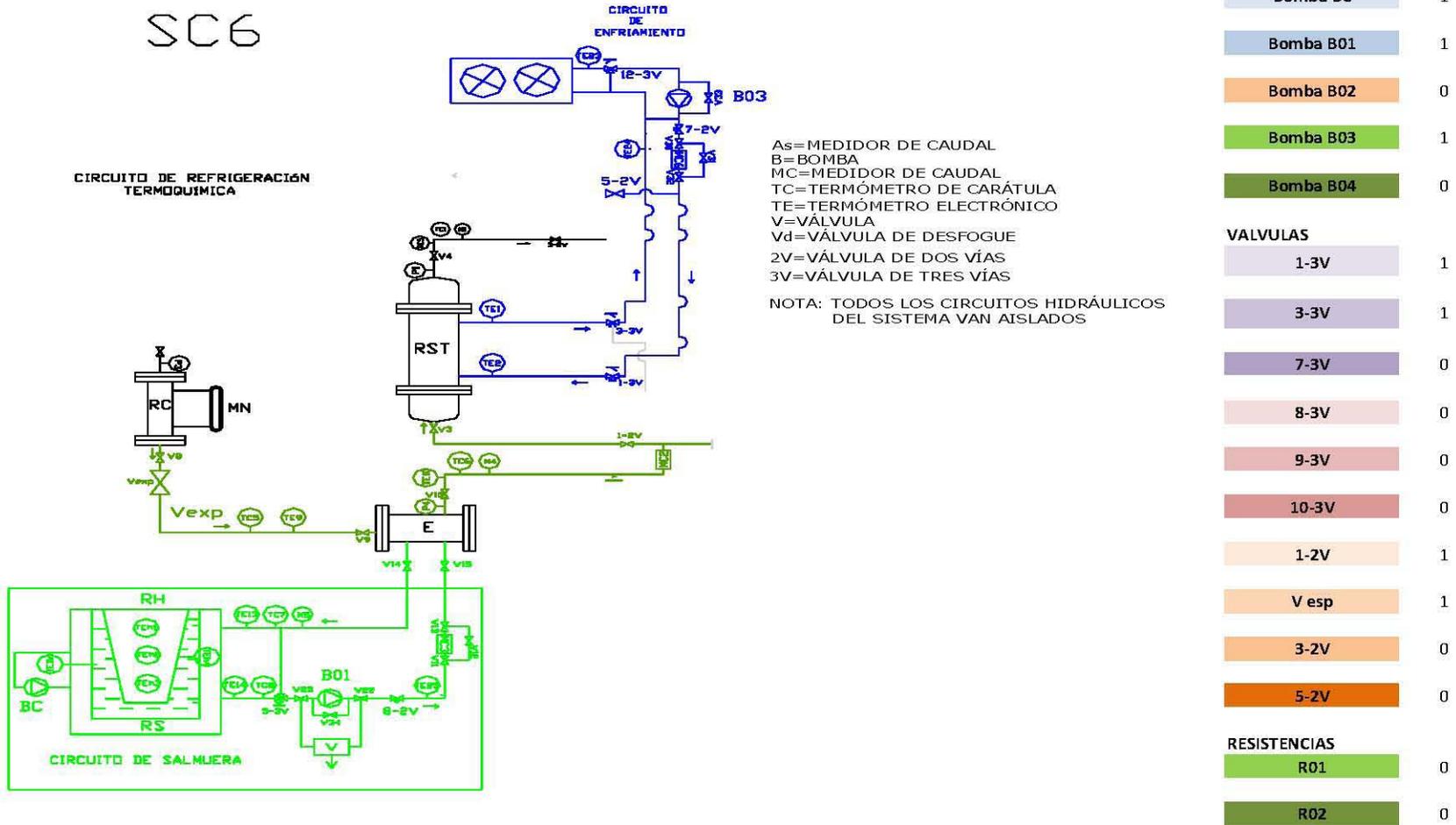


Fig. 4.37 Circuito de control para el proceso de absorción.

4.4.8 Configuración de control de seguridad

En la Fig. 4.38 se representa la configuración de seguridad cuando la presión interna del reactor es más alta que la permitida (20 kg/cm^2).

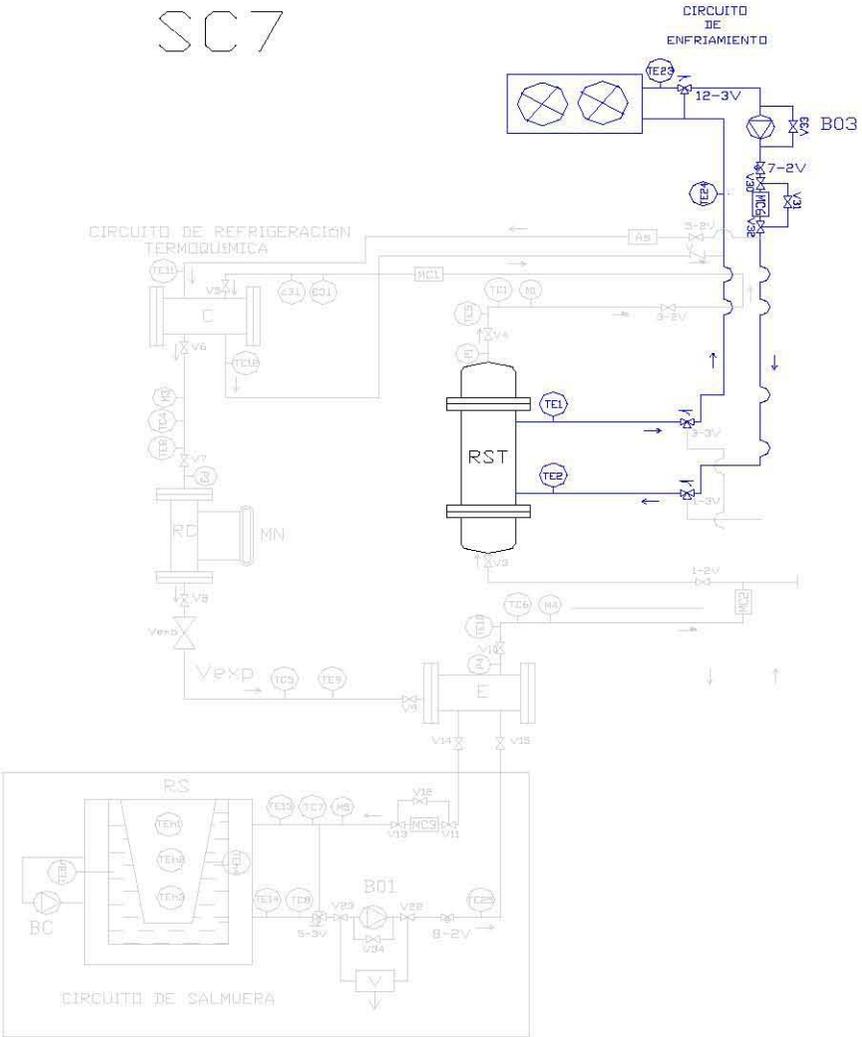
En este caso:

Circuito de enfriamiento del reactor termoquímico

- i) Las válvulas de 3 vías 1-3V y 3-3V, (desviadoras) se ponen en la posición "1", p. ej. abrir en 180° .
- j) La válvula de 2 vías 3-2V, se pone en la posición "0", p. ej. "cerrada".
- k) La válvula de 2 vías 1-2V, se pone en la posición "0", p. ej. "cerrada".

Circuito de disipación de calor

- l) Se opera la bomba B03.
- m) La válvula de 2 vías 5-2V, se pone en la posición "0", p. ej. "cerrada".
- n) El flujo se regula con el empleo de la válvula de 2 vías 7-2V y el medidor de flujo MC6.
- o) La temperatura de suministro al reactor se regula con el empleo de la válvula de 3 vías 12-3V.



As=MEDIDOR DE CAUDAL
 B=BOMBA
 MC=MEDIDOR DE CAUDAL
 TC=TERMÓMETRO DE CARÁTULA
 TE=TERMÓMETRO ELECTRÓNICO
 V=VÁLVULA
 Vd=VÁLVULA DE DESFOGUE
 2V=VÁLVULA DE DOS VÍAS
 3V=VÁLVULA DE TRES VÍAS
 NOTA: TODOS LOS CIRCUITOS HIDRÁULICOS
 DEL SISTEMA VAN AISLADOS

| BOMBAS | |
|--------------|---|
| Bomba BC | 0 |
| Bomba B01 | 0 |
| Bomba B02 | 0 |
| Bomba B03 | 1 |
| Bomba B04 | 0 |
| VALVULAS | |
| 1-3V | 1 |
| 3-3V | 1 |
| 7-3V | 0 |
| 8-3V | 0 |
| 9-3V | 0 |
| 10-3V | 0 |
| 1-2V | 0 |
| V esp | 0 |
| 3-2V | 0 |
| 5-2V | 0 |
| RESISTENCIAS | |
| R01 | 0 |
| R02 | 0 |

Fig. 4.38 Configuración de control de seguridad.

4.5 Descripción del equipo: reseña fotográfica

4.5.1 Descripción del prototipo del sistema de refrigeración termoquímico

En la Fig. 4.39 se muestra el sistema de refrigeración termoquímico el cual consta de un reactor solar termoquímico (generador-absorbedor) en donde se lleva a cabo las operaciones de generación y absorción del refrigerante, un condensador (C), un recipiente de condensados (RC), una válvula de expansión (Vexp), y un evaporador (E). También se observa la instrumentación para la medición y control de variables del proceso (temperatura, presión, nivel y flujo). Para la temperatura se cuenta con termómetros bimetalicos de carátula (TC) y PT1000, para la presión manómetros (M) y transductores de presión, así como los medidores de nivel visuales (MN) y electrónica (MNE), los medidores de flujo de gas y agua (MFAG, MFA) y las válvulas de control de tres vías para el suministro de agua de enfriamiento y calentamiento (1-2V, 1-3V y 3-3V).



Fig. 4.39 Vista del sistema de refrigeración termoquímico.

4.5.2 Campo de colectores solares

En la Fig. 4.40 se observa el campo de captadores solares (CCS) con la conexión al tanque de almacenamiento de agua caliente (TAAC), el cual cuenta con tres captadores solares tubulares de vidrio al vacío, con intercambiadores de calor integrados, (CSVII), llamados caloriductos o heat pipes (en inglés), ver Anexo C, también se observa la instrumentación para censar la temperatura a la entrada y salida en forma visual (TC) y electrónica (TE), así como una válvula de tres vías para el control (10-3V).



Fig. 4.40 Vista del campo de captadores solares.

4.5.3 Tanque de almacenamiento agua caliente

En la Fig. 4.41 se observa el sistema de almacenamiento térmico, el cual consta de un tanque de almacenamiento de 500 l (TAAC), una bomba automática de flujo variable (B02), una bomba de flujo fijo (B04) y para el control se cuenta con sensores de temperatura a la entrada y salida de forma visual (TC) y electrónica (TE).



Fig. 4.41 Vista del tanque de almacenamiento de agua caliente.

4.5.4 Subsistema de calentamiento auxiliar

En la Fig. 4.42 se observa el subsistema de calentamiento auxiliar (SCA) el cual cuenta con un tanque de almacenamiento de agua de 200 l con dos resistencias térmica de 3 kW cada una y una bomba para recircular y homogenizar la temperatura del agua, antes de ser suministrada para la operación del reactor termoquímico, se cuenta además con tres válvulas automáticas de tres vías para su control (6-3V, 7-3V y 11-3V).



Fig. 4.42 Vista del subsistema de calentamiento auxiliar.

4.5.5 Subsistema de disipación de calor

En la Fig. 4.43 se observa el subsistema de disipación de calor el cual consta de un tanque de almacenamiento de agua fría (TAAF) con una capacidad de 1100 l y para el control y monitoreo de este subsistema se cuenta con una bomba automática de flujo variable (B03), una válvula de tres vías (12-3V) y los sensores de temperatura en forma visual (TC) y electrónica (TE).



Fig. 4.43 Vista del subsistema de disipación de calor.

4.5.6 Subsistema de enfriamiento secundario

En la Fig. 4.44 se observa la instalación del subsistema de enfriamiento secundario (salmuera 20%) el cual consta de un recipiente de salmuera (RS) y en su interior hay recipientes de agua para la formación de hielo (RH), una bomba de flujo fijo para recircular la salmuera y para el control y verificación del flujo y temperatura se tiene un medidor de flujo de salmuera (MFS) y sus correspondientes sensores de temperatura a la entrada y salida del subsistema en forma visual (TC) y electrónica (TE).

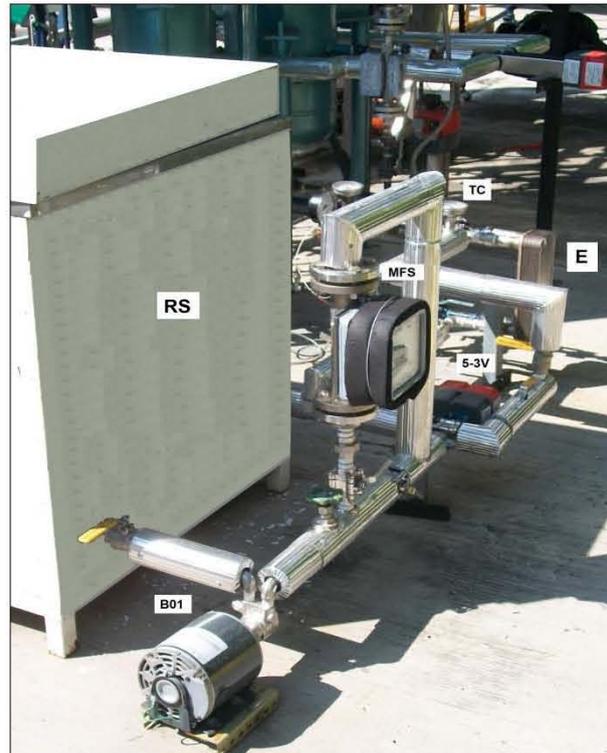


Fig. 4.44 Vista del subsistema de enfriamiento secundario.

4.6 Verificación de los parámetros operacionales

Una vez determinados los dispositivos de control e instalados, se procedió a verificar el funcionamiento del sistemas de refrigeración y de los diferentes subsistemas así como los procedimientos para las pruebas de resistencia a la presión, el sistema para desecar el absorbente sólido y para el suministro de amoniaco para la síntesis de la reacción.

4.6.1 Sistema de refrigeración

4.6.1.1 Suministro del cloruro de bario di-hidratado y pruebas de presión

En el sistema de llenado del reactor termoquímico se realizó el suministro de cloruro de bario dihidratado (sólido), con una concentración del 98%, por lo se llenaron todos los tubos internos del reactor con una cantidad total de 18.01 Kg de cloruro de bario, posteriormente se aisló y cerró herméticamente.

Posteriormente se procedió a realizar la prueba de resistencia mecánica a la presión interna, hasta un valor máximo de 20 kg/cm^2 . Para lo anterior se presurizó el reactor con nitrógeno hasta alcanzar la presión correspondiente, en una primera etapa a un nivel de 5 kg/cm^2 en la zona de baja presión (evaporación-absorción) y posteriormente en dos etapas de 10 kg/cm^2 y después de 20 kg/cm^2 . Se detectaron varias fugas sobre todo el las tuercas unión y en algunas piezas defectuosas.

Como procedimiento, se establecía la presión de prueba y se dejaba el sistema cerrado durante 24 h, y se verificaba las posibles fugas. Los niveles de presión se establecieron con base a las presiones alcanzadas en cada uno de los componentes, correspondientes a las máximas temperaturas de saturación, en el condensador: 16 kg/cm^2 ($40 \text{ }^\circ\text{C}$) y en el evaporador 3 kg/cm^2 ($-10 \text{ }^\circ\text{C}$). La presión de condensación se comparte con el desorbedor y la de evaporación con el absorbedor. ver Tabla 3.3 y 3.4.

4.6.1.2 Deshidratación del cloruro de bario

Una vez realizadas las pruebas de presión, se procedió a la deshidratación del cloruro de bario. Para ello, se consideran los datos de equilibrio de los hidratos de cloruro de bario y en función de la temperatura disponible de disociación, se estableció el nivel de la presión requerida.

De acuerdo a los datos de equilibrio para una temperatura disponible de $80 \text{ }^\circ\text{C}$, se tiene que desorber el agua a una presión de 10 mbar. Para realizar lo anterior, se utiliza una bomba de vacío del tipo mecánica, una trampa de vacío y un recipiente de condensados graduado, lo que permite medir la cantidad de agua condensada, ver Anexo D.

4.6.1.3 Subsistema de calentamiento solar

En este subsistema se llevó a cabo la verificación de los parámetros de flujos y temperaturas, lo anterior en función de la radiación solar incidente, para obtener un dominio de eficiencia entre el 60 y 70%, de acuerdo a los resultados experimentales obtenidos (Anexo C), correspondiendo bajo estas condiciones a un intervalo de flujo de 3 a 4 l/min, para obtener temperaturas de desorción en un dominio entre 6° y 80 °C, para radiaciones solares incidentes entre 750 y 1000 W/m², ver Anexo C.

4.6.1.4 Subsistema de calentamiento auxiliar

Este subsistema cuenta con una bomba de recirculación, dos resistencias eléctricas de 3 kW cada una y un sistema de control de temperatura en un rango de 30 a 90 °C para su operación calentando alrededor de 150 l, para este caso los flujos se pueden variar y medir con un medidor tipo Coriolis

4.6.1.5 Subsistema de disipación de calor

En este subsistema se verifican los rangos de temperaturas alcanzados por el subsistema de enfriamiento, en donde se alcanza una temperatura mínima de enfriamiento de 15 °C lo cual nos permite variar la temperatura de suministro de enfriamiento y establecer diferentes temperaturas de funcionamiento, tanto en el condensador como en el absorbedor, flujos aproximados de 34 y 13 l/h en el reactor y en condensador respectivamente, ver Anexo E

4.6.1.6 Subsistema de formación de hielo

En este subsistema se verifican los rangos de temperatura alcanzados en la solución salina (cloruro de calcio-agua al 20%), por lo que el orden de temperatura oscila entre un -10 a -5 de acuerdo a la configuración del subsistema y flujos aproximados de 23 l/h, ver Anexo E.

CONCLUSIONES

El diseño del Refrigerador solar termoquímico, RST, integró todos los elementos a considerar para obtener un dispositivo experimental que permitiera la evaluación del comportamiento térmico del ciclo de refrigeración y su interacción con los diferentes subsistemas, en los dominios de temperatura y presión establecidos, brindando una mayor flexibilidad de sus modos y opciones de funcionamiento, (incluyendo la fase de fabricación de hielo), disminución en las superficies de contacto para la transferencia de calor y masa (compactidad), selección de instrumentación que permite su operación y el control de manera manual y/o automatizada, ofreciendo el mayor número de elementos posibles para asegurar el funcionamiento controlado y seguro.

El diseño incluyó diferentes configuraciones que permiten la operación de un ciclo de refrigeración funcionando a una sola etapa operando intermitentemente y también la posibilidad de integrar un segundo reactor, para una operación a dos efectos, para lograr una operación cuasi-continua.

Con base a lo anterior, se diseñó, se elaboraron los planos constructivos y especificaciones de cada uno de los componentes del ciclo de refrigeración: el reactor, con la funciones de desorción y absorción de refrigerante, el condensador, el recipiente de condensados, la válvula de expansión y el evaporador así como el diseño, planos y especificaciones de las redes hidráulicas de cada uno de los diferentes subsistemas: calentamiento, disipación de calor (condensación, absorción) y el correspondiente al de enfriamiento secundario para la fabricación de hielo. Como subsistemas se integraron los circuitos de deshidratación del cloruro de bario, de alimentación de amoníaco y el de drenado. Estos subsistemas sólo son utilizados para la síntesis del compuesto $\text{BaCl}_2\text{-NH}_3$.

En lo referente al funcionamiento intermitente, el RST, es posible operar con energía solar, utilizando la tecnología de tubos evacuados con intercambiadores de calor (caloriductos), de manera directa o a través de un almacenamiento térmico, con un sistema convencional (calentamiento eléctrico) o de manera híbrida (solar/convencional). Cabe mencionar que es posible operar los captadores solares en paralelo o en serie.

Todos los materiales de construcción y de los componentes, se seleccionaron de acuerdo a la compatibilidad con los fluidos de trabajo (amoníaco, soluciones de cloruro de calcio al 20%) y a las condiciones de temperatura y presión requeridas. En la etapa constructiva, se tuvieron que hacer algunas modificaciones para ajustar las condiciones del diseño a aspectos constructivos prácticos, reduciendo la capacidad de contenido de sólido absorbente, debido por una parte a la extensión de la superficie de intercambio y por otra, a nuevos valores de densidad del producto en su forma granular. Lo anterior provocó una disminución en la capacidad de fabricación de hielo. El recipiente de condensados contiene un volumen mayor, debido a que se diseñó, para la posible operación con dos reactores, operando en paralelo.

Cada uno de los circuitos hidráulicos de los subsistemas, se diseñaron e instalaron de acuerdo a las especificaciones para la operación a diferentes dominios de temperatura entre 30 y 80 °C, para la desorción, entre 25 y 40 °C, para la fuente de sumidero de calor, (agua), entre -5 y -10 °C para la temperatura de evaporación, para obtener el refrigerante secundario entre -7 y -5 °C, para la fabricación de hielo. Lo anterior, considerando la variación de flujos, en cada uno de los diferentes componentes, asegurándose por medio de un control preciso de los dispositivos de circulación de los fluidos de trabajo.

La selección de los dispositivos de medición y de control, se realizó de acuerdo a las especificaciones establecidas, de precisión y exactitud, para obtener datos de calidad, en particular sensores de temperatura del tipo PT1000 y RTD, sensores de presión de alta precisión, rotámetros de alta sensibilidad para flujos bajos, bombas de velocidad variable, medidor de nivel capacitivo de alta precisión y válvulas de dos y tres vías con controladores, siguiendo los mismos criterios para los controles de tipo manual.

Se verificó: la resistencia mecánica de todos los circuitos hidráulicos tanto de los subsistemas como del sistema de refrigeración ya que opera en un dominio de presión máximo en la desorción de 15 kg/cm² y de evaporación de 3 kg/cm², los dominios de flujos de cada uno de los subsistemas, la operatividad de cada uno de los dispositivos de control manual (válvulas, bombas), la funcionalidad de los subsistemas para la síntesis de la reacción (deshidratación y suministro de amoníaco). Se realizó la calibración de cada uno de los sensores de temperatura y presión y se obtuvieron sus ecuaciones de regresión, las cuales fueron integradas al programa automático de adquisición y manejo de datos, el cual está basado en la plataforma HPVEE.

Con base a la propuesta original sobre la conceptualización del RST, el desarrollo del presente trabajo, permitió obtener un dispositivo experimental, que permitirá la evaluación de esta tecnología, para muy diversas condiciones de funcionamiento, con un dominio amplio de condiciones y versatilidad para realizar diferentes configuraciones.

Se considera que se cumplieron los objetivos específicos del diseño, construcción, instrumentación y control del sistema de refrigeración termoquímica solar, para la puesta en marcha de un primer prototipo, basado en la utilización de la reacción entre el cloruro de bario y el amoníaco, que opere con bajos requerimientos de energía térmica, para la producción específica de hielo.

ANEXOS

Anexo A.

Propiedades físicas del NH₃.**Peso molecular.**

La molécula de NH₃ está formada por un átomo de nitrógeno (N) y tres de hidrógeno (H₃).

$$PM (NH_3) = 14.0067 + 3 (1.008) = 17.031 \text{ kg. / kg.mol}$$

Presión de saturación:

GRACOE, MEYER y TAYLOR obtuvieron que la presión de equilibrio l-g para el NH₃ en el dominio de temperatura entre -80 y 70 °C es :

$$\log_{10}P = 9.584586 - \frac{1648.6068}{T} - 1.638646.T.10^{-2} + 2.403267.T^2.10^{-5} - 1.168708.T^3.10^{-8}. \quad (A1.1)$$

donde T se mide en (K). y P se expresa en Torr.

Punto Crítico:

- Temperatura crítica (T_K): 133 °C = 406.15 K.
- Presión crítica (P_K) : 115.2 atm = 116.732 bar = 11672.64 kPa.
- Volumen crítico: 4.26 l / kg.

Punto de ebullición:

En condiciones de temperatura y presión normal (TPN), el punto de ebullición del NH₃ es -33.35 °C.

Punto Triple:

- Temperatura: -77.9 °C.
- Presión: 45.5 Torr = 46.105 bar = 4610.29 kPa.

Calor latente:

Para determinar el calor latente de vaporización como función de la temperatura se plantea la siguiente relación.

$$L_V = 32.938\sqrt{133 - T} - 0.5890(133 - T) \quad (A1.2)$$

con T en (°C) y L_V en (kcal / kg.).

Volumen específico del NH₃.

Para determinar el volumen específico del NH₃ en estado líquido, por encima del punto triple y hasta 100°C, CRAGOE (112) obtuvo la siguiente relación :

$$v' = \frac{A + B\sqrt{T_K - T} - C(T_K - T)}{1 + D\sqrt{T_K - T} + E(T_K - T)} \quad (A1.3)$$

donde :

- T_K es la temperatura crítica en °C
- A=4.2830, B = 0.813055, C = 0.0082861, D = 0.424805, E = 0.015938, E = 0.015938.
- v' en l / kg.

En el punto triple v' = 1.365 l / kg.

Para el NH₃ gaseoso el volumen específico se obtiene a partir de la relación A1.4 propuesta por BEATTIE y BRIDMAN (113) en el dominio de temperaturas desde -70 °C y 50 °C.

$$\log_{10} v'' = \frac{1939.032}{T} - 32.0661 + 10.70409 \log_{10} T + 8.62366 \times 10^{-2} (406.1 - T)^{1/2} + 2.667 \times 10^{-3} (406.1 - T) \quad (A1.4)$$

donde :

- T se expresa en (K).
- v'' (10⁻³ m³ / kg.).

Para el NH₃ sólido (114) el volumen específico es 1.224 l/kg.

Calor específico :

La Tabla A1.1 representa la dependencia del calor específico del NH₃ gaseoso, con la presión y la temperatura. Los resultados correspondientes a p=0 se obtuvieron a partir de la ecuación A1.5 y el resto con la ecuación A1.6. (115)

$$C_{p0} = 0.4212 + \frac{0.0151 \cdot T}{100} + \frac{3.8051}{1000} \left(\frac{T}{100} \right)^2 \quad (A1.5)$$

$$C_p = 1.1255 + 0.00238T + \frac{76.8}{T} + \frac{5.45 \cdot 10^8 \cdot p}{T^4} + \frac{p(6.5 + 3.8p) \cdot 10^{27}}{T^{12}} + \frac{2.37 \cdot 10^{42} \cdot p^6}{T^{20}} \quad (A1.6)$$

Tabla A1.1. Calor específico C_p del NH_3 gaseoso en kJ/kg.C

| Presión (atm) | → | 0 | 1 | 2 | 4 | 6 | 8 | 10 | 12 |
|---------------|----------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|
| ↓ T (C) | BNP* (C) | → | -33.35 | -18.57 | -1.54 | 9.67 | 18.27 | 25.34 | 31.4 |
| -20 | 253 K | 2.0270 | 2.3140 | | | | | | |
| -10 | 263 K | 2.0415 | 2.2514 | 2.5288 | | | | | |
| 0 | 273 K | 2.0564 | 2.2148 | 2.4174 | 2.9574 | | | | |
| 20 | 293 K | 2.0871 | 2.1846 | 2.3033 | 2.5980 | 2.9729 | 3.4425 | | |
| 40 | 313 K | 2.1191 | 2.1842 | 2.2613 | 2.4412 | 2.6567 | 2.9116 | 3.2160 | 3.5912 |
| 60 | 333 K | 2.1523 | 2.1985 | 2.2525 | 2.3727 | 2.5096 | 2.6642 | 2.8397 | 3.0420 |
| 100 | 373 K | 2.2226 | 2.2487 | 2.2793 | 2.3437 | 2.4123 | 2.4853 | 2.5629 | 2.6458 |
| 120 | 393 K | 2.2597 | 2.2799 | 2.3040 | 2.3540 | 2.4063 | 2.4609 | 2.5178 | 2.5774 |
| 150 | 423 K | 2.3177 | 2.3311 | 2.3487 | 2.3845 | 2.4213 | 2.4590 | 2.4977 | 2.5373 |

*BNP: Punto de ebullición a TPN.

La Tabla A1.2 representa la dependencia del calor específico del NH_3 líquido, con la temperatura. Los resultados se obtuvieron a partir de la ecuación A1.7.

$$C_{pL} = 0.7491 - 0.000136 \cdot T + \frac{4.0225}{\sqrt{133 - T}} \quad (A1.7)$$

con T en °C

Tabla A1.2 Calor específico C_p del NH_3 líquido en kJ/kg.C

| T (C) | 20 | 30 | 40 | 50 | 60 | 70 | 80 | 90 | 100 |
|----------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| C_{pL} | 4.713 | 4.782 | 4.864 | 4.960 | 5.077 | 5.222 | 5.408 | 5.658 | 6.016 |

El calor específico del NH_3 en estado sólido, en el dominio de temperatura desde -188°C hasta -103° es $C_p = 0.5 \text{ kcal/kg.}^\circ\text{C} = 2.095 \text{ kJ/kg.}^\circ\text{C}$. (116)

En la tabla A1.3 se resumen algunas propiedades físicas del NH_3 obtenidas a partir de las ecuaciones presentadas anteriormente

Tabla A1.3. Propiedades físicas del NH₃

| T | T | Presión | Calor Latente | Volumen específico liq. | Volumen específico gas |
|-----|--------|---------|---------------|-------------------------|------------------------|
| (C) | (K) | (bar) | (kJ / kg) | l / kg | m ³ / kg |
| -20 | 253.15 | 1.901 | 1329.50 | 1.5037 | 0.6222 |
| -19 | 254.15 | 1.987 | 1326.38 | 1.5067 | 0.5970 |
| -18 | 255.15 | 2.070 | 1323.24 | 1.5096 | 0.5730 |
| -17 | 256.15 | 2.168 | 1320.09 | 1.5125 | 0.5501 |
| -16 | 257.15 | 2.263 | 1316.91 | 1.5155 | 0.5284 |
| -15 | 258.15 | 2.362 | 1313.72 | 1.5185 | 0.5077 |
| -14 | 259.15 | 2.464 | 1310.50 | 1.5215 | 0.4879 |
| -13 | 260.15 | 2.570 | 1307.27 | 1.5245 | 0.4691 |
| -12 | 261.15 | 2.679 | 1304.02 | 1.5276 | 0.4511 |
| -11 | 262.15 | 2.791 | 1300.74 | 1.5307 | 0.4340 |
| -10 | 263.15 | 2.908 | 1297.45 | 1.5338 | 0.4177 |
| -9 | 264.15 | 3.028 | 1294.14 | 1.5369 | 0.4021 |
| -8 | 265.15 | 3.152 | 1290.81 | 1.5400 | 0.3871 |
| -7 | 266.15 | 3.282 | 1287.45 | 1.5432 | 0.3729 |
| -6 | 267.15 | 3.412 | 1284.08 | 1.5464 | 0.3593 |
| -5 | 268.15 | 3.548 | 1280.68 | 1.5496 | 0.3463 |
| -4 | 269.15 | 3.688 | 1277.26 | 1.5528 | 0.3338 |
| -3 | 270.15 | 3.833 | 1273.83 | 1.5561 | 0.3219 |
| -2 | 271.15 | 3.982 | 1270.37 | 1.5594 | 0.3105 |
| -1 | 272.15 | 4.136 | 1266.88 | 1.5627 | 0.2996 |
| 0 | 273.15 | 4.294 | 1263.38 | 1.5660 | 0.2891 |
| 1 | 274.15 | 4.457 | 1259.85 | 1.5694 | 0.2791 |
| 2 | 275.15 | 4.625 | 1256.30 | 1.5728 | 0.2695 |
| 3 | 276.15 | 4.797 | 1252.73 | 1.5762 | 0.2603 |
| 4 | 277.15 | 4.975 | 1249.13 | 1.5796 | 0.2514 |
| 5 | 278.15 | 5.158 | 1245.51 | 1.5831 | 0.2430 |
| 6 | 279.15 | 5.345 | 1241.87 | 1.5866 | 0.2348 |
| 7 | 280.15 | 5.539 | 1238.20 | 1.5901 | 0.2270 |
| 8 | 281.15 | 5.737 | 1234.51 | 1.5936 | 0.2196 |
| 9 | 282.15 | 5.941 | 1230.80 | 1.5972 | 0.2124 |
| 10 | 283.15 | 6.150 | 1227.05 | 1.6008 | 0.2054 |
| 11 | 284.15 | 6.365 | 1223.29 | 1.6045 | 0.1988 |
| 12 | 285.15 | 6.586 | 1219.50 | 1.6081 | 0.1924 |
| 13 | 286.15 | 6.813 | 1215.68 | 1.6118 | 0.1863 |
| 14 | 287.15 | 7.046 | 1211.83 | 1.6156 | 0.1804 |
| 15 | 288.15 | 7.285 | 1207.96 | 1.6193 | 0.1747 |
| 16 | 289.15 | 7.530 | 1204.06 | 1.6231 | 0.1692 |
| 17 | 290.15 | 7.781 | 1200.14 | 1.6270 | 0.1640 |
| 18 | 291.15 | 8.039 | 1196.19 | 1.6308 | 0.1589 |
| 19 | 292.15 | 8.303 | 1192.20 | 1.6347 | 0.1540 |

Tabla A1.3. Continuación.

| T | T | Presión | Calor Latente | Volumen específico liq. | Volumen específico gas |
|-----|--------|---------|---------------|-------------------------|------------------------|
| (C) | (K) | (bar) | (kJ / kg) | l / kg | m ³ / kg |
| 20 | 293.15 | 8.574 | 1188.19 | 1.6386 | 0.1493 |
| 21 | 294.15 | 8.851 | 1184.16 | 1.6426 | 0.1448 |
| 22 | 295.15 | 9.136 | 1180.09 | 1.6466 | 0.1404 |
| 23 | 296.15 | 9.427 | 1175.99 | 1.6507 | 0.1362 |
| 24 | 297.15 | 9.725 | 1171.87 | 1.6547 | 0.1321 |
| 25 | 298.15 | 10.031 | 1167.71 | 1.6589 | 0.1282 |
| 26 | 299.15 | 10.343 | 1163.52 | 1.6630 | 0.1244 |
| 27 | 300.15 | 10.664 | 1159.30 | 1.6672 | 0.1208 |
| 28 | 301.15 | 10.991 | 1155.05 | 1.6714 | 0.1173 |
| 29 | 302.15 | 11.326 | 1150.77 | 1.6757 | 0.1139 |
| 30 | 303.15 | 11.669 | 1146.46 | 1.6800 | 0.1106 |
| 31 | 304.15 | 12.020 | 1142.11 | 1.6844 | 0.1074 |
| 32 | 305.15 | 12.370 | 1137.73 | 1.6888 | 0.1043 |
| 33 | 306.15 | 12.746 | 1133.31 | 1.6932 | 0.1014 |
| 34 | 307.15 | 13.121 | 1128.86 | 1.6977 | 0.0985 |
| 35 | 308.15 | 13.504 | 1124.38 | 1.7023 | 0.0957 |
| 36 | 309.15 | 13.896 | 1119.86 | 1.7069 | 0.0930 |
| 37 | 310.15 | 14.296 | 1115.30 | 1.7115 | 0.0905 |
| 38 | 311.15 | 14.705 | 1110.71 | 1.7162 | 0.0880 |
| 39 | 312.15 | 15.122 | 1106.08 | 1.7209 | 0.0855 |
| 40 | 313.15 | 15.549 | 1101.41 | 1.7257 | 0.0832 |
| 41 | 314.15 | 15.985 | 1096.70 | 1.7305 | 0.0809 |
| 42 | 315.15 | 16.429 | 1091.95 | 1.7354 | 0.0787 |
| 43 | 316.15 | 16.883 | 1087.17 | 1.7404 | 0.0766 |
| 44 | 317.15 | 17.347 | 1082.34 | 1.7454 | 0.0745 |
| 45 | 318.15 | 17.820 | 1077.47 | 1.7504 | 0.0725 |
| 46 | 319.15 | 18.302 | 1072.57 | 1.7555 | 0.0706 |
| 47 | 320.15 | 18.795 | 1067.61 | 1.7607 | 0.0687 |
| 48 | 321.15 | 19.297 | 1062.62 | 1.7659 | 0.0668 |
| 49 | 322.15 | 19.809 | 1057.58 | 1.7712 | 0.0651 |
| 50 | 323.15 | 20.331 | 1052.50 | 1.7766 | 0.0634 |
| 51 | 324.15 | 20.864 | 1047.37 | 1.7820 | 0.0617 |
| 52 | 325.15 | 21.407 | 1042.19 | 1.7875 | 0.0601 |
| 53 | 326.15 | 21.961 | 1036.97 | 1.7931 | 0.0585 |
| 54 | 327.15 | 22.520 | 1031.70 | 1.7987 | 0.0570 |
| 55 | 328.15 | 23.100 | 1026.38 | 1.8044 | 0.0555 |
| 56 | 329.15 | 23.686 | 1021.01 | 1.8102 | 0.0541 |
| 57 | 330.15 | 24.283 | 1015.58 | 1.8161 | 0.0527 |
| 58 | 331.15 | 24.892 | 1010.11 | 1.8220 | 0.0513 |
| 59 | 332.15 | 25.512 | 1004.58 | 1.8280 | 0.0500 |
| 60 | 333.15 | 26.143 | 999.00 | 1.8341 | 0.0487 |

Anexo B.

Nomenclatura del diseño esquemático del sistema de refrigeración termoquímico

| Código | Descripción | Tipo |
|--------|---|------|
| TE1 | Temperatura de salida del reactor R1 | T |
| TE2 | Temperatura de entrada del reactor R1 | T |
| TE5 | Temperatura de salida del reactor R1 al Condensador | T |
| TE7 | Temperatura de entrada del Condensador (circuito de NH ₃) | T |
| TE8 | Temperatura de salida del condensador al recipiente de NH ₃ (circuito de NH ₃) | T |
| TE9 | Temperatura de entrada al evaporador de la válvula de expansión (circuito de NH ₃) | T |
| TE10 | Temperatura de salida del evaporador de los Reactores (circuito de NH ₃) | T |
| TE11 | Temperatura de entrada al condensador del circuito de refrigeración | T |
| TE12 | Temperatura de salida del condensador al circuito de refrigeración | T |
| TE13 | Temperatura de entrada de salmuera desde el evaporador | T |
| TE14 | Temperatura de salida de salmuera al evaporador antes la valvula 5-3V | T |
| TE25 | Temperatura de salida de salmuera al evaporador despues la valvula 5-3V | T |
| TEBr1 | Temperatura del recipiente de salmuera | T |
| TEBr2 | Temperatura del recipiente de salmuera | T |
| TEh1 | Temperatura de superficie del molde | T |
| TEh2 | Temperatura de hielo arriba | T |
| TEh3 | Temperatura de hielo medio | T |
| TEh4 | Temperatura de hielo abajo | T |
| TE15 | Temperatura de entrada a los Reactores del circuito de calentamiento | T |
| TE16 | Temperatura de salida de los Reactores del circuito de calentamiento | T |
| TE17 | Temperatura de salida del calentador auxiliar y/o del circuito solar | T |
| TE18 | Temperatura en el calentador auxiliar | T |
| TE19 | Temperatura de salida del campo solar tubos evacuados/o del 3° colector | T |
| TE20 | Temperatura de entrada del campo solar tubos evacuados/o del 1° colector | T |
| TE21 | Temperatura depósito campo solar - parte superior | T |
| TE22 | Temperatura depósito campo solar - parte inferior | T |
| TE23 | Temperatura de salida del sistema de enfriamiento antes la valvula 11-3V | T |
| TE24 | Temperatura de salida desde el refrigerador al sistema de enfriamiento | T |
| TE26 | Temperatura de salida desde 2° colector y de entrada a 3° colector | T |
| TE27 | Temperatura de salida desde 1° colector y de entrada a 2° colector | T |
| P1 | Presión de salida del reactor R1 | A |
| P3 | Presión de salida del Condensador | A |
| P4 | Presión de salida del Evaporador | A |
| MC1 | Caudal de NH ₃ desde los reactores | A |
| MC2 | Caudal de NH ₃ desde evaporador a los reactores | A |
| MC3 | Caudal del circuito de salmuera | A |
| MC4 | Caudal del circuito de calentamiento | A |
| MC5 | Caudal de salida del campo solar tubos evacuados | A |
| MC6 | Caudal del circuito de enfriamiento | A |
| MN | Medidor de nivel de NH ₃ | A |
| RA01 | Medida de radiación | A |
| V01 | Medida de viento | A |

Continuación

| Código | Descripción | Tipo |
|----------------|--|------|
| B0-1-D | ON/OFF Bomba de modulación de la salmuera (circuito de salmuera) | D |
| B0-2-D | ON/OFF Bomba de modulación de agua caliente (circuito de calentamiento) | D |
| B0-2-D | ON/OFF Bomba de modulación de agua caliente (circuito de calentamiento) | A |
| B0-3-D | ON/OFF Bomba de modulación de agua de enfriamiento (circuito de enfriamiento) | D |
| B0-3-D | ON/OFF Bomba de modulación de agua de enfriamiento (circuito de enfriamiento) | A |
| B0-4-D | ON/OFF Bomba modulación del campo solar | D |
| Vexp | Válvula de expansión del circuito de refrigeración (NH3) | A |
| 1-2V | Válvula 2 vías Salida Evaporador / Entrada Raector 1 | D |
| 3-2V | Válvula 2 vías Salida Reactor1 / Entrada Condensador | D |
| 5-2V | Válvula 2 vías circuito de enfriamiento al Condensador | D |
| 6-2V | Válvula 2 vías de salida del tanque de almacenamiento solar | D |
| 8-2V | Válvula 2 vías para la regulación del caudal del circuito de salmuera | A |
| 10-2V | Válvula 2 vías para la regulación del caudal del circuito colectores | A |
| 1-3V | Válvula 3 vías entre los dos Reactores | D |
| 3-3V | Válvula 3 vías entre los dos Reactores | D |
| 5-3V | Válvula 3 vías modulación de temperatura en el circuito de salmuera | A |
| 6-3V | Válvula 3 vías modulación de temperatura en el circuito de calentamiento | A |
| 7-3V | Válvula 3 vías selección del calentador auxiliar o del almacenamiento solar | D |
| 8-3V | Válvula 3 vías selección del almacenamiento solar o del campo solar tubos evacuados | D |
| 9-3V | Válvula 3 vías selección del circuito de precalentamiento solar | A |
| 10-3V | Válvula 3 vías selección de entrada a calentador auxiliar o de entrada directa al refrigerador | D |
| 11-3V | Válvula 3 vías selección del calentador auxiliar o de entrada directa al refrigerador | D |
| 12-3V | Válvula 3 vías modulación de temperatura en el circuito de enfriamiento | A |
| R01-D | ON/OFF Resistencia en el calentador auxiliar | D |
| R02-D | ON/OFF Resistencia en el calentador auxiliar | D |
| LEYENDA | | |
| TEX | Sensor Temperatura (Pt1000) | |
| PXX | Presión (4-20 mA con R 499Ω en paralelo) ó (0-10V) | |
| MCX | Caudal (4-20 mA con R 499Ω en paralelo) ó (0-10V) | |
| MN | Medidor de nivel (4-20 mA con R 499Ω en paralelo) ó (0-10V) | |
| X-2V | Válvula 2 vías | |
| X-3V | Válvula 3 vías | |
| B0-XX | Bomba | |
| Vexp | Válvula expansión | |
| R0X | Resistencia Calentadora | |
| D | Digital (on/off) | |
| A | Analógico (0-10V) | |

Anexo C.

Estudio experimental de un sistema de calentamiento de agua con captadores solares al vacío con caloriductos y su potencial de aplicación para procesos de enfriamiento

1) XX CONGRESO INTERNACIONAL DE AHORRO DE ENERGÍA

Área temática: Generación a través de fuentes alternas de energía, para reducir el uso de hidrocarburos.

Título: Estudio experimental de un sistema de calentamiento de agua con captadores solares al vacío con caloriductos y su potencial de aplicación para procesos de enfriamiento.

Autores: * Ing. Francisco Christian Martínez Tejeda, Dr. Isaac Pilatowsky Figueroa, *M.I. Onésimo Meza Cruz, Dr. Victor Hugo Gómez Espinoza, Dr. Octavio García Valladares.

Centro de Investigación en Energía y *Posgrado en Energía, Universidad Nacional Autónoma de México. Cerrada Xochicalco s/n Colonia Centro, 62580 Temixco, Morelos, México. Tel: 52-55-56229733, 52-55-56229746

fcmat@cie.unam.mx, onmec@cie.unam.mx,
vhge@cie.unam.mx, ipf@cie.unam.mx, ogv@cie.unam.mx,

RESUMEN

La demanda de energía eléctrica para la operación de sistemas de enfriamiento en general corresponde al 15% del consumo mundial. Los requerimientos de enfriamiento cada vez son mayores, debidos en parte al cambio climático y a un deficiente diseño arquitectónico. El impacto ambiental de los refrigerantes y el costo cada vez mayor de los hidrocarburos, orientan el desarrollo hacia nuevas tecnologías (absorción, adsorción) basadas en el uso de refrigerantes con un mínimo impacto ambiental y la utilización de fuentes térmicas como el calor de desecho industrial, la energía geotérmica o la energía solar. En el enfriamiento solar, los captadores solares representan más del 60% del costo total del equipo, siendo importante seleccionar tecnologías que cubran la demanda de temperatura, con eficiencia y bajo costo.

Dentro de la oferta comercial encuentran los captadores solares tubulares de vidrio al vacío, con intercambiadores de calor integrados, (CSVII), llamados caloriductos o heat pipes (en inglés), los cuales operan entre 40 y 120 °C, dentro del dominio de operación de la refrigeración térmica, para el acondicionamiento de aire (LiBr-H₂O) y fabricación de hielo (BaCl₂-NH₃). En términos generales se dispone de escasa información sobre el comportamiento térmico de estos captadores, en su mayoría, proporcionada por los fabricantes.

En este trabajo, se presentan los resultados experimentales de un sistema de calentamiento solar de agua, CSVII, operando a circulación forzada,

compuesto por 30 tubos, con una superficie de captación de 2.33 m² (con superficie reflectora).

Se presentan las evoluciones de las temperaturas, para diferentes flujos de agua, así como los parámetros climatológicos y solarimétricos, los cuales se correlacionaron, para determinar la eficiencia de conversión así como viabilidad técnica para operar un refrigerador sola, como ejemplo, en el caso particular del sistema BaCl₂-NH₃.

Palabras clave: sistemas de calentamiento solar de agua, captadores solares evacuados, captadores solares evacuados con caloriductos, refrigeración solar.

INTRODUCCIÓN

Los caloriductos son recipientes cerrados que transfieren una gran cantidad de calor, debido a la aplicación de los fenómenos de evaporación y condensación de un fluido interno. La conductividad térmica aparente puede alcanzar varias centenas de veces más que la de un conductor metálico homogéneo del mismo volumen. Su principal característica es su capacidad de transmitir altos flujos térmicos con una pequeña diferencia de temperatura. Sus principales ventajas son: muy buena hermeticidad, buen desempeño del intercambiador, no contienen partes mecánicas movibles, se adaptan a cualquier geometría, alta eficiencia, propiedad de isoterminia, pequeñas pérdidas de presión al interior, poca influencia de la dilatación, ligeros y compactos y muy bajo mantenimiento.

Los caloriductos, llamados en algunas ocasiones "tubos de calor o heat pipes, tienen como antecedente a los tubos Perkins, que fueron desarrollados por Angier March Perkins, en 1849. El concepto de los caloriductos funcionando por medio de la gravedad, es anterior a la época del vapor y el concepto actual funcionando por capilaridad lo sugirió R.S. Gaugler en 1942 (1). En 1963 G.M Grover del Laboratorio Nacional de los Álamos en USA, patentó el primer caloriducto y después se publicó en 1964 (2), siendo la empresa RCA, el primer fabricante en 1964. Se fabricaban en diferentes materiales, vidrio, cobre, níquel, acero inoxidable y molibdeno, con diferentes fluidos de trabajo: agua, etanol, acetona, sodio, mercurio, cesio, sodio, litio o bismuto, dependiendo del tipo de la aplicación.

Uno de los criterios para la selección del fluido de trabajo es el dominio de temperaturas de operación, el vapor en su interior esta siempre saturado, y la presión solo depende de la temperatura. El límite mas bajo de temperatura se establece a unos cuantos grados por arriba del punto de congelación del fluido y su selección se basa en que la presión de saturación sea la menor posible; de 5 a 10 kPa (0.05-0.1 bar) y que no exceda a la temperatura máxima correspondiente a la presión de 2 a 4MPa (20-40 bars), asegurándose que esta temperatura sea inferior a la crítica del fluido.

Los caloriductos se han utilizado ampliamente para aplicaciones de calentamiento solar, integrados a tubos evacuados, en aplicaciones, como la

destilación y el calentamiento de agua. Un captador solar con tubo evacuado puede suministrar hasta un 40% más eficiencia comparado con un sistema tradicional, (captador plano). Adicionalmente eliminan la necesidad de aditivos y dispositivos anti-congelantes, (temperaturas menores a los $-3\text{ }^{\circ}\text{C}$). Sus dimensiones promedio son: longitudes entre 1 y 5 m, y diámetros entre 15 a 50 mm, con flujos térmicos que varían entre 1 y 10 kW, según las dimensiones y la naturaleza del fluido interno.

Principio de funcionamiento

La presión de vapor sobre el líquido caliente (fluido de trabajo) en el extremo caliente del tubo es más alta que la presión de vapor de equilibrio sobre el fluido de trabajo condensando en el extremo frío del tubo, y esta diferencia en presiones provoca una rápida transferencia de masa al condensador en donde el exceso de vapor condensa, disipando su calor latente, y calentando el extremo frío del tubo.

La presencia de gases no condensantes en el vapor, dificultan el flujo de gas y reduce la efectividad del caloriducto, particularmente a bajas temperaturas, donde las presiones de vapor son bajas. La velocidad de las moléculas en un gas es aproximadamente la velocidad del sonido y en la ausencia de un gas no condensable es la velocidad más alta con la cual pueden viajar en el caloriducto. En la práctica, la velocidad del vapor a través del caloriducto depende de la velocidad de condensación del extremo frío. El fluido de trabajo condensado, regresa al extremo caliente del tubo. El límite práctico a la velocidad de transferencia de calor es la velocidad con la que el gas se condensa en el extremo frío). La figura 1 describe el funcionamiento de un CSVII.

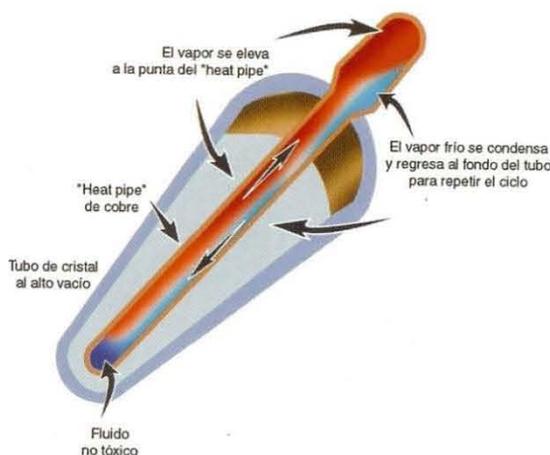


Figura 1. Descripción del funcionamiento de un CSVII.

ESTUDIO EXPERIMENTAL

El objetivo del estudio experimental consistió en analizar el desempeño térmico de un CSVII, para su aplicación en procesos industriales de enfriamiento, como la refrigeración termoquímica, (cloruro de bario-amoniaco), con temperaturas de disociación térmica entre 60 y 80 °C. Los objetivos específicos se centraron en alcanzar las temperaturas requeridas y determinar la eficiencia térmica. Se realizaron dos tipos de pruebas, una en donde el fluido de trabajo (agua), circula en un circuito cerrado y otra en un circuito abierto. En el caso del circuito cerrado, se efectuaron dos tipos de pruebas, una en donde circulaba un determinado volumen de agua y otra en donde circulaba el agua contenida en un almacenamiento térmico. Ambas pruebas se desarrollaron a diferentes flujos. En el circuito abierto, se realizaron varias experiencias a diferentes flujos, para determinar el comportamiento de la eficiencia, en función del aumento de la temperatura en el captador solar, la temperatura ambiente y la radiación solar.

Equipo experimental

El captador solar tubular de (dos tubos concéntricos), al vacío con intercambiadores herméticos. Contiene 30 tubos de cristal de borosilicato, con un diámetro de 47mm y con una longitud de 150 mm, con un área de exposición vidriada de 2.33 m², recubiertos en su interior con nitrato de aluminio (Al-N/Al), con un coeficiente de absorción del 92%. Los tubos están evacuados a una presión de 5 x 10⁻³ Pa y se reporta un coeficiente lineal de pérdidas de calor de 0.8 W/m²°C. El captador funciona a convección forzada y su ecuación de eficiencia (dato del fabricante) es:

$$\eta = 0.717 - 1.52 \frac{\Delta t}{I} - 0.008 \frac{\Delta t^2}{I} \quad (C1.1)$$

$$\text{Siendo } \Delta t = (T_{\text{entrada}} + T_{\text{salida}}) / 2 - T_{\text{amb}} \quad (C1.2)$$

I = irradiancia solar en W/m²

Circuitos cerrados de calentamiento

La Figura 2, describe el circuito hidráulico cerrado del sistema de calentamiento solar, el cual consiste del captador solar tubular (CSVII), un tanque de almacenamiento (TT) de 300 l, sistema de circulación y control de flujo, así como de sensores de temperatura a la entrada y salida de los diferentes dispositivos. En este dispositivo se realizaron las pruebas correspondientes al circuito cerrado, las cuales corresponden a calentamientos sin y con almacenamiento

Circuito hidráulico de calentamiento sin almacenamiento. En este funcionamiento, se aísla el circuito hidráulico del tanque de almacenamiento y se procede al llenado del circuito hidráulico del captador y del resto de las tuberías. Se activa el sistema de adquisición de datos (SAAMD) y se hace

circular el volumen contenido por medio de una bomba (B) a diferentes velocidades, las cuales se fijan por medio de un rotámetro. Se registran las temperaturas de entrada y salida al captador, la radiación solar y la temperatura ambiente, dentro del intervalo de tiempo determinado.

Circuito hidráulico de calentamiento con almacenamiento. Se activa el circuito hidráulico: captador solar – tanque de almacenamiento y se sigue el mismo procedimiento de la prueba anterior.

Circuito hidráulico abierto de calentamiento

Con el fin de determinar la eficiencia térmica del sistema solar, se utilizó un sistema integral (SI) que consiste en un termotanque de 150 l, con medidor de nivel, una bomba y resistencias eléctricas con un control, para calentar y fijar la temperatura deseada en el agua.



Figura 2. Sistema de calentamiento solar en circuito hidráulico cerrado.

Para el control y medición del flujo se utilizó un medidor de alta precisión tipo Coriolis (MI) y se cuenta además con un recipiente que recupera el agua (RR) saliente del captador solar. La figura 3, presenta una vista general del sistema en circuito abierto.

En este tipo de funcionamiento, se llena el termotanque hasta su máxima capacidad, controlada por el medidor de nivel y posteriormente se fija la temperatura del agua en el termostato, (entrada al captador solar) y que deberá permanecer constante durante el desarrollo de la prueba. Antes de enviarla al captador, se recircula hasta alcanzar la temperatura deseada. Una vez logradas las condiciones, el agua se circula del tanque al captador en un circuito abierto, en donde el agua se recupera en otro almacenamiento (RR). Se establece un flujo determinado y se determinan las temperaturas de entrada y salida del captador y todos los demás parámetros climáticos, en un periodo suficiente en donde las variaciones de la irradiancia solar no sean muy significativas, normalmente en las cercanías del medio día solar.

Resultados experimentales

El estudio experimental se realizó durante los meses de abril, mayo y junio de 2010, en el Centro de Investigación en Energía de la UNAM, localizado en la Ciudad de Temixco,



Figura 3. Sistema de calentamiento solar en circuito hidráulico abierto.

Estado de Morelos a $18^{\circ} 51'$ de latitud norte y $99^{\circ} 14'$ de longitud oeste, a una altura de 1200 msnm y con un clima cálido-subhúmedo con una temperatura media anual de 18 a 21 °C. Las Figuras 4,5 y 6, representan los resultados experimentales obtenidos en el circuito cerrado de calentamiento sin almacenamiento. La Figura 7, representa los resultados obtenidos en circuito cerrado con almacenamiento.

Pruebas del circuito hidráulico de calentamiento sin almacenamiento

La Figura 4, representa la evolución de las temperaturas (entrada y salida del captador y ambiente) y la irradiancia solar, con para un flujo constante de 450 l/h, durante el periodo de las 9:00 a las 16:00. Se observa que la temperatura ambiente varió entre 28 y 41 °C, con valores de irradiancia superiores a los 800 W/m², entre las 12:00 y las 15:30, obteniéndose un dominio de temperaturas máximas entre 82 y 84 °C, con temperatura inicial del agua de 33 °C, obteniéndose un incremento máximo de 50 °C. En un tiempo corto, se alcanzó una diferencia en temperaturas entre entrada y salida constantes de sólo 3 y 4 °C. En 3.5 h se alcanzó la temperatura de 80 °C.

La figura 5, representa la evolución de las temperaturas (entrada y salida del captador y ambiente) y la irradiancia solar, para un flujo constante de 225 l/h, durante el periodo de las 9:00 a las 16:00. Se puede observar que, la temperatura ambiente varió entre 27 y un valor máximo de 39 °C. La irradiancia solar se mantuvo con valores altos entre 850 y 900 W/m², de las 12:00 a las

14:00, en donde se alcanzaron las máximas temperaturas entre 80 y 84 °C. A partir de esta hora, se presentaron disminuciones en la irradiancia, conservándose la temperatura por arriba de los 75 °C hasta el final de la prueba.

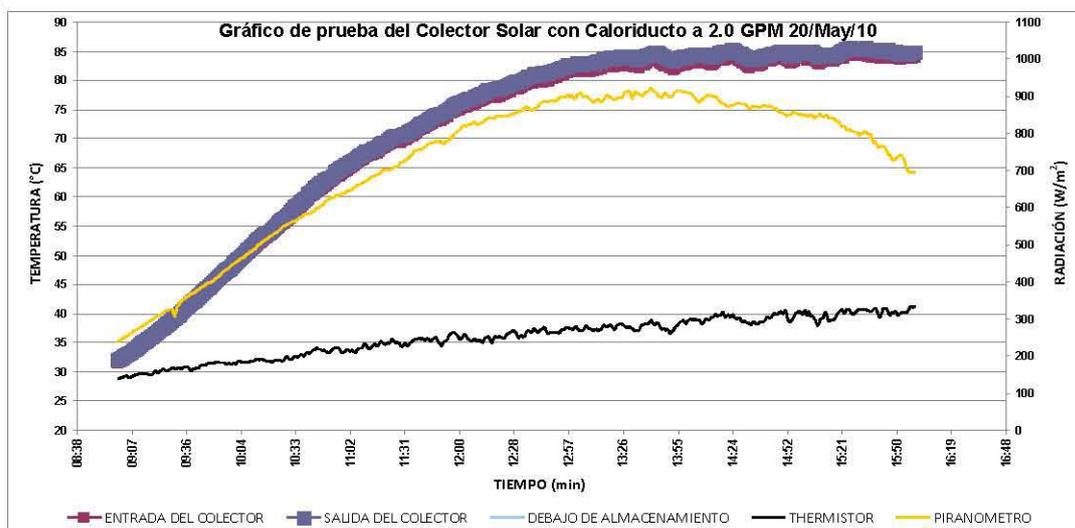


Figura 4. Evolución de las temperaturas en el captador solar y en el ambiente, e irradiancia solar, para un flujo de agua de 450 l/h.

Como en el caso anterior se alcanzó una diferencia en temperaturas entre entrada y salida constantes de sólo 3 y 4 °C. En 4 h se alcanzó la temperatura de 80 °C. La temperatura inicial del agua fue de 27 °C, lo que representa un incremento máximo de temperatura de 57 °C.

La figura 6, representa la evolución de las temperaturas (entrada y salida del captador y ambiente) y la irradiancia solar, para un flujo constante de 700 l/h, durante el periodo diurno de las 10:00 a las 16:00. Se puede observar, la temperatura ambiente varió entre 32 y 37 °C y un valor máximo de 39 °C. La irradiancia solar se mantuvo con valores altos entre 800 y 925 W/m², de las 11:30 a las 15:30, con temperaturas superiores a los 75 °C, para este mismo período, en donde se alcanzaron las máximas temperaturas entre 80 y 84 °C. Como en el caso anterior se alcanzó una diferencia en temperaturas entre entrada y salida constantes de sólo 3 y 4 °C. En 4 h se alcanzó la temperatura de 80 °C. La temperatura inicial del agua fue de 50 °C, lo que representa un incremento máximo de temperatura de 34 °C. Estos resultados muestran que se obtienen incrementos en la temperatura del agua entre 35 y 50 °C, para flujos entre 225 y 700 l/h, obteniéndose el máximo de 57 °C, para un flujo de 225 l/h y un mínimo de 34 °C para el flujo máximo de 700 l/h a las diferentes condiciones de la temperatura de entrada.

Pruebas del circuito hidráulico de calentamiento sin almacenamiento

En estas pruebas, se circuló el agua contenida en el termotanque (300 l). La figura 7, representa una prueba en donde se estableció un flujo de agua de 560 l/h, la evolución de las temperaturas (entrada y salida del captador y ambiente) y la irradiancia solar durante el periodo de las 9:30 a las 16:00. Se puede

observar, qué la temperatura ambiente varió entre 30 a 36 °C y un valor máximo de 39 °C.

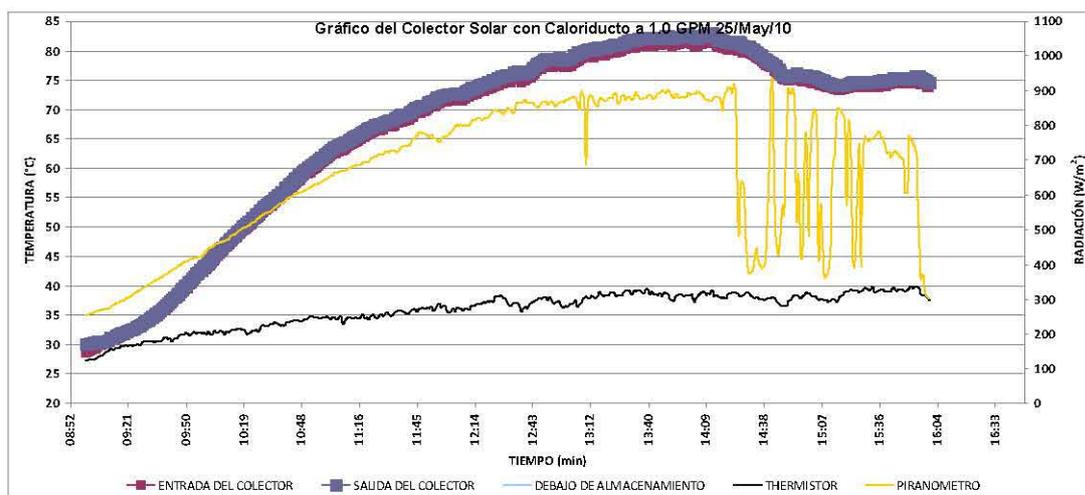


Figura 5. Evolución de las temperaturas en el captador solar y en el ambiente, e irradiancia solar, para un flujo de agua de 225 l/h, en un circuito cerrado.

La irradiancia solar se mantuvo con valores por arriba de 800 W/m², de las 12:10 a las 14:30, con temperaturas a la salida del captador entre 37 y 47 °C, para este mismo período. Como en el caso anterior se alcanzó una diferencia en temperaturas (entrada y salida) constante de 3 y 4 °C. En 7 h se alcanzó la temperatura de 47 °C y la temperatura inicial del agua fue de 32 °C, lo que representa un incremento máximo de 15 °este caso as temperaturas alcanzadas fueron menores en este caso, debido a que se trató un mayor volumen de agua. La eficiencia global del sistema calculada en el período fue de 48.18 %.

Evaluación de la eficiencia térmica

Los resultados experimentales obtenidos se pueden correlacionar y obtener una ecuación generalizada para evaluar la eficiencia de conversión (η), de la energía solar a calor absorbido por el fluido de trabajo y disipado al medio a calentar, es decir, el calor útil.

$$\eta = \frac{mC_p(T_E - T_S)}{IA} \quad (C1.3)$$

En donde m es el flujo de agua a calentar, T_E y T_S las temperaturas de entrada y salida del captador, I la irradiancia solar y A la superficie de captación. Para la evaluación de la eficiencia térmica se utilizaron los resultados experimentales utilizando el dispositivo con funcionamiento a circuito abierto, en donde se mantiene un flujo de agua constante y se varió la temperatura de entrada, a 40, 60 y 80 °C. Los flujos fueron de 1, 1.875, y 3.75 l/min. Las pruebas se desarrollaron de las 12:00 a las 15:00 horas, con el objeto de tener pocas variaciones en la irradiancia solar. La Figura 8 presenta la variación de la eficiencia del CSTE en función del parámetro $((T_e + T_s)/2) - T_a$, en donde se observa esta variación en función de la temperatura para cada uno de los flujos.

En esta misma figura esta representada la variación de la eficiencia utilizando la ecuación propuesta por el fabricante (ec.1).

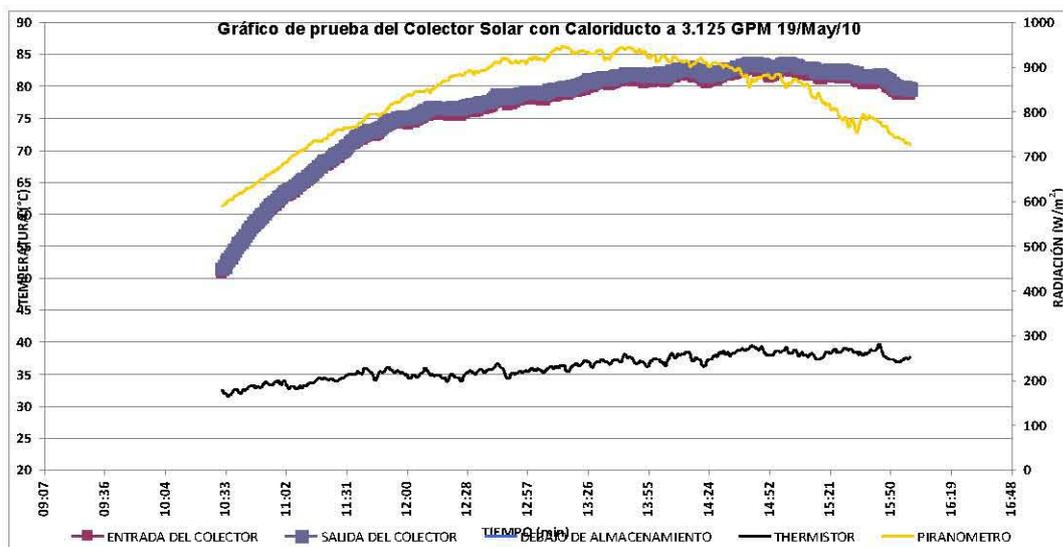
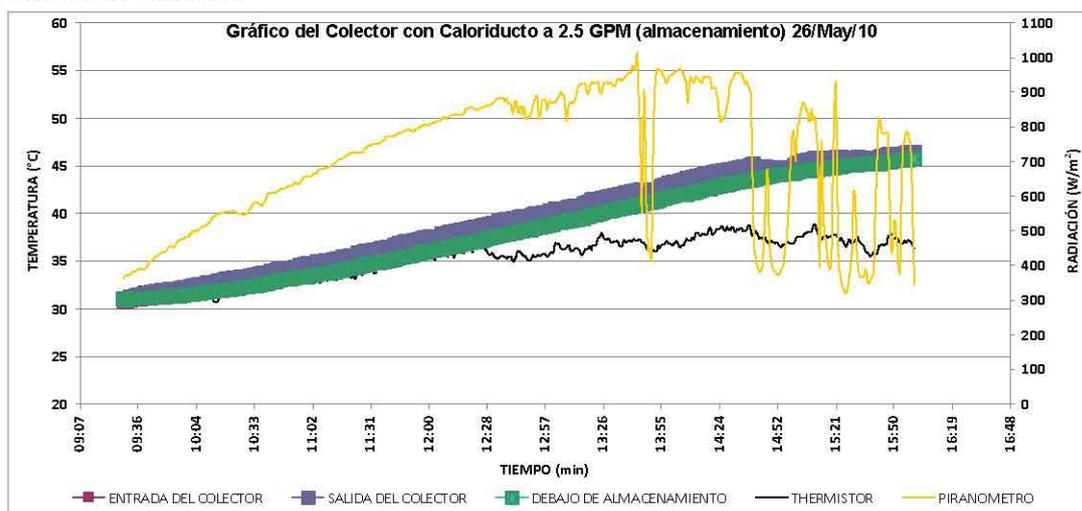


Figura 6. Evolución de las temperaturas en el captador solar y en el ambiente, e irradiancia solar, para un flujo de agua de 700 l/h, en un circuito cerrado.

Figura 7. Evolución de las temperaturas en el captador solar, en el ambiente e irradiancia solar, para un flujo de agua de 560 l/h, en un circuito cerrado con almacenamiento.



En general se observa que la eficiencia disminuye cuando el flujo disminuye y la temperatura aumenta. Para el flujo más alto, se alcanzó una eficiencia máxima de 0.71 y una mínima de 0.55, para el dominio de temperaturas establecido. Para los flujos más bajos entre 1 y 1.875, se tiene un dominio de eficiencia entre un máximo de 59 y un mínimo de 30%. De acuerdo a los resultados, y haciendo la comparación con la ecuación de eficiencia propuesta por el fabricante, el flujo de 3.75 l/min presenta la mayor concordancia.

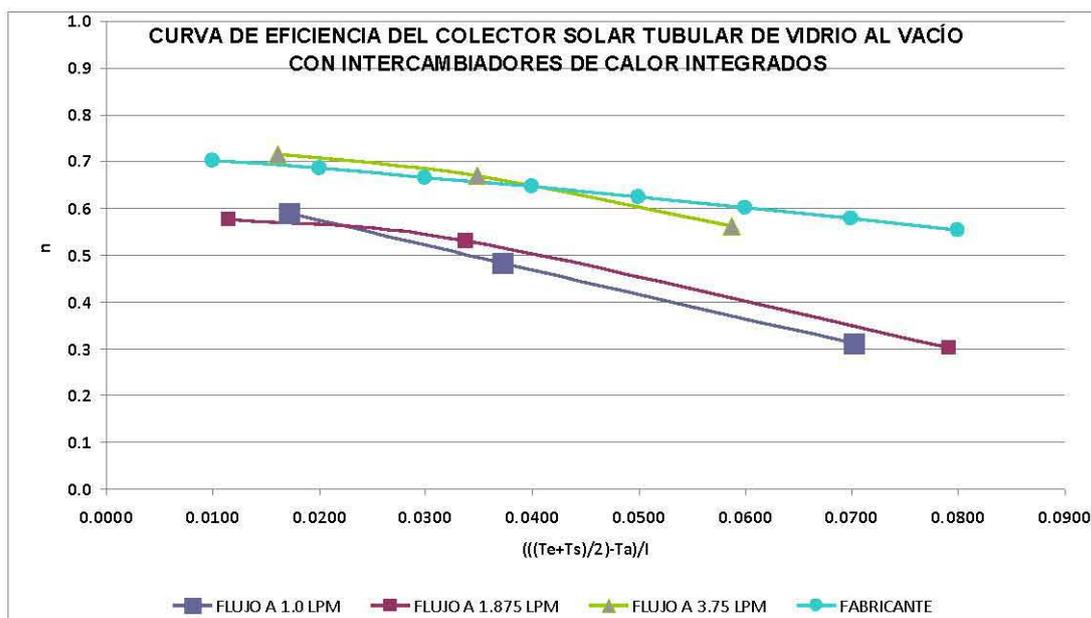


Figura 8. Evolución de la eficiencia experimental en función de la diferencia de temperaturas alcanzada y la radiación solar incidente, para diferentes flujos de agua.

Utilizando en la Figura 8, la curva experimental característica correspondiente al flujo máximo, y se desea obtener una temperatura a la salida del captador de 80 °C y suponiendo que la temperatura ambiente es de 25 °C y la temperatura inicial del agua también de 25 °C, se obtiene una eficiencia entre 55 y 60%, para una radiación de 800 W/m².

Conclusiones

De acuerdo a los resultados experimentales, la tecnología de captadores solares de tubo evacuado con intercambiador de calor, han demostrada factibilidad técnica, para lograr la temperatura de operación del enfriador solar, con buenas eficiencias, globales cercanas al 50%.

Referencias

1. Gaugler, Richard (1944), *Heat Transfer Devices*, Dayton, Ohio: U.S. Patent Office, pp. 4, 2350348
2. Grover, G.M., T. P. Cotter, and G. F. Erickson (1964). "Structures of Very High Thermal Conductance". *Journal of Applied Physics* **35** (6): 1990–1991.

Agradecimientos

Este trabajo fue realizado gracias al financiamiento otorgado por el FONCICYT al proyecto: Investigación, Desarrollo y Aplicación de Sistemas de Refrigeración Solar para congelación y climatización, No. 94256

Anexo D.

Deshidratación del cloruro de bario dihidratado ($\text{BaCl}_2 \cdot 2\text{H}_2\text{O}$)

Del artículo publicado con el tema Vapor Pressures of Hydrated Barium Chloride, Jonh E. Taner, se realizó el estudio de los datos reportados en el documento y se realizó el análisis de los mismos, a continuación se presenta el análisis de las tablas y gráficos de la deshidratación de cloruro de bario dihidratado.

Tabla D1. Presión de vapor del cloruro de bario mono y di hidratado y sus incertidumbres.

| Table 1. Vapor Pressures of Barium Chloride Monohydrate and Their Uncertainties | | | | Table 2. Vapor Pressures of Barium Chloride Dihydrate and Their Uncertainties | | | |
|---|----------------------|--------------------|--------------------|---|----------------------|--------------------|--------------------|
| $t/^\circ\text{C}$ | initial pressure/kPa | Final pressure/kPa | equilibration time | $t/^\circ\text{C}$ | initial pressure/kPa | Final pressure/kPa | equilibration time |
| 17.8 | 0.20 | 0.068 ± 0.01 | 5 d | 32.3 | 0.54 | 0.50 ± 0.01 | 18 h |
| 31.0 | 0.20 | 0.178 ± 0.004 | 3 d | 22.4 | 0.39 | 0.29 ± 0.001 | 24 h |
| 31.3 | 0.17 | 0.140 ± 0.001 | 3 d | 22.4 | 0.46 | 0.53 ± 0.01 | 24 h |
| 32.1 | 0.18 | 0.158 ± 0.02 | 2 d | 22.5 | 0 | 0.56 ± 0.01 | 3 d |
| 34.1 | 0.11 | 0.158 ± 0.004 | 17 h | 24.2 | 0.27 | 0.31 ± 0.01 | 28 h |
| 34.3 | 0.29 | 0.231 ± 0.01 | 13 h | 31.1 | 1.7 | 1.28 ± 0.03 | 2.6 d |
| 34.6 | 0.49 | 0.244 ± 0.007 | 3 h | 31.4 | 1.1 | 0.90 ± 0.06 | 22 h |
| 36.6 | 0.65 | 1.01 ± 0.007 | 3 h | 33.2 | variable | 1.01 ± 0.01 | 1 h |
| 34.8 | 0.28 | 0.170 ± 0.01 | 26 h | 33.8 | 1.27 | 1.51 ± 0.03 | 76 m |
| 31.9 | 0.17 | 0.142 ± 0.007 | 27 h | 34.1 | 2.0 | 1.59 ± 0.04 | 24 h |
| 35.3 | 0.10 | 0.245 ± 0.001 | 26 h | 34.2 | 1.3 | 1.01 ± 0.03 | 27 h |
| 35.3 | 0.56 | 0.272 ± 0.01 | 1 d | 35.1 | 0.88 | 1.45 ± 0.01 | 25 h |
| 35.5 | 0.12 | 0.241 ± 0.005 | 3 d | 35.3 | 1.8 | 1.50 ± 0.03 | 38 h |
| 35.8 | 0 | 0.105 ± 0.004 | 19 h | 43.9 | 0 | 2.50 ± 0.07 | 1 d |
| 35.9 | 0.13 | 0.195 ± 0.007 | 11 h | 44.0 | 0.4 | 2.58 ± 0.04 | 70 m |
| 38.1 | 0.66 | 0.344 ± 0.004 | 3 h | 50.0 | 0 | 3.58 ± 0.07 | 24 h |
| 37.0 | 0.18 | 0.158 ± 0.007 | 3 d | 50.8 | 4.4 | 3.55 ± 0.06 | 17 h |
| 39.3 | 0 | 0.160 ± 0.007 | 26 h | 50.8 | 2.0 | 3.97 ± 0.04 | 18 h |
| 39.8 | 0.30 | 0.24 ± 0.01 | 16 h | 51.0 | 4.0 | 4.05 ± 0.04 | 18 h |
| 40.3 | 0.56 | 0.274 ± 0.004 | 14 h | 51.7 | 4.8 | 5.15 ± 0.04 | 20 h |
| 42.2 | 0.24 | 0.35 ± 0.01 | 21 h | 53.4 | 2.0 | 5.10 ± 0.07 | 20 h |
| 42.8 | 0.50 | 0.40 ± 0.01 | 16 h | 63.8 | 0 | 9.4 ± 0.1 | 0.5 h |
| 48.0 | 0.88 | 0.78 ± 0.03 | 7 h | 70.5 | 0 | 13.50 ± 0.07 | 0.5 h |
| 45.3 | 0.24 | 0.512 ± 0.01 | 3 d | | | | |
| 49.7 | 0.40 | 0.60 ± 0.03 | 22 h | | | | |
| 50.4 | 1.0 | 0.60 ± 0.01 | 18 h | | | | |
| 61.3 | 1.3 | 1.04 ± 0.04 | 14 h | | | | |
| 61.8 | 1.8 | 1.10 ± 0.01 | 8 h | | | | |
| 61.7 | 0.80 | 1.01 ± 0.01 | 25 h | | | | |
| 61.8 | 0.89 | 0.95 ± 0.03 | 8 h | | | | |
| 62.3 | 1.4 | 1.50 ± 0.05 | 2.5 h | | | | |
| 64.8 | 2.1 | 1.51 ± 0.01 | 1 d | | | | |
| 64.8 | 2.5 | 1.47 ± 0.04 | 26 h | | | | |
| 71.8 | 3.0 | 2.00 ± 0.05 | 3 h | | | | |
| 72.1 | 2.0 | 2.06 ± 0.07 | 3 h | | | | |

De acuerdo a los datos presentados anteriormente se analizaron y se presentan a continuación las presiones de vapor alcanzadas al final en los dos componentes.

Tabla D2. Tabla de presión del cloruro de bario dihidratado ajustada a una regresión.

| T (°C) | P (kPa) | P (mmHg) |
|-------------------|--------------------|---------------------|
| 20 | 0.3632 | 2.7247 |
| 21 | 0.3868 | 2.9016 |
| 22 | 0.4110 | 3.0836 |
| 23 | 0.4365 | 3.2743 |
| 24 | 0.4635 | 3.4773 |
| 25 | 0.4927 | 3.6962 |
| 26 | 0.5245 | 3.9346 |
| 27 | 0.5593 | 4.1961 |
| 28 | 0.5978 | 4.4843 |
| 29 | 0.6402 | 4.8029 |
| 30 | 0.6872 | 5.1553 |
| 31 | 0.7392 | 5.5452 |
| 32 | 0.7966 | 5.9763 |
| 33 | 0.8601 | 6.4521 |
| 34 | 0.9299 | 6.9761 |
| 35 | 1.0067 | 7.5521 |
| 36 | 1.0909 | 8.1836 |
| 37 | 1.1829 | 8.8743 |
| 38 | 1.2834 | 9.6276 |
| 39 | 1.3926 | 10.4473 |
| 40 | 1.5112 | 11.3368 |
| 41 | 1.6396 | 12.2999 |
| 42 | 1.7782 | 13.3401 |
| 43 | 1.9277 | 14.4611 |
| 44 | 2.0883 | 15.6663 |
| 45 | 2.2607 | 16.9595 |
| 46 | 2.4453 | 18.3442 |
| 47 | 2.6425 | 19.8240 |
| 48 | 2.8530 | 21.4026 |
| 49 | 3.0770 | 23.0834 |
| 50 | 3.3152 | 24.8702 |
| 51 | 3.5680 | 26.7665 |
| 52 | 3.8358 | 28.7760 |
| 53 | 4.1193 | 30.9022 |
| 54 | 4.4187 | 33.1487 |
| 55 | 4.7347 | 35.5191 |
| 56 | 5.0677 | 38.0171 |
| 57 | 5.4181 | 40.6462 |
| 58 | 5.7866 | 43.4101 |
| 59 | 6.1734 | 46.3122 |

| | | |
|----|---------|----------|
| 60 | 6.5792 | 49.3563 |
| 61 | 7.0044 | 52.5460 |
| 62 | 7.4494 | 55.8848 |
| 63 | 7.9149 | 59.3763 |
| 64 | 8.4011 | 63.0242 |
| 65 | 8.9087 | 66.8320 |
| 66 | 9.4381 | 70.8033 |
| 67 | 9.9897 | 74.9418 |
| 68 | 10.5642 | 79.2510 |
| 69 | 11.1618 | 83.7346 |
| 70 | 11.7832 | 88.3961 |
| 71 | 12.4288 | 93.2392 |
| 72 | 13.0990 | 98.2674 |
| 73 | 13.7945 | 103.4843 |
| 74 | 14.5155 | 108.8936 |
| 75 | 15.2627 | 114.4989 |
| 76 | 16.0365 | 120.3037 |
| 77 | 16.8373 | 126.3116 |
| 78 | 17.6658 | 132.5263 |
| 79 | 18.5222 | 138.9514 |
| 80 | 19.4072 | 145.5904 |
| 81 | 20.3212 | 152.4470 |
| 82 | 21.2646 | 159.5247 |
| 83 | 22.2381 | 166.8272 |
| 84 | 23.2419 | 174.3580 |
| 85 | 24.2767 | 182.1208 |
| 86 | 25.3429 | 190.1191 |
| 87 | 26.4409 | 198.3566 |
| 88 | 27.5714 | 206.8369 |
| 89 | 28.7346 | 215.5635 |
| 90 | 29.9312 | 224.5401 |

Se tomaron los datos de presión de vapor del cloruro de bario dihidratado, obtenidos del artículo antes mencionado y se realiza la regresión temperatura contra presión de vacío en un rango de temperaturas de 0 a 90°C.

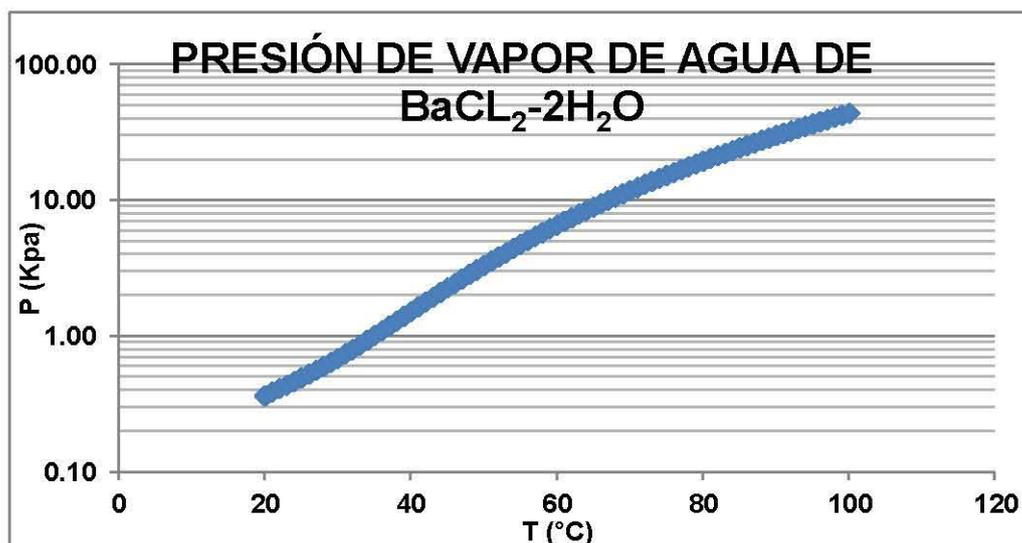


Fig. D1. Gráfico de presión de vapor del cloruro de bario dihidratado (ajustada)

Como se puede observa para extraer una molécula de agua al cloruro de bario dihidratado a una temperatura de 47 °C se tiene que tener una presión de vacío de 19.8 mmHg ver Tabla D2.

Tabla D3. Tabla de presión del cloruro de bario monohidratado ajustada a una regresión.

| T (°C) | P (kPa) | P (mmHg) |
|-----------|------------|-------------|
| 15 | 0.0346 | 0.2596 |
| 16 | 0.0538 | 0.4038 |
| 17 | 0.0720 | 0.5398 |
| 18 | 0.0891 | 0.6687 |
| 19 | 0.1055 | 0.7913 |
| 20 | 0.1211 | 0.9085 |
| 21 | 0.1361 | 1.0212 |
| 22 | 0.1507 | 1.1302 |
| 23 | 0.1648 | 1.2366 |
| 24 | 0.1788 | 1.3412 |
| 25 | 0.1926 | 1.4449 |
| 26 | 0.2064 | 1.5485 |
| 27 | 0.2204 | 1.6531 |
| 28 | 0.2345 | 1.7595 |
| 29 | 0.2491 | 1.8686 |
| 30 | 0.2641 | 1.9812 |
| 31 | 0.2797 | 2.0984 |
| 32 | 0.2961 | 2.2210 |
| 33 | 0.3132 | 2.3499 |
| 34 | 0.3314 | 2.4860 |
| 35 | 0.3506 | 2.6302 |
| 36 | 0.3710 | 2.7833 |

| | | |
|-----------|---------------|----------------|
| 37 | 0.3928 | 2.9464 |
| 38 | 0.4159 | 3.1203 |
| 39 | 0.4407 | 3.3059 |
| 40 | 0.4671 | 3.5041 |
| 41 | 0.4953 | 3.7158 |
| 42 | 0.5255 | 3.9419 |
| 43 | 0.5576 | 4.1833 |
| 44 | 0.5920 | 4.4410 |
| 45 | 0.6286 | 4.7157 |
| 46 | 0.6676 | 5.0084 |
| 47 | 0.7092 | 5.3200 |
| 48 | 0.7533 | 5.6515 |
| 49 | 0.8003 | 6.0036 |
| 50 | 0.8501 | 6.3773 |
| 51 | 0.9029 | 6.7736 |
| 52 | 0.9589 | 7.1932 |
| 53 | 1.0180 | 7.6372 |
| 54 | 1.0806 | 8.1064 |
| 55 | 1.1466 | 8.6017 |
| 56 | 1.2162 | 9.1239 |
| 57 | 1.2896 | 9.6741 |
| 58 | 1.3667 | 10.2531 |
| 59 | 1.4479 | 10.8618 |
| 60 | 1.5331 | 11.5011 |
| 61 | 1.6225 | 12.1719 |
| 62 | 1.7163 | 12.8752 |
| 63 | 1.8144 | 13.6117 |
| 64 | 1.9172 | 14.3824 |
| 65 | 2.0246 | 15.1883 |
| 66 | 2.1368 | 16.0302 |
| 67 | 2.2540 | 16.9089 |
| 68 | 2.3761 | 17.8255 |
| 69 | 2.5035 | 18.7808 |
| 70 | 2.6361 | 19.7757 |
| 71 | 2.7741 | 20.8111 |
| 72 | 2.9177 | 21.8879 |
| 73 | 3.0668 | 23.0071 |
| 74 | 3.2218 | 24.1694 |
| 75 | 3.3826 | 25.3758 |
| 76 | 3.5494 | 26.6273 |
| 77 | 3.7224 | 27.9247 |
| 78 | 3.9015 | 29.2689 |
| 79 | 4.0871 | 30.6608 |
| 80 | 4.2791 | 32.1013 |
| 81 | 4.4777 | 33.5913 |
| 82 | 4.6831 | 35.1317 |

| | | |
|----|--------|---------|
| 83 | 4.8952 | 36.7235 |
| 84 | 5.1144 | 38.3674 |
| 85 | 5.3406 | 40.0645 |
| 86 | 5.5740 | 41.8156 |
| 87 | 5.8148 | 43.6216 |
| 88 | 6.0629 | 45.4834 |
| 89 | 6.3187 | 47.4020 |
| 90 | 6.5821 | 49.3781 |

Para este análisis se procedió como se hizo anteriormente y se realizó el estudio para el cloruro de bario monohidratado en un rango de temperatura entre 0 a 90 °C, por lo cual se presenta su gráfico.

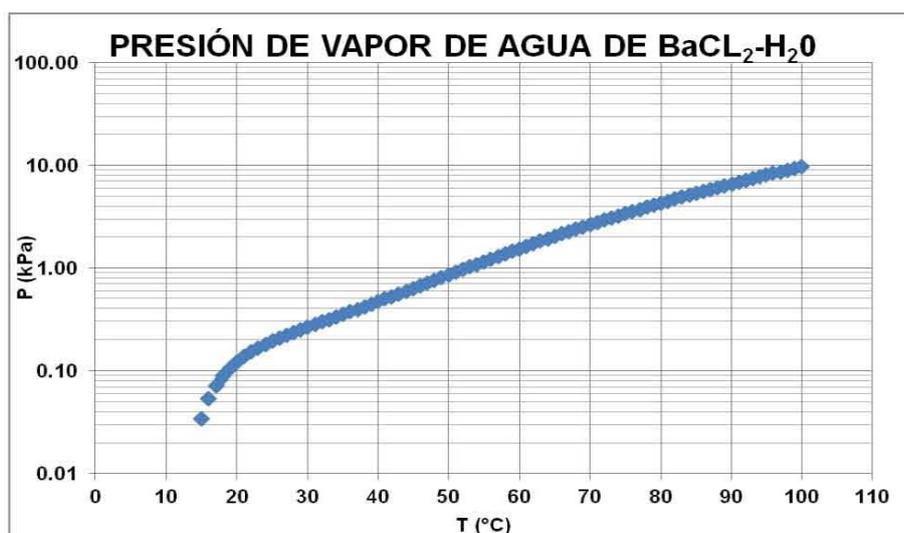


Fig. D2 Gráfico de la Presión de vapor del cloruro de bario monohidratado (ajustada)

Como se puede concluir para asegurar la deshidratación de las dos moléculas de agua presentes en el cloruro de bario amoniaco a una temperatura de 70 °C se tiene que llevar el cloruro de bario dihidratado a una presión de vacío de 19.7 mmHg para su deshidratación, Ver Tabla D3.

Anexo E.

Cálculo de energías, flujos y áreas de captación necesarias para el sistema de refrigeración termoquímico

Es muy importante conocer los parámetros tanto de energía como de flujos para así calcular las áreas de transferencia necesarias para obtener estos parámetros.

Por lo que se presentan a continuación las energías, flujos y áreas para los componentes de sistema.

Energía total necesaria para calentar el reactor

$$Q_T = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 \quad (E1.1)$$

$$Q_1 = m_R C_{p_R} (T_{80^\circ C} - T_{amb}) = (244 \text{ kg})(0.46 \text{ kJ} / \text{kg}^\circ C)(50^\circ C) = 5612 \text{ kJ} \quad (E1.2)$$

$$Q_2 = m_S C_{p_S} (T_{80^\circ C} - T_{amb}) = (27 \text{ kg})(1.036)(50^\circ C) = 1398 \text{ kJ} \quad (E1.3)$$

$$Q_3 = m_{NH_3} \lambda = (12 \text{ Kg})(1717 \text{ kJ} / \text{kg}) = 20604 \text{ kJ} \quad (E1.4)$$

Sustituyendo la ecuación K1.1 se tiene:

$$Q_T = Q_1 + Q_3 = 5617 \text{ kJ} + 20604 \text{ kJ} = 26221 \text{ kJ}$$

Para esto se supuso un ΔT mayor porque con esto obtenemos la máxima cantidad de energía necesaria para el funcionamiento del reactor termoquímico

Como en Q_3 está incluido el calor sensible del sólido no lo considero y además las pérdidas de energía se suponen no más del 10% por lo tanto:

$$Q_T = 28843.1 \text{ kJ}$$

Potencia

Como el equipo va a operar 6 horas continuas se tiene:

$$P_T = 28843.1 / (6 * 3600 \text{ s}) = 1.335 \text{ kW} , \text{ se va a considerar } 2 \text{ kW}.$$

Flujo del agua caliente

Como necesitamos aprox. 2kW entonces:

$$\dot{m}_{H_2O} = \frac{P_T}{(C_{p_{H_2O}})(T_{80^\circ C} - T_{amb})} = \frac{2 \text{ kW}}{(4.18 \text{ kJ} / \text{kg}^\circ C)(80 - 30)^\circ C} = 34.45 \text{ l} / \text{h} \quad (E1.5)$$

Área de captación de los colectores en m^2

Suponiendo una capacidad radiación promedio de $I = 0.8kW/m^2$ y una eficiencia promedio de colectores del 65%, (ver Anexo B) por lo tanto:

$$ACC = \frac{P_T}{(I)(40\%)} = \frac{2kW}{(0.8kW/m^2)(0.65)} = 3.8m^2 \quad (E1.6)$$

Flujo de agua de enfriamiento

Suponiendo que necesitamos enfriar hasta $25^\circ C$

$$\dot{m}_{H_2O} = \frac{P_T}{(C_{P_{H_2O}})(T_{80^\circ C} - T_{amb})} = \frac{2kW}{(4.18KJ/kg^\circ C)(80 - 25)^\circ C} = 31.32l/h \quad (E1.7)$$

Cantidad de agua que necesitamos en el condensador para condensar a $40^\circ C$.

De las tablas propiedades del amoniaco se tiene:
A una $T_c = 40^\circ C$ se tiene $1083.71 kJ/kg$

$$P_T = \frac{(1083.71kJ/kg)(12kg)}{(6)(3600)} = 0.6021kW \quad (E1.8)$$

Ahora:

Flujo de masa en el condensador

$$\dot{m}_c = \frac{0.6021kJ/s}{(4.18KJ/Kg^\circ C)(80 - 40)^\circ C} = 12.96l/h \quad (E1.9)$$

Flujo de salmuera

Cantidad de salmuera (cloruro de calcio-agua al 20%) que necesitamos en el evaporador para evapora a $-10^\circ C$.

$$P_T = \frac{(1060.1kJ/kg)(12kg)}{(6)(3600)} = 0.59kW \quad (E1.10)$$

$$\dot{m}_s = \frac{0.58kJ/s}{(3.07KJ/kg^\circ C)(20 - (-10))^\circ C} = 22.67l/h \quad (E1.11)$$

Para calculo necesario de flujo de salmuera se utilizaron las propiedades de las soluciones acuosas de $CaCl_2$ reportadas en ASHRAE, 2005.

Flujo de masa en el evaporador

Para obtener 27.7 Kg de hielo se necesitan:

- 12.026 kg de NH_3
- 18.400 kg de BaCl_2

Considerando que la evaporación se realizará en 6 horas (360 min) entonces el flujo volumétrico del gas se determina por medio de los valores de volumen específico de 40 °C y -10 °C, teniendo un valor promedio de 0.00162 m^3/kg por lo que la densidad promedio es de 615.5 kg/m^3 .
Por lo tanto:

El flujo másico es:

$$\dot{m} = \frac{12.026 \text{ kg}}{360 \text{ min}} = 0.0334 \frac{\text{kg}}{\text{min}}$$

Entonces:

El flujo volumétrico es:

$$\dot{G} = \frac{0.0334 \frac{\text{kg}}{\text{min}}}{615.5 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}} = 3.25 \frac{\text{l}}{\text{h}}$$

Anexo F.

Metodología de cálculos realizados para la fabricación de 28 kg de hielo con la mezcla cloruro de bario-amoniaco

Para la formación de hielo se tiene tener en cuenta energías necesarias para su formación a continuación se presenta una metodología para llevar a cabo el proceso.

Determinar la relación hielo – amoniaco

Lo primero que hay que tener en cuenta es como se puede formar un kg de hielo, para esta se tiene que saber cuanto amoniaco voy a necesitar para su formación.

Por lo anterior se considero que la temperatura del H₂O en estado líquido es de 25 °C y se quiere abatir hasta formar hielo a una temperatura de operación de -10 °C, para esto es necesario conocer la cantidad de energía se necesita extraer del agua para que se transforme al estado sólido.

Por lo tanto el calor a extraerse es la suma de los calores sensibles en las fases, de líquido y sólido, mas el calor de cambio de fase. Las ecuaciones que determinan el calor sensible (en la fase de líquido y sólido) y el calor de fusión son:

$$\text{Calor sensible en la fase líquida} - Q_{SL} = M_L \cdot C_L \cdot (T_i - T_f) \quad (\text{F1.1})$$

$$\text{Calor de fusión del hielo} - Q_F = M_H L$$

$$\text{Calor sensible en la fase sólida} - Q_{SS} = M_S \cdot C_S \cdot (T_i - T_f) \quad (\text{F1.2})$$

donde:

M_{L, S} = masa del líquido, sólido

C_{L, S} = calor específico del líquido, sólido; 4180 J / kg K, 2090 J/kg K, respectivamente

L = calor latente de fusión del hielo; 334.72 kJ/ kg

T_{f, i} = temperatura final e inicial

Sustituyendo nos queda:

$$Q_{SL} = (1 \text{ kg H}_2\text{O})(4180 \text{ J/kg K})(25^\circ\text{C}-0^\circ\text{C}) = 104.50 \text{ kJ} \quad (\text{F1.3})$$

$$Q_F = (1 \text{ kg de H}_2\text{O})(334.72 \text{ kJ/kg}) = 334.72 \text{ kJ} \quad (\text{F1.4})$$

$$Q_{SS} = (1 \text{ kg H}_2\text{O})(2090 \text{ J/kg K})(0^\circ\text{C}- (-10^\circ\text{C})) = 20.90 \text{ kJ} \quad (\text{F1.5})$$

Energía a extraer

$$Q_H = Q_{SL} + Q_F + Q_{SS} = (104.5 + 334.72 + 20.9) \text{ kJ} = 460.12 \text{ kJ} \quad (\text{F1.6})$$

Ahora se necesita conocer la capacidad del refrigerante que va a absorber la cantidad de calor a extraer del agua.

El refrigerante es el amoníaco (NH_3), por lo que se requiere conocer el balance de calor (Q_E) durante el ciclo de dicho refrigerante, teniendo como límites las temperaturas del evaporador y del condensador. Una forma directa de encontrar este balance de energía es utilizando la siguiente ecuación:

$$Q_{\text{NH}_3} = (h_{\text{VTE}} - h_{\text{LTC}}) \quad (\text{F1.7})$$

h_{VTE} = entalpía de vapor del amoníaco (NH_3), a la temperatura del evaporador

h_{LTC} = entalpía líquida del amoníaco (NH_3), a la temperatura del condensador

Donde las temperaturas de operación del evaporador y condensador son: $T_E = -10$ y $T_C = 40$ °C, y por tablas se obtienen los siguientes valores

$$h_{\text{VTE}} = 1450.7 \text{ kJ / kg}$$

$$h_{\text{LTC}} = 390.6 \text{ kJ / kg}$$

Por lo tanto:

$$Q_{\text{NH}_3} = (1450.7 - 390.6) \text{ kJ / kg} = 1060.1 \text{ kJ / kg NH}_3 \quad (\text{F1.8})$$

El resultado anterior significa que el amoníaco puede absorber 1060.1 kJ por cada kilogramo de amoníaco que circule en el ciclo sistema de refrigeración termoquímico.

Con los resultados del calor total del hielo y del calor del amoníaco se puede encontrar la relación másica de la siguiente forma:

$$\frac{Q_{\text{NH}_3}}{Q_{\text{HIELO}}} = \frac{\text{MASA}_{\text{HIELO}}}{\text{MASA}_{\text{NH}_3}} \quad (\text{F1.9})$$

Entonces se obtiene la relación $\frac{\text{MASA}_{\text{HIELO}}}{\text{MASA}_{\text{NH}_3}} = 2.30 \text{ kg Hielo/ kg NH}_3$

Determinación de la relación Cloruro de bario-amoníaco (NH_3 - BaCl_2)

En el reactor termoquímico se pretende que se lleve a cabo la siguiente reacción:



Conociendo los pesos moleculares (PM) y los números de moles (n) del cloruro de bario (BaCl_2) y del amoníaco (NH_3), se puede conocer la relación másica entre estos dos componentes por medio de la siguiente ecuación:

$$\frac{PM_{NH_3} \cdot n_{NH_3}}{PM_{BaCl_2} \cdot n_{BaCl_2}} = \frac{(17.03)(8)}{(208.333)(1)} = 0.6543 \text{ kg } NH_3 / \text{kg } BaCl_2 \quad (F1.11)$$

Determinación de las cantidades de energía y masas para producir 28 kg de hielo

Como las medidas y de los diámetros de los tubos interiores en las cuales va alojar el cloruro de bario fueron las siguientes:

D = Diámetro interior del tubo de transferencia = 3.3cm = 33 mm

d = Diámetro exterior del tubo difusor = 0.9 cm = 0.9 mm

Se tiene:

$$R^2 = (D/2)^2 = (3.3\text{cm}/2)^2 = 2.7225 \text{ cm}^2 \quad (F1.12)$$

$$r^2 = (d/2)^2 = (0.9\text{cm}/2)^2 = 0.2025 \text{ cm}^2$$

Sustituyendo se tiene:

El área de una corona está determinada por la siguiente ecuación:

$$A = \pi(R^2 - r^2) \quad (F1.13)$$

$$A = 7.5352 \text{ cm}^2$$

La longitud de los tubos de transferencia es de 74 cm; considerando que se van a llenar a la misma distancia de los tubos inyectoros, que tienen una distancia de 54 cm, entonces:

$$V = A \cdot L = (7.5352 \text{ cm}^2)(74 \text{ cm}) = 557.6 \text{ cm}^3 / \text{ tubo}$$

Si 557.6 cm³ es el volumen del BaCl₂ que ocupa un tubo de transferencia. Por lo tanto como el reactor tiene 19 tubos, entonces el volumen total del BaCl₂ en el reactor termoquímico es:

$$V_{\text{total BaCl}_2} = (557.6 \text{ cm}^3) (19) = 10594.1 \text{ cm}^3$$

Y la densidad de bulto del cloruro de bario (BaCl₂) medida en laboratorio de refrigeración fue de 1700 kg/cm³ o 1.7 g/cm³, por lo que la cantidad de masa total del BaCl₂ en el reactor es:

$$\rho_{BaCl_2} = \frac{M_{BaCl_2}}{V_{BaCl_2}} \therefore M_{BaCl_2} = \rho_{BaCl_2} \cdot V_{BaCl_2} = (1.7 \text{ g/cm}^3)(10594.1 \text{ cm}^3) = 18009.9 \text{ g} =$$

18.01 kg de BaCl₂ (100%), como la concentración del Cloruro de Bario esta a 98% de pureza se obtiene **18.38 kg de BaCl₂**.

Una vez conocido la cantidad de cloruro de bario presente en el sistema se requiere saber la cantidad de amoniaco que le corresponde.

De acuerdo a la ecuación de determinación de la cantidad de amoníaco calculada anteriormente se tiene la relación siguiente:

$$\frac{PM_{NH_3} \cdot n_{NH_3}}{PM_{BaCl_2} \cdot n_{BaCl_2}} = \frac{M_{NH_3}}{M_{BaCl_2}} = 0.6543 \text{ kg NH}_3/\text{kg BaCl}_2$$

Sustituyendo las cantidades de cloruro de bario en la ecuación anterior se determina la cantidad de NH_3 que se necesita en el reactor termoquímico instalado.

$$M_{NH_3} = M_{BaCl_2} \cdot 0.6543 = (18.38 \text{ kg BaCl}_2) (0.6543) = \mathbf{12.026 \text{ kg de NH}_3}.$$

Entonces con la relación de amoníaco-hielo que es $\frac{MASA_{HIELO}}{MASA_{NH_3}} = 2.30$, por lo tanto la cantidad de hielo que se puede obtener teóricamente con este reactor es:

$$MASA_{HIELO} = MASA_{NH_3} \cdot 2.30 = (12.026) (2.30) = \mathbf{27.66 \text{ kg de hielo}}.$$

Anexo G.

Diseños mecánicos del reactor termoquímico

Método de Cálculo

Dimensiones del reactor

Se considera que las placas, que van en los extremos de la coraza, tienen dimensiones como una brida ciega, por lo tanto:

Diámetro nominal:

$$\Phi_{no\ min\ al} = 14" = 355.6mm \quad (G1.1)$$

El espesor de la brida es:

$$1\ 3/8" = 34.925mm \quad (G1.2)$$

Diámetro exterior de la brida es:

$$21" = 533.4mm \quad (G1.3)$$

Circulo del cerrojo:

$$18\ 3/4" = 476.25mm \quad (G1.4)$$

Número y tamaño de orificios:

$$12-1\ 1/8" = 28-575mm \quad (G1.5)$$

Dimensiones de la Coraza

Diámetro nominal Cedula 40

$$\Phi_{no\ min\ al} = 14" = 355.6mm \quad (G1.6)$$

$$\Phi_{interior} = 13.5" = 342.9mm \quad (G1.7)$$

$$Espesor = 0.25" = 6.35mm \quad (G1.8)$$

$$Largo = L = 74.2272cm \quad (G1.9)$$

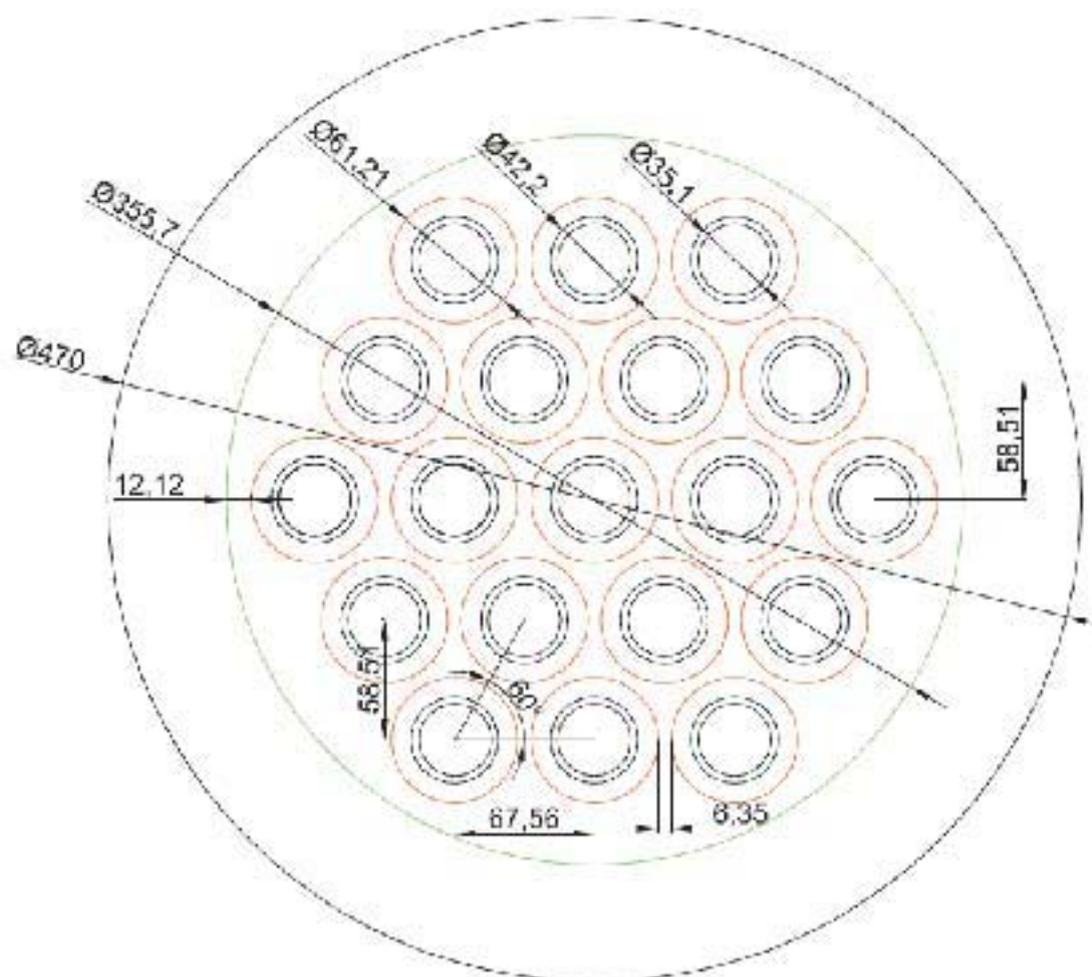


Fig. G1. Dibujo del arreglo de los tubos interiores del reactor termoquímico

Cálculo de la cabeza ASME Bridada (cabeza torisférica)

El espesor se calcula de acuerdo al libro Magnesy en la pag. 24

$$t = \frac{0.885PL}{SE + 0.8P} \quad (G1.10)$$

Donde:

L= Diámetro de la coraza

L= D; para este caso particularmente por lo tanto es:

D=14"=355.6mm

r= Decisión del Diseñador o se calcula con la relación $\frac{L}{r} = 16\frac{2}{3}$, como es conocida L se despeja r, o del libro Magnesy, pp.24 se muestra una tabla cuando L/r menor que $16\frac{2}{3}$.

Para este caso en particular es 14"= 355.6mm

$$r = \frac{L}{16\frac{2}{3}} = 21.33mm, \text{ este valor es menor que una pulgada.} \quad (G1.11)$$

Si en dado caso deseamos otra r, por ejemplo de 1 pulgada se tiene:

$$\frac{L}{r} = \frac{355.6mm}{25.6mm} = 14; \quad (G1.12)$$

Por lo tanto se encuentra $M=1.69$

Cuando L/r es menor de $16 \frac{2}{3}$;

$$t = \frac{PLM}{2SE + P(M - 0.2)} \quad (G1.13)$$

Considerando r de $2"=50.8mm$

$$\frac{L}{r} = \frac{355.6}{50.8} = 7$$

Con este valor de L/r en la tabla de la página 24 $M=1.41$

$P=30kg/cm^2=426.7003 \text{ PSI}$

$S=13800 \text{ PSI}/12700 \geq S \leq 17500$

$E=0.85$

Sustituyendo nos queda:

$$t = \frac{(426.7003PSI)(14")(1.41)}{(2)(13800PSI)(0.85) + (426.7003)(1.41 - 0.2)}$$

$$t = \frac{8423.06PSI \cdot INCH}{23460PSI + 516.307PSI}$$

$$t = \frac{8423.06PSI \cdot INCH}{23976.307PSI}$$

$$t = 0.35130" - 8.92302mm$$

$$t = 0.35130" + 0.125" = 0.467" - 12.0904$$

Diámetro del Haz de Tubos

$$D_{OTL} = P(Nj) + Df \quad (G1.14)$$

Donde: P =Distancia entre centros

Nj =Número de hileras que atraviesan el fluido

Para P se tiene la duda se es el valor de 43.99 mm o 50.8 mm

Para 43.99 mm, sustituyendo nos queda:

$$D_{OTL} = (43.99)(5) + 5.525 = 225.475mm$$

Altura del corte del corte de la mampara

$$Lbch = Hcm = (0.25)(Denv) \quad (G1.15)$$

(De 20 a 35% de $Denv$) se tiene:

$$Denv = 14" = 342.9mm$$

$$Lbch = (0.25)(342.9mm) = 85.725mm$$

Número de mamparas

$$Nb = \left(\frac{Lt}{Sb} \right) - 1 \quad (G1.16)$$

Donde:

Lt=Longitud de tubos y Lbc=Sb=(0.235)(Denv) por lo tanto:

$$Sb = (0.235)(342.9mm) = 80.5815mm$$

$$Lt = 72.22cmm = 722.2mm$$

$$Nb = \left(\frac{722.2mm}{80.5815mm} \right) - 1 = 7.962$$

Diámetro de la mampara

$$Db = Denv - Lsb$$

$$Lsb = tsb = 1.6 + (0.004)(Denv)$$

$$Lsb = 1.6 + (0.004)(342.9mm) = 2.9716mm \quad (G1.18)$$

$$Db = 342.9mm - 2.9716mm = 339.92mm$$

Cabeza de los tubos difusores

La placa a la cual van unidos los tubos difusores va ir sujeta al RST con seis birlos de 1/2" (con el orificio de 17/32=13.4936 mm)

Con lo que respecta a los tubos difusores tienen un diámetro exterior de 1/4" y diámetro interior de 3/16.

$$\left(\frac{1}{4} \right) = 6.35mm$$

$$\left(\frac{3}{16} \right) = 4.7626mm$$

El espesor de la placa es de 5/8=15.875 mm

El diámetro de la placa es de 13"=330.2 mm

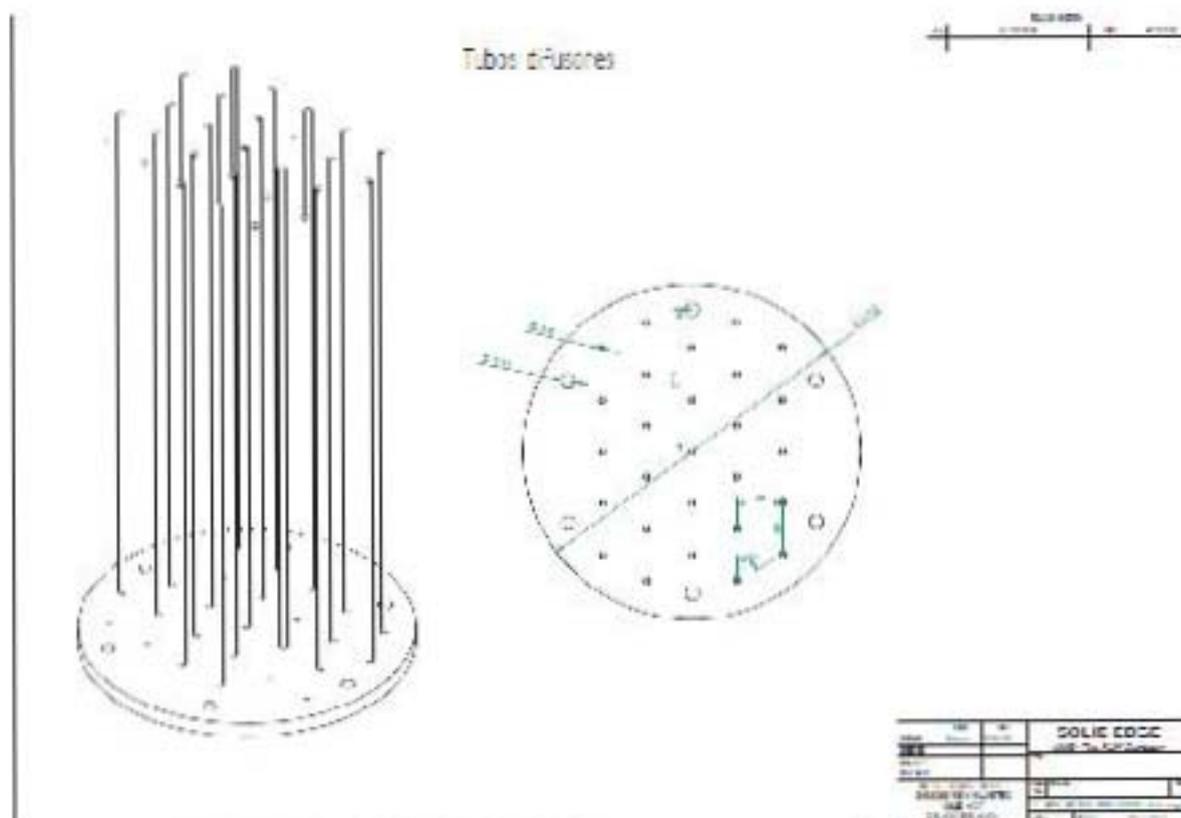


Fig. G2 Dibujo de los Tubos Difusores con su respectiva brida

Diámetro del Tubo con Aletas

$$D_f = D_o + 2H \tag{G1.19}$$

Donde:

D_f = Diámetro del tubo con aletas

D_o = Diámetro exterior

h = Altura de la Aleta

D_{oLT} = Diámetro del haz de tubos

L_{bot} = H_{cm} =Altura del corte de la mampara

N_b = Número de Mampara

S_a = Espacio entre aletas

D_{env} = Diámetro envolvente del banco de tubos

L_{bc} = S_b = Espacio entre mamparas

L_{sb} = t_{sb} = Tolerancia envolvente-mampara

D_{ob} = Diámetro de orificio para tubo de la mampara

Por lo tanto se tiene $D_f = 1\frac{3}{4}'' = 44.45mm$, para el diámetro nominal de 1" y para el diámetro exterior=33.4mm por lo tanto la altura de la aleta es:

$$h = \frac{D_f - D_o}{2} = \frac{(44.45 - 33.4)mm}{2} = 5.525mm \tag{G1.20}$$

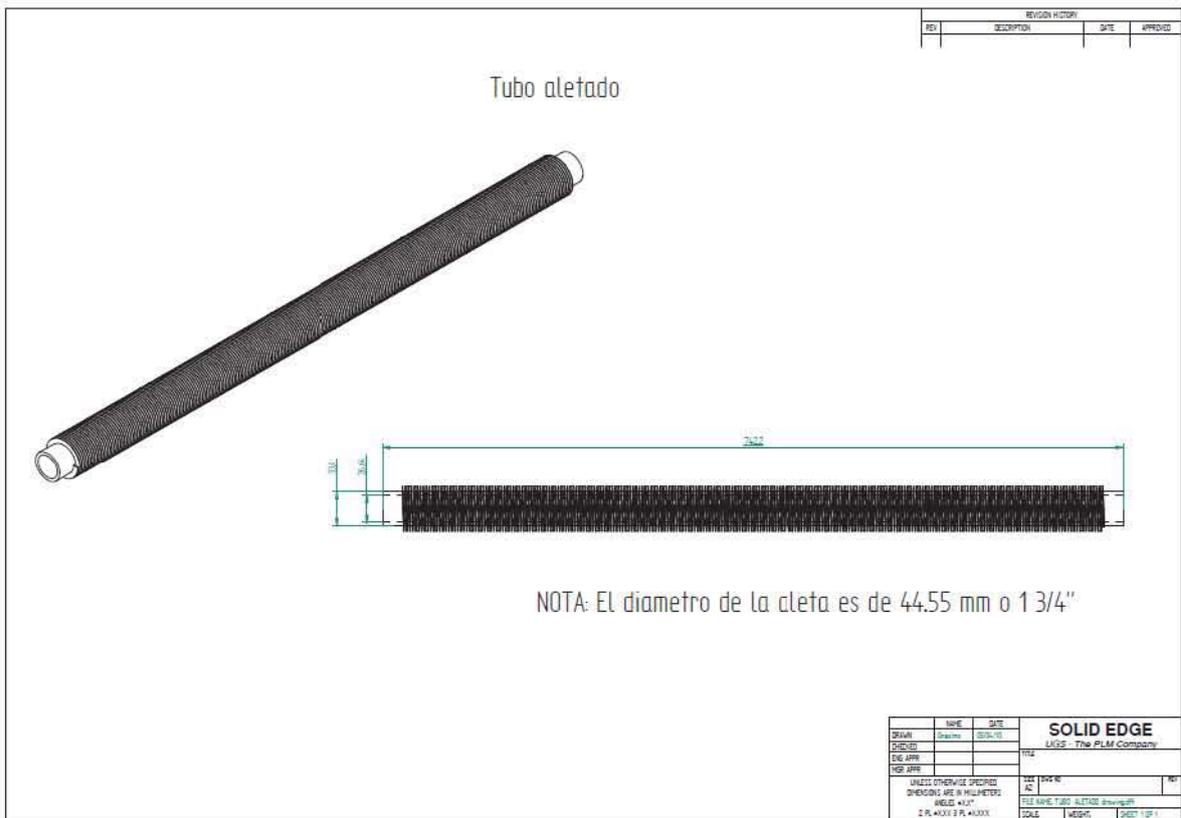


Fig. G3 Dibujo de los Tubos Interiores con Aletas

Tabla G1. Especificaciones mecánicas del reactor termoquímico.

| REACTOR | |
|-------------------------------|--|
| Tipo de Reactor | Intercambiador de calor de coraza y tubos interiores |
| Material | Acero al Carbón ced. 40 |
| Presión de Diseño | 30 kg/cm ² |
| No. Deflectores | 8 |
| Altura | 152 cm |
| φ Exterior | 35 cm |
| φ interior | 33.5 cm |
| TUBOS DE TRANSFERENCIA | |
| Tipo | Tubos con aletas |
| Material | Acero inoxidable 316 ced. 40 |
| No. Tubos | 19 |
| φ Exterior | 3.5 cm |
| φ interior | 3.3 cm |
| Altura | 74 cm |
| Tubos Difusores | |
| No. Tubos | 19 |
| Material | Acero inoxidable 304 |
| Altura | 54 cm |
| φ Exterior | 0.90 cm |

Anexo H.

Tabla H1. Especificaciones mecánicas condensador

| Condensador | | | |
|--|------------------------|-----------------------|-------------------|
| Capacidad térmica: 6.5 kW | | | |
| Material de las placas: Acero inoxidable 316, libre de plata y cobre | | | |
| No. de placas: 18 | | | |
| Dimensión de placas 30 x 11 cm | | | |
| Espesor de placa: 1.2 mm | | | |
| Tipo de corrugado: Chevron | | | |
| Angulo del corrugado: 30° | | | |
| Tipo de unión de placas: Electrosoldadura | | | |
| Dimensión del condensador: 30 x 11 x 8 cm | | | |
| Condiciones de Diseño | Entrada | Salida | Unidades |
| Fluido frío: Agua | | | |
| Flujo másico nominal | 0.17 | 0.17 | kg/s |
| Temperatura | 20 | 26 | °C |
| Presión | 1.0 | 0.85 | bar |
| Densidad | 998 | 995 | kg/m ³ |
| Poder calorífico | 4.18 | 4.18 | kJ/kg-K |
| Conductividad térmica | 598.4.11 | 603.7 | W/m-K |
| Viscosidad dinámica | 1001.6x10-6 | 932.2x10-6 | Pa-s |
| Fluido caliente: Amoníaco | | | |
| Flujo másico: nominal | 0.0018 | 0.0018 | kg/s |
| Temperatura | 45 (vapor recalentado) | 22 (líquido saturado) | °C |
| Presión | 15.5 | 15.4 | bar |
| Densidad | 11.68 | 607.83 | kg/m ³ |
| Poder calorífico | 3.33 | 4.75 | kJ/kg-K |
| Conductividad térmica | 28.82 | 495.27 | W/m-K |
| Viscosidad dinámica | 10.54x10-6 | 136.14x10-6 | Pa-s |

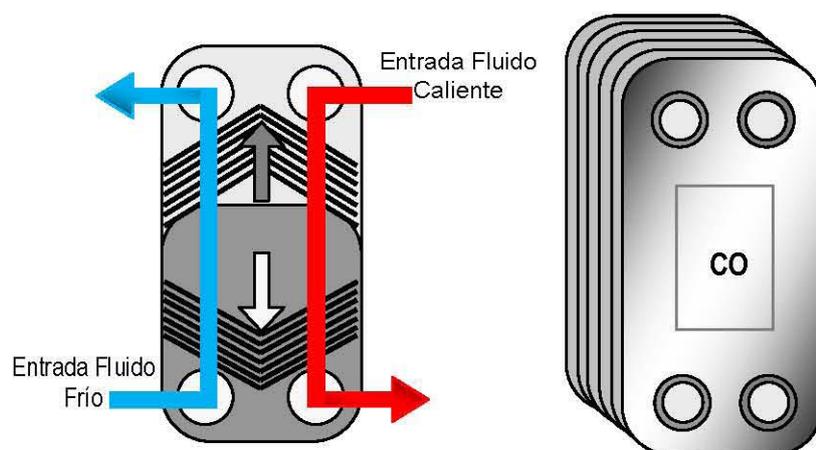


Fig. H1. Configuración conexión del condensador.

Anexo I.

Diseño mecánico y especificaciones de recipiente de condensados del NH_3

Se tienen 12 kg de NH_3 para 27 kg de hielo, y quiere producir a futuro una producción para 100 Kg de hielo por lo que se necesitaría 44 kg NH_3 , suponiendo un 15% mas, da un total de 50.6 kg NH_3 . esto con el fin de trabajar con dos reactores cuasi-continuos para esta producción.

A una temperatura de $40^\circ C$ el líquido saturado registra una densidad de $\rho=579.5 \text{ kgNH}_3/\text{m}^3$ por lo tanto el volumen de la cantidad mostrada será:

$$V = \frac{50.6 \text{ kgNH}_3}{579.5 \frac{\text{kgNH}_3}{\text{m}^3}} = 0.0873 \text{ m}^3 \quad (11.1)$$

Si se desea un recipiente de acero al carbón con cédula 40 se tiene:

$$\text{Diámetro interior} = 10.02" = 0.254508 \text{ m}$$

El volumen es:

$$V = \left(\frac{\pi d^2}{4} \right) h \rightarrow h = \frac{V}{\left(\frac{\pi d^2}{4} \right)} = \left(\frac{0.0873 \text{ m}^3}{\pi \left(\frac{(0.254508)^2}{4} \right)} \right) = 1.7160 \text{ m} \quad (11.2)$$

Tabla I1. Especificaciones mecánicas del recipiente de condensados.

| Recipiente de condensados | |
|----------------------------------|-------------------------|
| Material | Acero al Carbón ced. 40 |
| Presión de Diseño | 30 kg/cm^2 |
| Altura | 1.716 cm |
| ϕ Exterior | 25.4 cm |
| ϕ interior | 25 cm |
| Brida | |
| Tipo | Ciega |
| Material | Acero al carbón ced. 40 |
| ϕ Exterior | 40.64 cm |

Anexo J.

Tabla J1. Especificaciones mecánicas Evaporador.

| Evaporador | | | |
|--|-----------|-----------|-------------------|
| Capacidad térmica: 6.5 kW | | | |
| Material de las placas: Acero inoxidable 316, libre de plata y cobre | | | |
| No. de placas: 20 | | | |
| Dimensión de placas 30 x 11 cm | | | |
| Espesor de placa: 1.2 mm | | | |
| Tipo de corrugado: Chevron | | | |
| Angulo del corrugado: 30° | | | |
| Tipo de unión de placas: Electrosoldadura | | | |
| Dimensión del condensador: 30 x 11 x 10 cm | | | |
| Condiciones de Diseño | Entrada | Salida | Unidades |
| Fluido frío: Amoniaco | | | |
| Flujo másico nominal | 0.0018 | 0.0018 | kg/s |
| Temperatura | -10 (líq) | 0 (vap) | °C |
| Presión | 2.9 | 4.2 | bar |
| Densidad | 2.38 | 3.37 | kg/m ³ |
| Poder calorífico | 2.54 | 2.66 | kJ/kg-K |
| Conductividad térmica | 22.5 | 23.35 | W/m-K |
| Viscosidad dinámica | 8.75x10-6 | 9.05x10-6 | Pa-s |
| Fluido caliente: Salmuera (CaCl₂ al 20%) | | | |
| Flujo másico: nominal | 0.15 | 0.15 | kg/s |
| Temperatura | 20 °C | -7 | °C |
| Presión | 1.0 | 0.9 | bar |
| Densidad | 1009 | 1020 | kg/m ³ |
| Poder calorífico | 3.07 | 3.01 | kJ/kg-K |
| Conductividad térmica | 591.5 | 590.0 | W/m-K |
| Viscosidad dinámica | 1108x10-6 | 1306x10-6 | Pa-s |

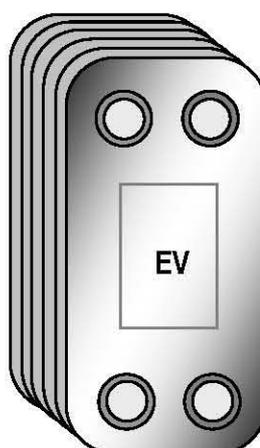
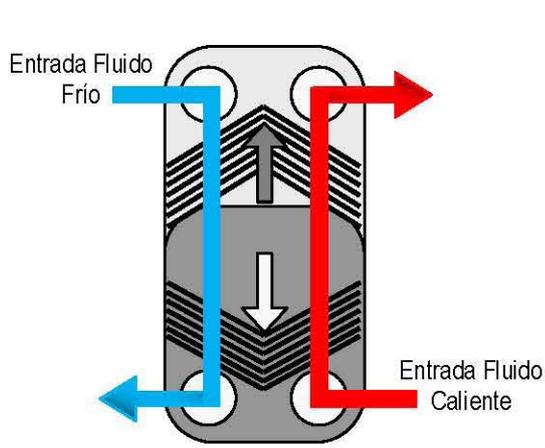


Fig. J1. Configuración de conexión del evaporador

Anexo K.**Válvula de expansión****Tabla K1. Características de la válvula de expansión.**

| Especificaciones de la válvula de expansión | |
|--|------------------------------|
| Válvula de regulación | Caudal medio, hasta Cv 0.004 |
| Material | Acero inoxidable 316 |
| Tamaño de conexión 1 | 1/4" |
| Tamaño de conexión 2 | 1/4" |
| Presión | 30 kg/cm ² |
| Conexión 1 NPT | 1/4" |
| Conexión 2 NPT | 1/4" |

Anexo L.

Características del tanque de calentamiento auxiliar y de enfriamiento.

Tabla L1. Característica del tanque de calentamiento auxiliar

| TANQUE DE ALMACENAMIENTO AUXILIAR | |
|-----------------------------------|-------------------------|
| Material | Acero al Carbón ced. 40 |
| Recubrimiento térmico | 5 cm |
| Presión de Diseño | 10 kg/cm ² |
| Altura | 115 cm |
| φ Exterior | 60 cm |
| φ interior | 50 cm |
| Configuración | Cilíndrica |
| Capacidad almacenamiento | 206 litros |

Tabla L2. Característica del tanque enfriamiento.

| TANQUE DE ENFRIAMIENTO | |
|--------------------------|-------------|
| Material | Poliéster |
| Recubrimiento térmico | De Tricapa |
| Altura | 183 cm |
| φ Exterior | 151 cm |
| Configuración | Cilíndrica |
| Capacidad almacenamiento | 1100 litros |

Anexo M.

Dimensionamiento del recipiente de almacenamiento de la solución acuosa de CaCl_2 .

Cálculos para determinar la relación HIELO - NH_3

Para formar un 27 kg de hielo

Considerando que la temperatura del H_2O en estado líquido es de 25°C y se quiere abatir hasta formar hielo a una temperatura de -10°C .

El calor a extraerse es la suma de los calores sensibles en las fases, de líquido y sólido, mas el calor de cambio de fase. Las ecuaciones que determinan el calor sensible (en la fase de líquido y sólido) y el calor de fusión son:

$$\text{Calor sensible en la fase líquida} - Q_{SL} = M_L \cdot C_L \cdot (T_i - T_f) \quad (\text{M1.1})$$

$$\text{Calor de fusión del hielo} - Q_F = M_H L \quad (\text{M1.2})$$

$$\text{Calor sensible en la fase sólida} - Q_{SS} = M_S \cdot C_S \cdot (T_i - T_f) \quad (\text{M1.3})$$

Donde:

$M_{L,S}$ = masa del líquido, sólido

$C_{L,S}$ = calor específico del líquido, sólido; 4180 J / kg K , 2090 J/kg K , respectivamente

L = calor latente de fusión del hielo; 334.72 kJ/ kg

$T_{f,i}$ = temperatura final e inicial

Sustituyendo nos queda:

$$Q_{SL} = (27 \text{ kg H}_2\text{O})(4180 \text{ J/kg K})(25^\circ\text{C} - 0^\circ\text{C}) = 2821.5 \text{ kJ}$$

$$Q_F = (27 \text{ kg de H}_2\text{O})(334.72 \text{ kJ/kg}) = 9037.44 \text{ kJ}$$

$$Q_{SS} = (27 \text{ kg H}_2\text{O})(2090 \text{ J/kg K})(0^\circ\text{C} - (-10^\circ\text{C})) = 564.3 \text{ kJ}$$

Potencia de Enfriamiento o Calor a extraer:

$$Q_H = Q_{SL} + Q_F + Q_{SS} = (2821.5 + 9037.44 + 564.3) \text{ kJ} = 12423.24 \text{ kJ} \quad (\text{M1.4})$$

Determinación de de la Masa del CaCl_2 al 20%

Para el dimensionamiento se utilizaron las propiedades de las soluciones acuosas de CaCl_2 reportadas en ASHRAE, 2005.

Donde:

$$Q = m\overline{C_p}\Delta T \rightarrow m = \frac{Q}{\overline{C_p}\Delta T} \quad (\text{M1.5})$$

Considerando una temperatura de 20 °C de CaCl₂ y considerando una temperatura de congelación de -10 °C.

$$\overline{C_p}\Big|_{20\%}^{-10^{\circ}\text{C}} = 3.035 \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}}; \quad \overline{C_p}\Big|_{20\%}^{20^{\circ}\text{C}} = 3.110 \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}};$$

Considerando una temperatura inicial de 20°C y una temperatura final de -10°C se tiene:

$$\Delta T = (T_{\text{inicial}} - T_{\text{final}}) = (20 - (-10))^{\circ}\text{C} = 30^{\circ}\text{C} \quad (\text{M1.6})$$

$$\overline{C_p}_{\text{prom}} = \frac{\overline{C_p}\Big|_{20\%}^{-10^{\circ}\text{C}} + \overline{C_p}\Big|_{20\%}^{20^{\circ}\text{C}}}{2} = 3.0725 \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}} \quad (\text{M1.7})$$

Sustituyendo en la ecuación a) nos queda:

$$Q = m\overline{C_p}_{\text{prom}}\Delta T = m = \frac{Q}{\overline{C_p}_{\text{prom}}\Delta T} = \frac{12423.24\text{kJ}}{3.0725 \frac{\text{kJ}}{\text{KgK}} * 30^{\circ}\text{K}} = 134.78\text{Kg} \quad (\text{M1.8})$$

Determinación del Volumen del CaCl₂ al 20%

Densidad:

$$\rho = \frac{m}{V}; \quad V = \frac{m}{\rho} \quad (\text{M1.9})$$

$$\overline{\rho}\Big|_{20\%}^{-10^{\circ}\text{C}} = 1197.5 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}; \quad \overline{\rho}\Big|_{20\%}^{20^{\circ}\text{C}} = 1185 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3};$$

$$\overline{\rho}_{\text{prom}} = \frac{\overline{\rho}\Big|_{20\%}^{-10^{\circ}\text{C}} + \overline{\rho}\Big|_{20\%}^{20^{\circ}\text{C}}}{2} = 1191.25 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} \quad (\text{M1.10})$$

Ahora:

Sustituyendo ecuación M1.9:

$$V = \frac{m}{\rho_{prom}} \frac{134.78Kg}{1191.25Kg/m^3} = 0.113m^3 \quad (M1.11)$$

En litros;

$$V = 113.14l$$

Aumentando un 10 % más de volumen nos queda:

$$V_T = 124.45l \text{ de Salmuera.}$$

Cálculos de la capacidad del tanque y de los recipientes

Dimensiones del Tanque actual

Largo=L=120cm;
Ancho=An=60cm;
Alto=AL=70cm;

Volumen del Tanque

$$V = L * An * AL = 504000cm^3 = 0.504m^3 = 504L \quad (M1.12)$$

Las dimensiones del Recipiente

Superior

L_{superior}=50cm;
An_{superior}=15cm;

Inferior

L_{inferior}=45.3cm;
An_{inferior}=10cm;
Alto=h=59.7cm;

Cálculos:

Área de un rectángulo

$$A=B*H$$

Para este caso

$$A_1 = L_{superior} * An_{superior} = 50 * 15 = 750cm^2 \quad (M1.13)$$

$$A_2 = L_{inferior} * An_{inferior} = 45.3 * 10 = 453cm^2 \quad (M1.14)$$

$$V = \frac{h}{3} * (A_1 + A_2 + (A_1 * A_2)^{1/2})$$

$$= \frac{59.7}{3} * (750 + 453 + (750 * 453)^{1/2}) = 35539.0275cm^3 \quad (M1.15)$$

$$V = 0.0355m^3 = 35.54\text{litros de agua} \quad (M1.16)$$

Ahora

Sabemos que la densidad del hielo y del agua no son iguales se tiene:

$$\rho_{\text{agua}} = 999.8kg/m^3;$$

$$\rho_{\text{hielo}} = 916.8kg/m^3;$$

Por lo tanto:

$$m_{\text{agua}} = m_{\text{hielo}};$$

Entonces:

$$\rho_{\text{agua}}V_{\text{agua}} = \rho_{\text{hielo}}V_{\text{hielo}} \rightarrow V_{\text{hielo}} = \frac{\rho_{\text{agua}}V_{\text{agua}}}{\rho_{\text{hielo}}} \quad (M1.17)$$

Sustituyendo queda:

$$V_{\text{hielo}} = \frac{(999.8kg/m^3) * (0.0355m^3)}{916.8kg/m^3} = 0.0387m^3 \text{ de hielo}$$

$$V_{\text{Totalaocuar}} = V_T + 3 * V = 124.45 + 2 * (35.54) = 195.53 \quad (M1.18)$$

$$V_{\text{Sobrado}} = V_T - V_{\text{Totalaocuar}} = 504 - 195.53 = 308.47l \quad (M1.19)$$

Por lo tanto al recipiente de salmuera solo se le va a llenar con una cantidad de 195.53 litros, por lo que se puede rediseñar con las siguientes dimensiones.

L=70, An=60, AL=70. Esto para facilitar el proceso de producción de hielo.

Anexo N.

Especificaciones de los sensores de medición de flujo y de nivel.

Tabla N1. Especificaciones del medidor de flujo de agua.

| ASAMETRO G6-2800/38 | |
|----------------------------------|----------------------------|
| Fluido | H ₂ O (líquido) |
| Flujo máximo y mínimo | 0.16-1,6 m ³ /h |
| Temperatura de funcionamiento | 20 °C |
| Limites de temperaturas | -10°C/+150°C |
| Presión máxima | 16 bar |
| Delta de presión | 110 mbar |
| Peso específico | 1 kg/l |
| Configuración | PN 16 DN 25 UNI EN 1092-1 |
| Entrata | Verticale |
| Salida | Verticale |
| Material y medida del tubo | inox AISI 316 |
| Material del flotador | inox AISI 316 |
| Partes en contacto con el fluido | inox AISI 316 |
| Longitud | 80 mm. |
| Precisión | ±1% |
| Protector | Aluminio |
| Grado de precisión | IP 67 |
| Trasmisor | Microprocesador |
| Pantalla | LCD, 8 cifras |
| Alimentación | 24 V dc ± 10% |
| Señal de entrada | 4-20 mA |



Fig. N1 Vista del medidor de flujo de agua.

Tabla N2. Especificaciones del medidor de flujo de amoniaco.

| ASAMETRO L6-2600/38/B | |
|----------------------------------|------------------------------|
| Fluido | Amoniaco (gas) |
| Flujo máximo y mínimo | 0.002-0.02 m ³ /h |
| Temperatura de funcionamiento | 20 °C |
| Limites de temperaturas | -10°C/+160°C |
| Presión máxima | 16 bar |
| Delta de presión | 57 mbar |
| Peso específico | 0.718 Kg/nm ³ |
| Configuración | PN 16 DN 15 UNI EN 1092-1 |
| Entrada | vertical |
| Salida | vertical |
| Material y medida del tubo | inox AISI 316 |
| Material del flotador | inox AISI 316 |
| Partes en contacto con el fluido | inox AISI 316 |
| Longitud | 60 mm. |
| Precisión | ± 2% |
| Protector | aluminio |
| Grado de precisión | IP 65 standard |
| Trasmisor | Microprocesador |
| Pantalla | LCD, 8 cifras |
| Alimentación | 24 V dc ± 10% |
| Señal de entrada | 4-20 mA |



Fig. N2. Vista del medidor de flujo de gas.

Tabla N3. Especificaciones del medidor de flujo de salmuera.

| ASAMETRO G6-2800/38/T | |
|----------------------------------|----------------------------|
| Fluido | Salmuera al 20% (líquido) |
| Flujo máximo y mínimo | 0.14-1.4 m ³ /h |
| Temperatura de funcionamiento | -15 °C |
| Limites de temperaturas | -30°C/+200°C |
| Presión máxima | 16 bar |
| Delta de presión | 140 mbar |
| Peso específico | 1.19 Kg/l |
| Configuración | PN 16 DN 25 UNI EN 1092-1 |
| Entrada | Vertical |
| Salida | Vertical |
| Material y medida del tubo | inox AISI 316 |
| Material del flotador | inox AISI 316 |
| Partes en contacto con el fluido | inox AISI 316 |
| Longitud | 80 mm. |
| Precisión | +/- 1% v.fs. |
| Protector | Aluminio |
| Grado de precisión | IP 67 |
| Trasmisor | Microprocesador |
| Pantalla | LCD, 8 cifras |
| Alimentación | 24 V dc ± 10% |
| Señal de entrada | 4-20 mA |



Fig. N3 Vista del medidor de flujo de salmuera.

Tabla N4.

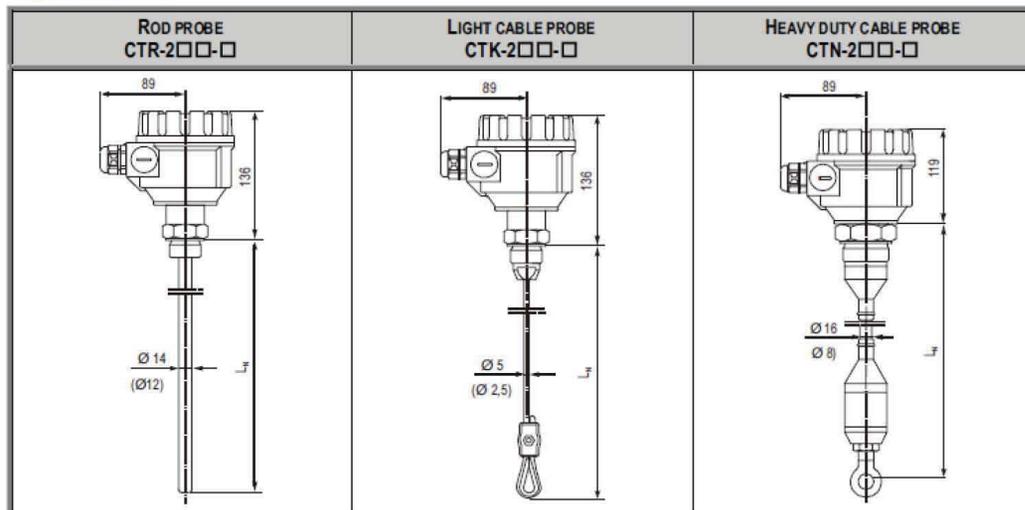
Especificaciones del medidor de nivel

TECHNICAL DATA

| TYPE | | ROD PROBE CTR-2□□-□ | CABLE PROBES CTK-2□□-□ | HEAVY DUTY CABLE PROBES CTN-2□□-□ |
|---|--------------------|---|---|--|
| Range | | 0.2 ... 3 m | 1 ... 20 m | |
| Material of wetted parts | Process connection | Stainless steel (DIN 1.4571) | | |
| | Probe | Partly or fully PFA coated steel St. St. DIN 1.4301 | Partly or fully FEP coated steel cable | Partly or fully PE coated steel cable |
| Housing material Aluminum casting or plastic (PBT glass fibre reinforced, flame retardant) | | | | |
| Medium temperature* | | - 30 °C... + 200 °C | | -25 °C ... + 80 °C |
| Medium pressure* | | max. 4 MPa (40 bar) +20°C | | 16 bar |
| Ambient temperature* -25 °C ... + 70 °C | | | | |
| Mechanical strength | | - | 7.7 kN | 45 kN |
| Saturation capacitance of the coated probe | | ~600 pF/m | ~200 pF/m | ~600 pF/m |
| Output 4 ... 20 mA, two wire (3,9 ... 20,5 mA) | | | | |
| Voltage output for checking output current Voltage measurement on a serial resistor: 1 mV / 1 mA | | | | |
| Digital communication HART** | | | | |
| Display (on plug in module SAP-202**) 6 digits, 7 mm size LCD | | | | |
| Measurement range 0 pF ... 5 nF | | | | |
| Minimum transmittance range of capacitance (min. SPAN) 10 pF, or 10% | | | | |
| Damping 3 s, 10 s or 60 s | | | | |
| Fault indication By blinking of the COM and the VALID LEDs and by change of the output current to 3.8 mA or to 22 mA (selectable) | | | | |
| Transmitter voltage/power supply 12 ... 36 V DC max. 22 mA / 48 ... 800 mW | | | | |
| Load resistance (max.) | | $R_{tmax} = \frac{U_t - 12V}{0,02A}$ Where U_t is the supply voltage. (For HART interface R_{tmin} : 250 Ohm) | | |
| Accuracy ± 0.3 % | | | | |
| Temperature coefficient ± 0.02% / °C | | | | |
| Electrical connection Pg 16 or M 20 x 1.5 for cables Ø 8 mm ... Ø 15 mm, or Ø 6 mm ... 12 mm, in Ex version for cables Ø 9.5 mm ... Ø 10 mm | | | | |
| Process connection | | 1", 1 1/2" NPT or BSP | | 1 1/2" NPT or BSP |
| Ingress Protection IP 67 | | | | |
| Electrical protection | Normal version | Class III | | |
| | Ex version, ATEX | Limited overload power circuit Ex protection mark: II 1G EEx ia IIB T6 Ex power supply: $U_{max} = 30 V$ $I_{max} = 80 mA$ $P_{max} = 0.8 W$ | | |
| Mass | | 2.3 kg with 0.5 m probe | 1.9 kg with 3 m probe | 4.5 kg with 3 m probe |

* See derating diagrams and temp. classification chart ** Under development

DIMENSIONS



Anexo Ñ.

Tabla Ñ1. Ecuaciones características de los sensores de temperatura y presión

| ECUACIONES DE LOS SENSORES DE TEMPERATURA | |
|--|------------------------|
| TE1 | $Y = 0.2534X - 253.21$ |
| TE2 | $Y = 0.2545X - 254.58$ |
| TE5 | $Y = 0.2516X - 251.28$ |
| TE7 | $Y = 0.2514X - 251.03$ |
| TE8 | $Y = 0.2513X - 250.84$ |
| TE9 | $Y = 0.2520X - 251.69$ |
| TE10 | $Y = 0.2506X - 250.11$ |
| TE11 | $Y = 0.2516X - 251.25$ |
| TE12 | $Y = 0.2507X - 250.28$ |
| TE13 | $Y = 0.2565X - 257.21$ |
| TE14 | $Y = 0.2621X - 263.58$ |
| TE25 | $Y = 0.2563X - 257.26$ |
| TE18 | $Y = 0.2514X - 250.92$ |
| TE19 | $Y = 0.2524X - 252.17$ |
| TE20 | $Y = 0.2536X - 253.33$ |
| TE21 | $Y = 0.2517X - 251.38$ |
| TE22 | $Y = 0.2520X - 251.74$ |
| TE23 | $Y = 0.2528X - 253.21$ |
| TE26 | $Y = 0.2521X - 251.95$ |
| TE27 | $Y = 0.2522X - 251.93$ |
| TE26A | $Y = 0.2522X - 252.04$ |
| TE27A | $Y = 0.2511X - 250.75$ |
| TE26B | $Y = 0.2535X - 253.96$ |
| TE27B | $Y = 0.2536X - 254.02$ |
| ECUACIONES DE SENSORES DE PRESIÓN | |
| P1 | $Y = 2.1531X - 8.564$ |
| P3 | $Y = 2.1654X - 8.6561$ |
| P4 | $Y = 2.1544X - 8.579$ |

BIBLIOGRAFIA

1. A. F. Salinas, I. Pilatowsky, "Estudio de las reacciones heterogéneas sólido-gas cloruro de calcio-amoniaco y su aplicación en ciclos termodinámicos, caso particular: cloruro de calcio amoniaco". **Memorias de la XVII Reunión Nacional de ANES**, Colima, 250-255, 1993.
2. Agencia Internacional de la Energía, 2010.
3. ASHRAE HANDBOOK FUNDAMENTALS, 2005
4. B. Spinner, Pompes de chaleur basée sur la réaction reversible entre un gaz et un solide ou un liquide ou une solide saturée. **Resents Progrés en Genie des Procédé**. 2, 222, (1988).
5. B. Spinner, Les transformateurs thermochimiques a ammoniac. **Proceeding of the symposium : Solid Sorption Refrigeration**. Paris 1992. Pp. 145-152.
6. C. Dueñas, I. Pilatowsky, "Análisis termodinámico de un refrigerador solar termoquímico cloruro de bario-amoniaco, para la producción de hielo", **Memorias de la XX Reunión Nacional de ANES**, Jalapa, 413-418, 1996.
7. C. Rammelsberg "Ueber brommetalle und ihre verbindungen mit ammoniac" Pogg. Ann, 55, p. 238 (1842).
8. C.P. Gupta., C.P. Sharma, et R.K. Mehrota, Thermodynamic properties of solutions of sodium thiocyanate in liquid ammonia and their vapors. **Communication B1. 17 Institute International du Froid**.
9. D.I. Tchernev, Solar air conditioning and refrigeration systems utilizing zeolites, Utilization of solar energy for refrigeration and air conditioning, **Refrigeration Science and Techonology**, Paris, 1982, pp. 205-211.
10. D.I. Tchernev, Solar energy Application of Natural Zeolite, *and its use*, Pergamon Press, 1978, pp 479-484.
11. D.I. Tchernev, Solar Energy Cooling with Zeolites, **Proc. Of the NSF/RANN Solar colector Workshop**., New York, 1974, pp 262.
12. E. A. Farber, Desing and performance of a compact solar refrigeration system, Paper presented at the International Solar Energy Society Conference, Melbourne, (1970).
13. F. Boissonnet, I. Pilatowsky, G. Hostache, Production de Glace Grace a une machine a Ejecto-compresion Alimentée par l'Energie Solaire. **Proceedings of the Meeting of International Institute of Refrigeration**. 163-168, Israel, 1982.
14. F. Boissonnet, I. Pilatowsky, G. Poudroux, Producción de hielo con energía solar utilizando el sistema de eyecto-compresión. **Memorias de la III Reunión Latino Americana y V Reunión Nacional de energía Solar**, 130-134, México, 1981.
15. F. Eugene Megyesy, Manual de recipientes a presión diseño y cálculo
16. F. Lemmini, Contribution a l'etude de la refrigeration solaire par adsorption. Simulation numerique du stockage de froi sur une anneé. **These pour obtenir le grade de Doctor D'Etat es Sciences Physique**. Universite Mohamed V Rabat. Maroc. (1990).
17. F. Meunier, B. Mischler, Solar cooling trough cycles using microporous solid adsorption, **Sun II**, Pergamon Press, 1979, pp. 676-680.

18. F. Meunier, Etude des couples adsorbant-solide-refrigerante liquide. **EEC report EUR 7708**. Fr.
19. F. Meunier, La refrigeration solar, **Solar Energy Conversion and Application**, Edition du C.N.R.S., Paris, pp. 689-708.
20. F. Meunier, Ph Grenier, J.J. Guillemot, M. Pons, Solar powered refrigeration using intermittent solid adsorption cycles. **Internal paper, Campus Universitaire**, Orsay, France February (1986).
21. F. Stoecker, Refrigeración y acondicionamiento de aire, **McGraw-Hill**, México (1978).
22. F. Trombe, M. Foex, The production of cold by means of solar radiation, **Journal of Solar Energy Science and Engineering**, Vol 1. January, (1957)
23. G. Crozat, S. Mauran, Revue Générale de Thermique, 311 (1987), 605.
24. G. L. Blytas, F. Daniels, Concentrate solutions of Nasch in liquid ammonia ; solubility , density, vapor pressure, viscosity , thermal conductance, heat of solution and heat capacity. **Journal of the American Chemical Society**, 84, 7, 1075 (1962).
25. G. L. Blytas, J.K. Kertesz et F. DANIELS, Concentrated solutions in liquid ammonia : solubility of NaNO_3 and KBr and other salts ; vapor pressures of $\text{LiNO}_3 - \text{NH}_3$ solutions., **Journal American Chemical Society**, 84, 1083, (1962).
26. G.F. Hutting, "Über die verbindungen von ammoniac mit metalischem calcium, strontium und barium" *Ebenda*, 114, p. 241, (1920).
27. I. Pilatowsky y Colaboradores. Métodos de Producción de Frio. **Universidad Nacional Autonoma de México** , 1993 pp. 5.12-5.14.
28. I. Pilatowsky, Sonntlan, Sistema habitacional Urbano en Mexicali. Primeros resultados experimentales. **Instituto SEDUE**, 1-51, México, 1985.
29. I. Pilatowsky, A.F. Salinas, "Sistema de refrigeración solar, sólido-gas, cloruro de calcio-amoniaco, para la conservación de medicamentos. Parte I : Diseño, construcción e instrumentación". **Memorias de la XVII Reunión Nacional de ANES**, Colima, 260-264. 1993.
30. I. Pilatowsky, D. Bodiot, "Refrigeration solaire par absorption, le systeme Chlorure de calcium-methylamine" **Memorias del Colloque International sur les chauffage de Gaz**, Francia, 324-332, 1979.
31. I. Pilatowsky, E. Geffroy, G. Osco, O. de la Torre, J.I. Hernandez, Evaluación de un prototipo experimental de un refrigerador intermitente por absorción amoniaco-agua. **Memorias de la VIII Reunión Nacional de Energía Solar**, 51-55, Ciudad Madero, 1984.
32. I. Pilatowsky, H. Guerrero, "Bomba de calor termoquímica operada con energía solar. Análisis termodinámico de las reacciones cloruro de calcio-monometilamina y monometilamina-cloruro de manganeso-cloruro de calcio", **Memorias de la VI reunión nacional de ANES**, La Paz, BCS, 127-131, 1982.
33. I. Pilatowsky, J.L. Hernández, A. Miranda, "Diseño de un sistema de refrigeración solar por absorción cloruro de calcio-monometilamina para la climatización de escuelas rurales", **Memorias de la VI Reunión Nacional de ANES**, LA Paz, BCS, 122-126, 1982.
34. I. Pilatowsky, M.Sokolov, C. Estrada, Diseño de un refrigerador de 100 kg. De hielo utilizando un ciclo de Ejecto-Compresión. **Memorias de la II**

- Conferencia Internacional de Refrigeración, Climatización y energía no Convencional.** RECLIEN 92, 93-106, Habana, Cuba (1992).
35. I. Pilatowsky, O. perez, P. Kleinemeier, F. Haberda, Proyecto Sonntla. Producción de hielo con energía solar. Primeros resultados experimentales. **Memorias del V Congreso Latino Americano de Energía Solar.** E135-E146, Valparaiso, Chile, 1986.
 36. I. Pilatowsky, P. Kleinemeier, Sonntlan, Evaluación del sistema de enfriamiento por absorción Amoniaco-Agua, **La Revista Solar**, No 11-12, pp 10-15, ANES, México, 1986.
 37. I. Pilatowsky, R. Best, "Análisis termodinámico del sistema cloruro de calcio-monometilamina para el acondicionamiento de aire utilizando energía solar". **Memorias de la tercera reunión latinoamericana y V reunión nacional de ANES**, 139-143, México, 1981.
 38. I. Pilatowsky, R. Best, "Diseño de un refrigerador solar para la conservación de medicamentos en zonas aridas", **Memorias de AICHE-IMIQ, Joint meeting y XX Convención Nacional del IMIQ**, 1-15, México, 1980.
 39. I. Pilatowsky, R. Best, "Etude de la utilization du chlorure de calcium-ammoniaque dans un systeme de refrigeration solaire par absorption" **Proceedings of the meeting of tje international institute of refrigeration**, 163-168, Israel, 1982.
 40. I. Pilatowsky, R. Martínez, R. Best, "Almacenamiento termoquímico de la energía solar a baja temperatura utilizando reacciones heterogeneas reversibles cloruro de calcio-monometilamina", **Memorias de la VII Conferencia Inter-Americana de Materiales**, 307-312, México, 1981.
 41. J. Bonnefoi "Combinaisons des sels haloides du lithium avec l' ammoniac et les amines" Ann. de Chim. et Phys., 23, 317, (1901).
 42. J. Bougar, The state of art of solar driven sorption refrigeration machines. 1990
 43. J. C. V. Chinnappa, Perfomance of an Intermittent Refrigerator Operated by a flat plat collector. , Solar Energy, Vol. 6, 1962, pp. 143-150.
 44. J. Rivera, "Instrumentación" (2007).
 45. J.C.V. Chinnappa, Experimental study of the intermittent vapour absorption refrigeration cycle employing the refrigerant-absorbant system of ammonia - water and ammonia - lithium nitrate, **Solar Energy** , vol. 5 , 1-18 (1961).
 46. J.C.V. Chinnappa, V.A. Martin, Dual mode operation by solar energy of ammonia - water two-etage cycle. A comparative study. **Solar Energy**, 18. 337-342.(1975).
 47. J.J. Guilleminot, F. Meunier, Etude experimentale d'une glaciere solaire utilisant le cycle zeolithe 13X-Eau., **Rev. Gen. Therm. Fr.**, Vol. 239, 1988, pp. 825-834.
 48. J.J. Guilleminot, F. Meunier., B. Mischler., Etude de cycles intermittents a adsorption solide pour la refrigeration solaire, **Rev. Phys. Appl.**, Vol 15, 1980, pp. 441-452.
 49. K. Van Passen, Delft University of thechnology - private communication.
 50. M. Baeza, I. Pilatowsky, M. A. Rivera, "Análisis térmico de un sistema de refrigeración por absorción sólido-gas, cloruro de calcio-monometilamina operado con energía solar", **Memorias de la XIX Reunión Nacional de ANES**, La Paz, BCS, 469-472, 1995.

51. M. Balan, A. Roca et B. Spinner, Procédé de conduit d'une réaction d'absorption on desorption entre un gaz et un solide. **Brevet FR 8712389** (17 september 1987).
52. M. Eisenstadt, F. M. Flanigan, E.A. Farber, Solar air-conditionig with an ammonia-absortion refrigeration system, **Engineering Progress at the University od Florida**, February, (1960).
53. M. Pons, J.J. Guilleminot, **J.S.E.E**, Vol.108, 1986, pp. 332-337.
54. Manual de refrigeración y aire acondicionado 1987.
55. Ph. Grenier, J.J. Guilleminot, F. Meunier, M. pons, Solar power solid adsorption cold store. **Journal of Solar Energy Enginnering.**, Vol. 110,1988,pp.192-197.
56. Ph. Grenier, J.J. Guilleminot, I. Ismael, M. Pons, International Institute of refrigeration, Paris Congress (1983), Vol. 2, pp. 353-361.
57. Plank R. and J. Kuprianov , Die kleinkaltemaschine. **Spriger-Verlag**, Berlin (1960).
58. R. Best, I. Pilatowsky, "Refrigerated Storage of apples utilizing a hibrid conventional / calcium chloride-monomethylamine solar powered system", **Memorias del Second International Symposium on a appropriated technology for developing countries. Agriculture, Rural Energy and Development.** 465-473, USA, Ganapathy, R. S., Edt. Ann Arbor, MI : University of Michigan, 1981.
59. R. Dorantes, C. A. Estrada, I. Pilatowsky, Mathematical simulation of a solar ejector-compression refrigeration system. **Applied Thermal Engineering.** (en edición).
60. R. E. Critoph, Perfomance limitation of adsortion cycles for solar cooling. **Solar Energy**, Vol.41, No 1, pp. 21-31, 1988.
61. R. E. Critoph, **Proc. IOP, RSC. Conf. Porosity in Carbons**, Bath, England, (8), September 1987.
62. R. E. Critoph, Refrigeration in developing countries- The renewable option.
63. R. H. B. Exell, S. Kornakoo, A Village - size solar refrigerator. **Asian Institute of Technology. Research Report No 172.**
64. R. H. B. Exell, S. Kornakoo, Desing and testing of a solar powered refrigeration. , **Asian Institute of Technology. Research Report No 126.**
65. R. H. B. Exell, S. Kornakoo, The development of a solar powered refrigerator for remote village, **Solar World Forum** , Pergamon Press, 1982, pp. 1049-1053.
66. R. Hartoulari et L.C Dufour, "Réactivité des systemés sels métalliques-ammoniac-amoniacates. III- Etude cinétique comparative de l' evolution des systemés, S1-NH3; S2-NH3-S3; S1-NH4-S3 (S1=LiBr, NH3, S2=LiBr, 2NH3, S3=LiBr, 3NH3" Bulletin de la Société Chimique de France, 11, 2923-2926, (1973).
67. R. Hartoulari et P. Barret, "Mise au point, étude des réactions entre l' ammoniac et les sels métalliques" Extrait du bulletin de la Société Chimique de France, 1849-1867, (1960).
68. R. Hartoulari, Étude de réactions entre l'ammoniac et les sels métalliques. **Bull. Soc. Chim. F.**, 10, 1849. (1960).
69. R. J.Dossat, Principles of refrigeration 1961,

70. R. K. Chari, An investigation of the use of solar energy for absorption refrigeration, **M.S Thesis Department of Mechanical Engineering**, University of Florida. (1958).
71. R. K. Swartman, Survey of absorption refrigeration Systems, Heliotechnology and development, **Procc, of the International Conf. Dhahran, Saudi Arabia**, pp. 71 (1975).
72. R. K. Swartman, V. H. HA, Perfomance of a solar refrigeration system using ammonia-sodium thiocyanate. **ASME, winter annual meeting** , November 26-30, New York (1972).
73. R. K. Swartman, V. HA, C. Swaminathan, Comparation of ammonia+water and ammonia+NaSCN as the refrigerant - absorbent in a solar refrigeration system. **Solar Energy**. Vol. 17, 1975, pp. 123-129.
74. R. Dorantes, C. Estrada, I. Pilatowsky, M. Sokolov, Simulación matemática del comportamiento térmico de un sistema de refrigeración por eyecto-compresión. **Memorias de la XVIII Reunión Nacional de Energía Solar**, Hermosillo, Sonora, 1994.
75. R.M. Buffington, "Absortion refrigeration with solid absorbents" Refrigerating Engineering. tome 26, Septembre, p. 137 (1933).
76. S. Argent, et W.A. Beckman, Theoretical perfomance of an ammonia sodium thiocyanate intermittenent absorption refrigeration cycle. **Solar Energy**, vol. 2, 2, 137-146. (1968).
77. S. Mauran, P. PradeS, F. L'Haridon, Tranferts de chaleur et de masse en milieux réactifs consolidés pour systemes thermodynamiques. **Proceeding of the symposium: Solid Sorption Refrigeration**. Paris (1992) pp. 239-245.
78. T. Oniga, Absorption cooling unit with fixed coloidal reflector, **Session III D of the United Nations Conference on New Energy Sources**, Rome, Italy, August, (1961)
79. U. Rockenfeller, System for low temperature refrigeration and chill storage using ammoniated complex compounds, **US Patent 4848994**. (Feb. 29, 1988).
80. W. Biltz "Beiträge zur systematischen verwandts chafteslehre XXIV. Uber das vermögen kristallisierter salze, ammoniac zu binden" Z. Anor. Chem, 130, p 93, (1923).
81. W. F. Stoecker, L.D.Reed, Effect of operating temperatures on the coefficient of perfomance of H₂O-NH₃ refrigerating systems, **ASHRAE Trans.** 77, 163, (1971).
82. W. Hansen, "Uber die amoniakate der alkalihalo-genide" ebenda, p. 1, 127 (1923).
83. W. Melh, "Die thermischen eigenschaften Verschiedener zwistoffsysteme in hinblick auf ihre verwendung in absorptions kältemeschinen", Zeitschrift für die Gesamte Kälte-industrie, 11, heft, 41, Jahrgang 186-190, (1934).
84. W.W.S. Charter., W.D. Chen, Some Desing aspect of Air solar Powered LiBr - H₂O. Absorption Cycle Air Conditionig System, **Sun II, Pergamon Press**, 1979, pp. 725-728.