



UNIVERSIDAD NACIONAL
AVENIDA DE
MEXICO

UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO

**PROGRAMA DE MAESTRÍA Y DOCTORADO EN
INGENIERÍA**

CENTRO DE INVESTIGACIÓN EN ENERGÍA

**APLICACIÓN DE TÉCNICAS DE AUTOMATIZACIÓN Y
CONTROL PARA SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN SOLAR**

T E S I S
QUE PARA OPTAR POR EL GRADO DE:

DOCTOR EN INGENIERÍA
(AREA ENERGÍA)
P R E S E N T A:

CÉSAR GARCÍA ARELLANO

TUTOR:
DR. OCTAVIO GARCÍA VALLADARES

2011





Universidad Nacional
Autónoma de México



UNAM – Dirección General de Bibliotecas
Tesis Digitales
Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS ©
PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

Todo el material contenido en esta tesis 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.



Universidad Nacional
Autónoma de México



UNAM – Dirección General de Bibliotecas
Tesis Digitales
Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS ©
PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

Todo el material contenido en esta tesis 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. Roberto Best y Brown |
| SECRETARIO | Dr. Octavio García Valladares |
| VOCAL | Dr. Rubén J. Dorantes Rodríguez |
| 1er. SUPLENTE | Dr. Wilfrido Rivera Gómez Franco |
| 2do. SUPLENTE | Dr. Rosenberg J. Romero Domínguez |

Centro de Investigación en Energía – UNAM

Director de Tesis



Dr. Octavio García Valladares

*Con todo mi amor para Paolo César y Sandy...
Los adoro, son la razón de mi vida
¡Gracias por llenar mi vida de felicidad!*

AGRADECIMIENTOS

Quiero expresar mi agradecimiento, al comité revisor por sus valiosas sugerencias para el desarrollo de este trabajo.

Dr. Octavio García Valladares
Dr. Roberto Best y Brown
Dr. Wilfrido Rivera Gómez Franco
Dr. Rubén José Dorantes Rodríguez
Dr. Rosenberg Javier Romero Domínguez

Muy en especial quiero agradecer al Dr. Octavio García Valladares por haber dirigido este trabajo, por el gran apoyo brindado durante todo el tiempo de estudio y por su paciencia.

A mi amigo el Dr. Víctor Hugo Gómez Espinoza, por todo el tiempo y apoyo en la parte experimental dedicado a este trabajo.

Al Dr. Jorge Hernández Gutiérrez, por sus valiosos consejos.

Al Consejo Nacional de Ciencia y Tecnología (CONACYT) por la beca otorgada para la realización de los estudios de doctorado.

A la coordinación del posgrado UNAM y de docencia del CIE. Sobre todo a Cristina Brito y Lourdes Araujo por su apoyo en los trámites administrativos

A todos los compañeros del CIE-UNAM, por hacer de mi estancia en el laboratorio una de las mejores etapas de mi formación profesional.

Un agradecimiento muy especial a mis Padres y mis hermanos, que siempre han estado conmigo apoyándome en todo momento, no tengo palabras para agradecerles todo... los quiero mucho, mil gracias.

ÍNDICE

| | Pag. |
|---|-------------|
| RESUMEN | <i>i</i> |
| LISTA DE FIGURAS | <i>x</i> |
| LISTA DE TABLAS | <i>xiv</i> |
| NOMENCLATURA | <i>xv</i> |
| | |
| I. INTRODUCCIÓN | <i>1</i> |
| II. ANTECEDENTES | <i>4</i> |
| GENERALIDADES DE LOS CICLOS TERMODINÁMICOS APLICADOS A REFRIGERACIÓN | <i>4</i> |
| <i>El Ciclo de Carnot</i> | <i>5</i> |
| LA REFRIGERACIÓN MECÁNICA | <i>8</i> |
| <i>Ciclo de refrigeración por compresión</i> | <i>8</i> |
| LA REFRIGERACIÓN ALTERNATIVA | <i>9</i> |
| <i>El ciclo básico de refrigeración por absorción</i> | <i>10</i> |
| <i>Sistemas continuo e intermitente de refrigeración por absorción</i> | <i>13</i> |
| ACERCA DE LOS SISTEMAS DE AUTOMATIZACIÓN Y CONTROL | <i>14</i> |
| <i>El objetivo de los sistemas de automatización y control</i> | <i>15</i> |

| | |
|---|----|
| CONTROL DE SISTEMAS FÍSICOS | 16 |
| <i>Control físico de los sistemas de refrigeración</i> | 16 |
| <i>Control inicial de los equipos de absorción</i> | 18 |
| MEDICIÓN DE CAUDAL | 19 |
| III. JUSTIFICACIÓN | 21 |
| IV. OBJETIVOS DEL PROYECTO | 24 |
| <i>Objetivos específicos</i> | 24 |
| | |
| CAPÍTULO 1. CICLOS DE REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN | 26 |
| 1.1. EL POTENCIAL DE LOS SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN NO CONVENCIONALES | 26 |
| 1.1.1. <i>Ciclo de simple efecto</i> | 26 |
| 1.1.2. <i>Ciclo de doble efecto de alta eficiencia</i> | 27 |
| 1.1.3. <i>El ciclo GAX</i> | 27 |
| 1.2. SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN CONTINUOS | 29 |
| 1.2.1. <i>Descripción del sistema experimental por absorción continuo avanzado GAX del CIE</i> | 29 |
| 1.2.2. <i>Descripción operativa del ciclo GAX del CIE</i> | 30 |
| 1.3. SISTEMAS REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN INTERMITENTES | 32 |
| 1.3.1. <i>Descripción del sistema experimental de refrigeración solar intermitente por absorción del CIE.</i> | 34 |
| 1.3.2. <i>Descripción operativa del sistema de refrigeración solar intermitente por absorción del CIE</i> | 34 |
| | |
| CAPÍTULO 2. GENERALIDADES DEL CONTROL DE SISTEMAS Y LA INSTRUMENTACIÓN DE LOS CICLOS | 36 |
| 2.1. PRINCIPIOS BÁSICOS DE CONTROL Y AUTOMATIZACIÓN | 36 |

| | | |
|---|---|----|
| 2.1.1. | <i>Objetivo primordial del control de sistemas</i> | 37 |
| 2.1.2. | <i>El control de sistemas aplicado a los equipos de refrigeración</i> | 38 |
| 2.1.3. | <i>El control aplicado a los sistemas de refrigeración por absorción</i> | 38 |
| 2.1.4. | <i>Control inicial de los equipos de absorción</i> | 39 |
| 2.2. | CRITERIO DE SELECCIÓN DE LOS INSTRUMENTOS DE CONTROL | 42 |
| 2.3. | ESTABILIDAD OPERACIONAL DEL SISTEMA POR MEDIO DE LA MODULACIÓN DE LA CARGA TÉRMICA APLICADA AL GENERADOR | 45 |
| 2.4. | INSTRUMENTOS INSTALADOS PARA LA ESTABILIDAD OPERACIONAL DEL SISTEMA GAX | 47 |
| 2.5. | REGULACIÓN DEL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN SOLAR INTERMITENTE POR ABSORCIÓN | 49 |
| CAPÍTULO 3. DESARROLLO DE UN MEDIDOR TÉRMICO DE FLUJO MÁSIKO DE BAJO COSTO | | 55 |
| 3.1. | CONTROL POR MEDIO DE FLUJO | 55 |
| 3.2. | GENERALIDADES DE LA MEDICIÓN DE FLUJO | 56 |
| 3.3. | DESCRIPCIÓN DEL PRINCIPIO DE OPERACIÓN DEL MEDIDOR DE FLUJO | 57 |
| 3.4. | MODELO MATEMÁTICO DEL MEDIDOR EXPERIMENTAL DE FLUJO MÁSIKO | 59 |
| 3.4.1. | <i>Solución numérica para el desarrollo del medidor experimental de flujo másico</i> | 60 |
| 3.5. | DISEÑO DEL MEDIDOR EXPERIMENTAL DE FLUJO MÁSIKO | 61 |
| 3.5.1. | <i>Construcción del medidor experimental de flujo másico</i> | 64 |
| 3.5.2. | <i>Funcionalidad del medidor experimental de flujos másicos</i> | 68 |
| 3.6. | VALIDACIÓN EXPERIMENTAL DEL MEDIDOR DE FLUJO MÁSIKO | 69 |
| 3.7. | EXACTITUD Y COSTO DEL MEDIDOR DE FLUJO MÁSIKO EXPERIMENTAL COMPARADO CON MEDIDORES DE FLUJO COMERCIALES | 76 |

| | |
|---|-----|
| CAPÍTULO 4. TEORÍA DE CONTROL USADA | 78 |
| 4.1. ANTECEDENTES DEL CONTROL EN SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN | 78 |
| 4.2. ELECCIÓN DE ESTRATEGIA DE CONTROL | 80 |
| 4.2.1. <i>Los sistemas dinámicos y su aproximación lineal</i> | 81 |
| 4.3. FUNCIONES DE TRANSFERENCIA | 83 |
| 4.3.1. <i>Retardo en la acción de respuesta de un sistema</i> | 83 |
| 4.3.2. <i>Señales útiles en el estudio de la respuesta dinámica de un sistema</i> | 84 |
| 4.4. ORDEN DE UN SISTEMA PARA EL ANÁLISIS EN EL TIEMPO | 88 |
| 4.4.1. <i>Los sistemas de primer orden</i> | 88 |
| 4.4.2. <i>Los sistemas de segundo orden</i> | 88 |
| 4.4.3. <i>Retraso en la acción de respuesta de un sistema de segundo orden</i> | 92 |
| 4.5. RESPUESTA EN EL TIEMPO | 95 |
| | |
| CAPÍTULO 5. ANÁLISIS TEÓRICO EXPERIMENTAL DEL SISTEMA CONTROLADO | 97 |
| 5.1. SIMULACIÓN DEL CICLO DE ABSORCIÓN | 97 |
| 5.1.1. <i>Simulación de la respuesta en el tiempo de la corriente de enfriamiento del sistema GAX trabajando a carga parcial</i> | 99 |
| 5.1.2. <i>Respuesta dinámica del refrigerante en el evaporador</i> | 100 |
| 5.1.3. <i>Inversa de Laplace para el evaporador del sistema de refrigeración GAX del CIE</i> | 102 |
| 5.2. SIMULACIÓN DE LA RESPUESTA DINÁMICA DE LAS CORRIENTES REFRIGERANTES EN EL EVAPORADOR DEL GAX PARA LOS DATOS DE DISEÑO | 104 |
| 5.3. ANÁLISIS EXPERIMENTAL DE LA RESPUESTA TRANSITORIA | 108 |
| 5.3.1. <i>Estabilización de la planta experimental</i> | 108 |
| 5.3.2. <i>Ganancia térmica experimental</i> | 111 |

| | |
|---|------------|
| 5.4. COMPARACIÓN DE LOS RESULTADOS EXPERIMENTALES CON LA SIMULACIÓN | <i>113</i> |
| 5.5. CONTROL TÉRMICO DEL EVAPORADOR EN FUNCIÓN DE LA TEMPERATURA DE GENERACIÓN | <i>119</i> |
| 5.5.1. <i>Comportamiento del COP del sistema de refrigeración GAX</i> | <i>122</i> |
| CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES | <i>125</i> |
| BIBLIOGRAFÍA | <i>130</i> |
| ANEXO A | <i>137</i> |

RESUMEN

En el presente trabajo se presenta la aplicación de técnicas de automatización y control aplicadas a un sistema de refrigeración solar por absorción (ARS) avanzado tipo GAX, del Centro de Investigación en Energía de la UNAM; con la finalidad de caracterizar y obtener experimentalmente los parámetros que condicionan el comportamiento dinámico de este tipo de sistemas.

Los sistemas de refrigeración por absorción (ARS) son sistemas altamente no lineales ya que presentan oscilaciones en la respuestas de sus componentes debido a diversos factores como pueden ser las inercias térmicas. El análisis de estos sistemas es complejo, sobre todo la respuesta en transitorio. En este trabajo se presenta la predicción de la respuesta del evaporador del sistema ARS tipo GAX del CIE-UNAM cuando ocurren modificaciones del flujo másico en la sección de entrada del evaporador.

Esta predicción se obtiene por medio de la aplicación de herramientas matemáticas normalmente utilizadas en el análisis de control de sistemas físicos, como son las funciones de transferencia y la transformada inversa de Laplace, para determinar la carga de refrigeración, mejorar la estabilidad operacional y reducir el tiempo de estabilización del sistema bajo diferentes condiciones de operación. Así, se instalaron equipos de control en diferentes secciones del sistema GAX para alcanzar una estabilidad operacional relativa y

poder llevar a cabo el análisis. Los resultados experimentales presentan una tendencia cercana con los resultados obtenidos por el modelo numérico y se encontraron errores por debajo de $\pm 2.5\%$ en las temperaturas medidas en la sección de salida del evaporador. Con los resultados obtenidos es posible entonces diseñar un algoritmo de control para obtener una autonomía completa del sistema.

Se plantea además una propuesta de lazo de control para la adición de refrigerante al evaporador para el sistema de refrigeración solar intermitente por absorción, por medio de un medidor de nivel con señal de salida digital, un tubo capilar y una válvula tipo solenoide con control de cierre activado por un set-point relacionado con algún parámetro externo del sistema, con la finalidad de mejorar su rendimiento y facilitar su operación práctica.

Cualquier análisis de control no está completo si no se tiene una certeza de que las variables o parámetros que condicionan la respuesta dinámica de cualquier sistema son las indicadas. Para el análisis del sistema GAX la variable representativa es el flujo de solución, por lo cual se debe tener seguridad en la medición de este parámetro.

Las mediciones de caudal o flujo másico en cualquiera que sea su tipo de aplicación, son de suma importancia en la mayoría de las aplicaciones industriales y de investigación. El tipo de aplicación y la calidad de la medición son las principales características que se deben de tomar en cuenta cuando se realiza la selección del instrumento de medida.

En este trabajo se presenta adicionalmente el desarrollo de un medidor de flujo másico térmico, su principio de operación está basado en una relación entre el flujo de calor suministrado a la sección de prueba y la diferencia de temperaturas entre la entrada y la salida.

Un modelo numérico del comportamiento térmico y fluido-dinámico del medidor térmico de flujo másico es desarrollado; las ecuaciones gobernantes dentro del tubo (continuidad, momento y energía) junto con la ecuación de la energía en la pared del tubo y el aislante han sido resueltas iterativamente y de una forma segregada. El estudio paramétrico

desarrollado con el modelo numérico incluye el diámetro y la longitud del tubo, así como la potencia suministrada al sistema; con los resultados numéricos obtenidos y tomando en cuenta algunas restricciones sobre el sistema, el diseño final del sistema ha sido obtenido y se ha construido.

Tres polinomios obtenidos experimentalmente, han sido desarrollados para caracterizar el medidor térmico de flujo másico. El equipo fue diseñado para operar en un rango de flujo de 3-17 kg/min. Finalmente, un procedimiento de pruebas fue llevado a cabo para mostrar la factibilidad técnica del sistema y se obtuvo un error en la medición de flujo de $\pm 0.55\%$. El diseño medidor térmico de flujo másico, produce un sistema sencillo sin partes móviles. En relación con el costo de construcción de este sistema, los errores de las mediciones experimentales son aceptables si se comparan con algunos de los medidores comerciales más comúnmente usados y de precios bastante más elevados.

El presente trabajo está conformado de la siguiente manera:

En el capítulo 1, se aborda el potencial de los sistemas de refrigeración no convencionales, así como una descripción de la forma en que están contruidos y de la forma en que son operados.

En el capítulo 2, se presentan las generalidades del control de sistemas físicos, el objetivo de implementar un sistema de control y su aplicación directa en equipos de refrigeración no convencionales. De igual forma se presentan los instrumentos seleccionados para alcanzar una estabilidad operacional y como éstos ayudarán a modular las cargas térmicas en los diferentes sistemas.

El capítulo 3, presenta la justificación y el desarrollo de un medidor térmico de flujo másico experimental de bajo costo, su modelo numérico, la caracterización del equipo y la comparación experimental contra un medidor de flujo comercial de gran exactitud, así mismo se hace un comparativo de la exactitud y costo del sistema desarrollado y los medidores de flujo comerciales más usados.

En el capítulo 4, se aborda el modelo matemático teórico para la caracterización y comportamiento de la respuesta dinámica del evaporador de sistema GAX.

El capítulo 5, presenta los resultados de una simulación teórica del ciclo de absorción GAX por medio del simulador ASPEN PLUS con la finalidad de obtener numéricamente las condiciones de operación de entrada y salida en los componentes del sistema, algunos de estos datos son utilizados en el modelo matemático desarrollado para predecir el comportamiento de las corrientes refrigerantes en el evaporador para diferentes condiciones de operación. Así mismo, se presenta una comparación del modelo con resultados experimentales realizados ex profeso para este fin. Se muestra también la forma en que es posible controlar térmicamente al evaporador del sistema GAX en función de la temperatura de generación y finalmente se analiza brevemente el comportamiento del COP del sistema de refrigeración en función de la temperatura de entrada del aceite térmico en el generador.

ABSTRACT

This work presents the application of automatic operation and control techniques applied to a solar advanced cooling absorption (ARS) GAX system, it is installed at the Centro de Investigación en Energía-UNAM, in order to obtain the experimental parameters that affect the dynamic behavior of it and in order to characterize this system.

The absorption refrigeration systems (ARS) are highly nonlinear systems because they present oscillations in the responses of its components due to various factors such as their thermal inertia. The analysis of these types of systems is complex, especially the transient response. This work presents the predicting response of the evaporator for the ARS-GAX system when a mass flow rate change occurs in the inlet section of the evaporator.

The prediction response is obtained through the application of mathematical tools commonly used in the analysis of control of physical systems, such as the transfer functions and the inverse Laplace transform to determine the cooling load, improve the operational stability and reduce stabilization time of the system under different operating conditions. Thus, control instruments were installed in different sections of the GAX system to achieve operational stability in order to carry out the analysis. The experimental results show a tendency close to the results obtained by the numerical model and found errors below $\pm 2.5\%$ in the measured temperatures at the evaporator outlet section. With the results

obtained, the design of a control algorithm for a complete autonomy of the system can be implemented.

It is also presented a proposal for a control loop for the addition of refrigerant into the evaporator of a solar intermittent refrigeration system, using a level meter with digital output signal, a capillary tube and a solenoid valve controlled by a set-point related to an external parameter of the system, in order to improve performance and simplify the operation.

The analysis of control is not complete, if there is no certainty that the variables or parameters that determine the dynamic response of any system are correct. For the analysis of GAX system, this variable is the mass flow rate of solution, so it is quite important the correct measurement of this parameter.

The measurement and control of mass flow rate is critical in many industrial and experimental applications. The application and measurement quality must be the main characteristics to take into account in the selection of measuring instruments. This work also presents the development of a water thermal mass flow meter; its operation principle is based on a relation between a constant input power (heat flow) provided to the system and the increase of fluid temperature in the test section.

A numerical model of the thermal and fluid dynamic behavior of the thermal mass flow meter is carried out; the governing equations (continuity, momentum and energy) inside the tube together with the energy equation in the tube wall and insulation are solved iteratively in a segregated manner. The parametric study developed with the numerical model includes the tube diameter, tube length, and the power supply to the system, with the numerical results obtained and taking into account some restrictions on the system, the final design of the system has been obtained and constructed.

Three polynomials obtained experimentally have been developed in order to characterize the thermal mass flow meter. The equipment was designed to operate in a flow range from

3 to 17 kg/min. Finally, a test procedure was carried out to show the technical feasibility of this system and an error in the mass flow rate of $\pm 0.55\%$ was obtained. The simple design of the experimental thermal mass flow meter developed produces a cheap system without movable parts. In relation to the cost, the errors of experimental measurement are acceptable, if they are compared with some of the more common available commercial systems more expensive than it.

The work is divided in the following chapters:

Chapter 1 presents the potential of non-conventional cooling systems (solar systems), and a description of how they are constructed and operated, their advantages and disadvantages.

Chapter 2 presents an overview of the control of physical systems; the objective of implementing a control system and its direct application in non-conventional refrigeration systems. It also presents the selected instruments to achieve operational stability and how they help to modulate the thermal loads in the components of the GAX system.

Chapter 3 presents the justification and development of an experimental thermal mass flow meter of low cost, the numerical model carried out, the characterization of the experimental equipment and its comparison against a commercial mass flow meter of high accuracy. It is also presented a comparative study between accuracy and cost of the system developed and the most common used commercial mass flow meters.

Chapter 4 presents the mathematical theory used in order to characterize the dynamic response of the evaporator of the GAX system.

Chapter 5 presents the results of numerical simulation of the GAX absorption cycle using ASPEN PLUS in order to obtain the inlet and outlet operation conditions in the different components of the system; some of these data are used in the proposed mathematical model of the dynamic response of the evaporator of the GAX system (developed in the previous chapter) to predict the behavior of the refrigerant mass flow rate in the evaporator for

different operating conditions. This chapter also shows the comparison of the dynamic response of the evaporator model with experimental results especially carried out for this purpose. It also presents, the way in which it is possible to control thermically the evaporator of the GAX system in function of the generation temperature. Finally a briefly analysis of the COP behavior has been realized for the refrigeration system in function of the inlet temperature of the thermal oil in the generator.

Some of the most important aspects that can be found in this work are:

An experimental thermal mass flow meter of low cost has been developed and constructed. The numerical model developed is based on the applications of governing equations and used general empirical correlations (any correction factor has been used); for this reason, it is possible to make use of it to other fluids, mixtures and operating conditions (including gas or two-phase flow); the experimental average error obtained with the developed system is $\pm 0.55\%$ of mass flow rate, this error is acceptable when construction cost and measure quality are compared.

An operation strategy for operational stabilization and control of the cooling load of an absorption refrigeration GAX system was realized, as well as a dynamic analysis of the evaporator of cycle in order to obtain the stabilization time, cooling capacity and outlet temperatures.

The proportionality constant K of the evaporator has been experimentally obtained for the evaluated system; this parameter includes important information about the evaporator dynamic response.

The comparison between experimental results and the theoretical model shows an error from $\pm 2.2\%$ to $\pm 3.9\%$ in the measured temperatures at the outlet section of the evaporator. An average stabilization time for the currents in the evaporator was between 1 to 2.5 min in function of the amount of the refrigerant mass flow rate evaporated.

The cooling loads were 3.8, 5.5 and 7.4 kW and they were maintained without considerable changes once the stabilization has been reached. The results obtained allow to determinate the relation between the heat load in the generator and the refrigerant mass flow rate through the evaporator. In this way, it is possible to control and modify in an easy way the cooling load required by the user in order to obtain a complete autonomy of the system. In addition, it will maintain the COP closer to the optimal or design values.

LISTA DE FIGURAS

FIGURAS

- 1 Representación de un ciclo de potencia o máquina térmica.
- 2 Diagrama de un ciclo de Carnot.
- 3 Diagrama Temperatura – Entropía para un ciclo de Carnot.
- 4 Representación de un refrigerador.
- 5 Representación del ciclo ideal de refrigeración por compresión.
- 6 Diagrama básico de un ciclo de refrigeración por absorción.
- 7 Diagrama básico de un ciclo intermitente.
- 1.1 Diagrama del ciclo de absorción avanzado GAX del CIE-UNAM [Velázquez, 2002].
- 1.2 Diagrama general de un sistema de refrigeración intermitente por absorción.
- 2.1 Eficiencia típica de diferentes tecnologías de velocidad variable del compresor para el control de la capacidad [Qureshi y Tassou, 1996]
- 2.2 Representación esquemática del lazo de control para la adición de aceite térmico al generador.
- 2.3 Diagrama del prototipo experimental GAX con lazo de control para adición de aceite térmico.
- 2.4 Diagrama general del lazo de control para sistema de refrigeración intermitente del CIE.

- 2.5** Instalación final del tubo capilar en el sistema de refrigeración solar.
- 2.6** Instalación de la válvula de control tipo solenoide para el sistema de refrigeración solar intermitente.
- 2.7** Instalación final del nivel de solución de amoníaco con salida digital para control de la válvula solenoide.
- 3.1** Discretización de los volúmenes de control.
- 3.2** Principio de medición del flujo.
- 3.3** Flujo dentro de un VC.
- 3.4** Incremento de la temperatura del agua en función de la longitud del tubo y la energía suministrada para un tubo de diámetro nominal de ½”.
- 3.5** Diagrama del medidor de flujo experimental.
- 3.6** Detalle de la resistencia eléctrica a lo largo de la pared del tubo.
- 3.7** Detalle final del tubo, una vez incorporados los sensores de temperaturas y la resistencia eléctrica.
- 3.8** Montaje final del sistema de recirculación de agua y de la línea de trabajo.
- 3.9** Vista lateral de la tubería de control debidamente instrumentada.
- 3.10** Software desarrollado para la caracterización del medidor experimental.
- 3.11** Determinación del flujo másico experimental como función del $\Delta T_{ent-sal}$. Comparación de los errores obtenidos por el medidor experimental y flujómetro de Coriolis para una temperatura de entrada del agua de 19.5°C.
- 3.12** Determinación del flujo másico experimental como función del $\Delta T_{ent-sal}$. Comparación de los errores obtenidos por el medidor experimental y flujómetro de Coriolis para una temperatura de entrada del agua de 24.4°C.
- 3.13** Determinación del flujo másico experimental como función del $\Delta T_{ent-sal}$. Comparación de los errores obtenidos por el medidor experimental y flujómetro de Coriolis para una temperatura de entrada del agua de 40.4°C.
- 3.14** Determinación del flujo másico experimental como función del $\Delta T_{ent-sal}$. Comparación de los errores obtenidos por el medidor experimental y flujómetro de Coriolis para una temperatura de entrada del agua de 60.1°C.
- 3.15** Comparación del modelo numérico y el flujo másico experimental obtenido con el medidor de flujo de Coriolis.
- 3.16** Comparación de los resultados experimentales contra el flujo másico real

- obtenido por medio del medidor de flujo de Coriolis.
- 3.17** Método para obtener una medición de flujo mayor por medio de la incorporación de un *by-pass*.
- 3.18** Comparación de los errores del medidor de flujo experimental y costo de construcción contra medidores de flujo comerciales.
- 4.1** Respuesta a la función de entrada escalón unitario para sistemas de primer orden
- 4.2** Respuesta a la función de entrada rampa para sistemas de primer orden
- 4.3** Respuesta a la función de entrada impulso para sistemas de primer orden
- 4.4** Respuesta a la función de entrada escalón unitario para sistemas de segundo orden.
- 4.5** Respuesta al escalón unitario y sus especificaciones de tiempo
- 5.1** Ganancia teórica del evaporador para las condiciones de diseño, $P_{GE}=20$ bar, $P_{EV}= 5$ bar.
- 5.2** Respuesta teórica de comportamiento dinámico del refrigerante en el evaporador por medio de los datos obtenidos por el simulador ASPEN PLUS para una $T_{GE}=140^{\circ}\text{C}$.
- 5.3** Respuesta teórica de comportamiento dinámico del refrigerante en el evaporador para los datos de diseño reportados por Velázquez [Velázquez, 2002].
- 5.4** Estabilización experimental de la presión de vapor de NH_3 en la columna generador durante la fase de arranque. $T_{GE} = 210^{\circ}\text{C}$, $P_{GE} = 21$ bar .
- 5.5** Cálculo de la ganancia térmica, valores experimentales de K ($P_{GE}=20.4$ bar, $P_{EV}=4.2$ bar).
- 5.6** Caso 1. Respuesta experimental y teórica de la temperatura de la corriente refrigerante NH_3 durante la fase de evaporación. Perfil de la corriente de agua de enfriamiento.
- 5.7** Caso 2. Respuesta experimental y teórica de la temperatura de la corriente refrigerante NH_3 durante la fase de evaporación. Perfil de la corriente de agua de enfriamiento.
- 5.8** Caso 3. Respuesta experimental de segundo orden de la corriente NH_3 en el evaporador del sistema GAX propuesto. Perfil de la corriente de agua de enfriamiento.
- 5.9** Relación teórica Flujo de calor (GE) vs. Flujo másico refrigerante (EV) para una

$$T_{\overline{GE}} = 200^{\circ}C$$

- 5.10** Relación experimental flujo de aceite vs. calor en el generador.
- 5.11** Relación experimental de la cantidad de energía térmica suministrada en el generador y la carga de refrigeración en el evaporador.
- 5.12** COP_{teo} vs. temperatura de generación. [Gómez et al., 2008]

LISTA DE TABLAS

TABLA

- 1** Clasificación de los medidores de flujo (MF)
- 2** Clasificación de los servicios de los medidores de flujo comerciales
 - 2.1** Instrumentos de control
- 3.1** Estudio paramétrico para el medidor de flujo experimental
- 3.2** Características del medidor de flujo desarrollado
- 5.1** Resultados teóricos para el comportamiento de la corriente refrigerante en el evaporador para una temperatura de generación de 140°C a partir de los datos generados por medio del simulador ASPEN PLUS
- 5.2** Resultados obtenidos a partir de los datos de diseño reportados por Velázquez [Velázquez, 2002]
- 5.3** Condiciones experimentales y resultados para los casos experimentales

NOMENCLATURA

| | | |
|--------------------|--|-------------------|
| \dot{m} | Flujo másico | Kg/min, g/s |
| \dot{q} | Flujo de calor por unidad de área | W·m ⁻² |
| \vec{F}_{sup} | Vector resultante de las fuerzas superficiales aplicadas sobre las superficies exteriores del VC | N/m |
| \vec{B} | Fuerzas másicas por unidad de masa | m/s ² |
| A | Área de sección transversal | m ² |
| AB | Absorbedor | |
| ARS | Sistemas de Refrigeración por Absorción | |
| CO | Condensador | |
| COP | Coefficiente de operación | |
| COP _{TEO} | Coefficiente teórico de operación | |
| CV | Válvula tipo check | |
| EV | Evaporador | |
| f | Factor de fricción | |
| FI | Inversor de frecuencia | |

| | | |
|--------------------|---|-------|
| GAX | Intercambio de calor entre el generador y el absorbedor | |
| GE | Generador | |
| h | Entalpía | J/kg |
| k | Número de datos | |
| K | Ganancia térmica del evaporador | °Cs/g |
| k | Flujo que atraviesa por la sección del <i>by pass</i> | |
| \mathcal{L} | Operador de Laplace | |
| \mathcal{L}^{-1} | Transformada Inversa de Laplace | |
| m | Masa | kg, g |
| MF | Medidor de flujo | |
| M_p | Máximo sobre impulso | |
| n | Número de volúmenes de control | |
| OGT | Temperatura óptima en el generador | |
| P | Presión | bar |
| P_i | Presión de entrada en la sección de prueba | bar |
| P_n | Presión de salida en la sección de prueba | bar |
| PRE | Preenfriador | |
| Q | Flujo de calor | W |
| RC | Relación de circulación | |
| REC | Rectificador | |
| RF | Razón de flujo | |
| RSP | Bomba de recirculación de solución | |
| s | Indicador de Laplace | |
| SLM | Medidor de nivel de solución | |

Nomenclatura

| | | |
|----------|--|----------------|
| T | Temperatura | K, °C |
| t | Tiempo | s, min |
| t_d | Tiempo de retardo | s |
| T_i | Temperatura de entrada en la sección de prueba | °C |
| T_n | Temperatura de salida en la sección de prueba | °C |
| t_p | Tiempo pico | s |
| t_r | Tiempo de crecimiento | s |
| t_s | Tiempo de establecimiento | s |
| $TVI-2$ | Válvula de expansión | |
| v | velocidad | m/s |
| V | Volumen | m ³ |
| VC | Volumen de control | |
| $VCSI-2$ | Válvula solenoide de control | |
| V_i | Volumen de entrada en la sección de prueba | m ³ |
| V_n | Volumen de salida en la sección de prueba | m ³ |
| W | Trabajo | J |
| z | Dirección axial | |

Letras griegas

| | | |
|---------------|----------------------------|--------|
| Δm | Diferencia de flujo másico | g/s |
| δ | Factor de amortiguamiento | |
| τ | Tiempo constante | s |
| λ | Conductividad térmica | W/·m·K |
| \varnothing | Diámetro de tubería | m |

Nomenclatura

| | | |
|------------|---|---------------------|
| θ | Tiempo de retraso | s |
| ρ | Densidad | Kg/m ³ |
| α | Coefficiente de transferencia de calor por convección | W/m ² ·K |
| ω_d | Frecuencia natural amortiguada | |
| ω_n | Frecuencia natural del sistema | |
| ΔT | Diferencia de temperatura | °C |
| τ_w | Esfuerzo cortante | N/m ² |

Subíndices

| | |
|-------|---------------|
| B | Bomba |
| ent | Entrada |
| $i+1$ | Salida del VC |
| ref | Refrigerante |
| sal | Salida |
| V | Ventilador |

I. INTRODUCCIÓN

El ahorro de energía para satisfacer la futura demanda de energía se ha convertido en una tarea prioritaria, lo cual ha llevado a la búsqueda de nuevas tecnologías que permitan compensar las necesidades energéticas mundiales y realizar un importante ahorro de energía, sin olvidar los aspectos ecológicos.

Actualmente, existe una tendencia hacia el desarrollo sustentable y ahorro de energía en el país, por lo cual el estudio de eficiencia energética de sistemas es una prioridad. En este sentido se conoce que los equipos para el confort humano (aire acondicionado) y refrigeración para conservación de alimentos, consumen una cantidad importante de energía para su funcionamiento y operación, sobre todo en regiones donde las temperaturas son elevadas la mayor parte del año. Una opción viable para mitigar el consumo de energía en este rubro, es la refrigeración alternativa o no convencional como por ejemplo, la refrigeración por absorción, ya que ésta puede utilizarse en enfriamiento, aire acondicionado, refrigeración y según el caso para calefacción en los sectores industrial, comercial y residencial.

Los sistemas de refrigeración por absorción han alcanzado un notable desarrollo en los últimos años, ya que permiten un sustancial ahorro de energía especialmente, cuando son operados mediante energía térmica como la solar, calor residual de las industrias o la proveniente de sistemas de co-generación [Keçeciler et al., 2000], más aún, si a éste tipo de sistemas se les incorpora un método de automatización y control para un mejor desempeño de los mismos.

En este tipo de sistemas existen elementos básicos que pueden controlarse en forma totalmente remota para mejorar su rendimiento, ya que su desempeño depende en gran parte de la eficiencia misma de los equipos que lo componen; por esta razón es prioritario diseñar una forma de controlar el comportamiento de este tipo de sistemas. Además la autorregulación de estos equipos es primordial de cara a su posible comercialización masiva.

En el Centro de Investigación en Energía de la Universidad Nacional Autónoma de México (CIE-UNAM), existe gran interés en estudiar los sistemas de refrigeración solar, de tal forma que el CIE-UNAM cuenta en sus instalaciones con diversos equipos para generar frío; uno de los sistemas más estudiados en la Coordinación de Refrigeración y Bombas de Calor es un sistema de absorción avanzado GAX, con capacidad de 3 toneladas de enfriamiento (10.6 kW), [Velázquez y Best, 2002].

En términos de refrigeración no convencional, los ARS (Absorption Refrigeration Systems) son los de mayor uso; este tipo de equipos cuentan con diversos sistemas que simulan la acción del compresor en un sistema convencional, siendo aquí donde se presentan los mayores problemas al momento de la estabilización del equipo; por otra parte son de gran tamaño y requieren de una torre de enfriamiento para su operación; es por esta razón que frente a los equipos de compresión mecánica pueden presentar algunas desventajas [Gómez, 2002].

Actualmente, dentro de la Coordinación de Refrigeración y Bombas de Calor del CIE-UNAM, se están realizando estudios enfocados en caracterizar el comportamiento térmico de estos equipos, principalmente en el sistema GAX ya que diversa literatura reporta que con este tipo de sistemas se alcanzan altos coeficientes de transferencia de calor así como un COP notablemente superior que los sistemas de refrigeración de simple efecto [Velázquez, 2002]. Con base en el trabajo previo “Estudio sobre la estrategia de operación y control para sistemas de refrigeración solar” [García, 2005] se pretende continuar con el análisis de comportamiento del GAX, aplicando las técnicas de funcionamiento establecidas para la operación del sistema y buscando que éstas puedan extenderse hacia los demás equipos que actualmente se encuentran en fase de prueba y construcción dentro de la coordinación; lo anterior es posible llevarlo a cabo realizando mejoras a los métodos de cálculo y complementando con la validación

experimental de algunos de estos equipos una vez aplicados los instrumentos necesarios para el control de los mismos.

Por otra parte, los aspectos de control requieren de una certeza en las mediciones de las variables que caracterizan al sistema, siendo dentro de los sistemas de refrigeración una de las más importantes el flujo de refrigerante que circula por todo el equipo para realizar los balances energéticos necesarios en la caracterización; en general, las mediciones de caudal o flujo en cualquiera que sea su tipo de aplicación, son de suma importancia en el desarrollo de equipos y sistemas experimentales como los que se desarrollan en el CIE-UNAM.

El estudio de sistemas de refrigeración no convencional, involucra el uso de diferentes sustancias y/o mezclas para la generación de frío, las cuales requieren de un trato especial para su correcto desempeño. En este sentido, es importante considerar que los equipos con los cuales es necesario medir este flujo, requerirán cumplir también con características técnicas específicas, lo que lleva a limitar las opciones viables dentro del mercado para cumplir este objetivo, además los costos adquisición y mantenimiento pueden llegar a ser muy elevados. Surge entonces la oportunidad de desarrollar un medidor de flujo experimental que pueda cubrir en un futuro algunas necesidades de medición de flujo en los diversos equipos de la Coordinación de Refrigeración y Bombas de Calor, ya que la metodología desarrollada puede utilizarse para cualquier otro fluido aplicando las consideraciones termodinámicas necesarias, como por ejemplo la mezcla amoníaco-agua.

Finalmente, con este proyecto se propone presentar la factibilidad de controlar los diversos sistemas de refrigeración solar que se encuentran en fase experimental en el CIE-UNAM, con la finalidad de mejorar su rendimiento y facilitar su operación práctica. Para llevarlo a cabo, se requiere analizar matemáticamente el comportamiento de cada uno de los equipos, diseñar estrategias de operación e implementar y probar los equipos y dispositivos necesarios para su control.

II. ANTECEDENTES

GENERALIDADES DE LOS CICLOS TERMODINÁMICOS APLICADOS A REFRIGERACIÓN

Para el análisis de procesos termodinámicos resulta útil tratar a estos basándose en ciclos; es decir, procesos que devuelvan a un sistema a su estado original después de una serie de fases, de manera que todas las variables termodinámicas principales vuelvan a tomar sus valores originales. Estos ciclos, son idealizaciones en los que generalmente los procesos se consideran reversibles.

Todos los ejemplos sobre ciclos tienen un rango distintivo en común: operan entre dos temperaturas límite; una temperatura elevada, la cual se puede deber a un proceso de combustión y la temperatura baja, la cual se debe al proceso de enfriamiento. Desde un punto de vista general, se entiende como un depósito de transferencia de calor a temperatura elevada o fuente T_A , y un depósito de transferencia de calor a temperatura baja o sumidero T_B . El ciclo que opera entre estas dos temperaturas es completamente arbitrario [Howell y Buckius, 1990]. En la Fig. 1, se presenta el ciclo convencional de una máquina térmica.

Sin importar el proceso específico del ciclo, una máquina térmica que opera entre dos depósitos de calor tiene lugar para el ciclo reversible. En un ciclo completo, la energía interna de un sistema no puede cambiar, puesto que sólo depende de dichas variables.

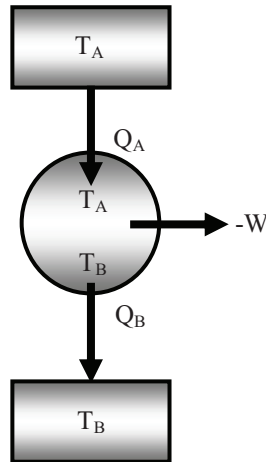


Fig. 1. Representación de un ciclo de potencia o máquina térmica

Por lo tanto, el calor total neto transferido al sistema debe ser igual al trabajo total neto realizado por el sistema. Un motor térmico de eficiencia perfecta realizaría un ciclo ideal si todo el calor que se le suministra se convirtiera en trabajo mecánico. Sin embargo, se sabe que cualquier motor térmico pierde parte de este calor.

De esta forma, el segundo principio de la termodinámica impone un límite superior a la eficiencia de un motor, este límite siempre es menor del 100%. La eficiencia límite se alcanza en lo que se conoce como ciclo de Carnot. El ciclo de Carnot, es un ciclo termodinámico que constituye el ciclo básico de todos los motores térmicos, y demuestra que no puede existir motor perfecto.

El Ciclo de Carnot

El ciclo de Carnot, el cual es presentado en las Figs. 2 y 3, es completamente reversible y se compone de dos procesos isotérmicos y de dos procesos isentrópicos, además es el estándar en la comparación de los ciclos reales de potencia [Çengel y Boles, 1996].

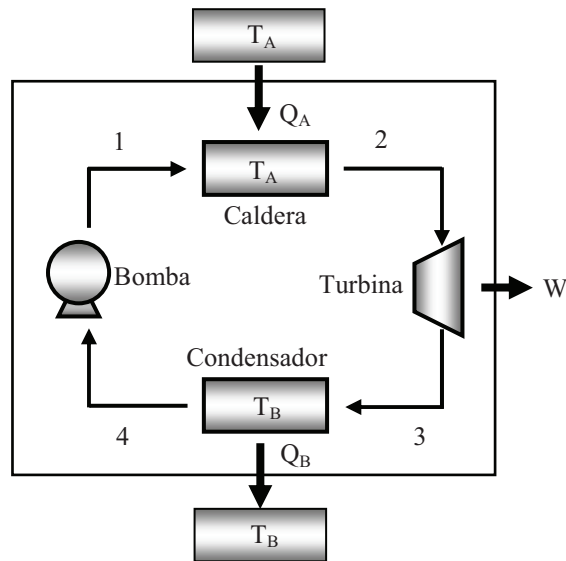


Fig. 2. Diagrama de un ciclo de Carnot

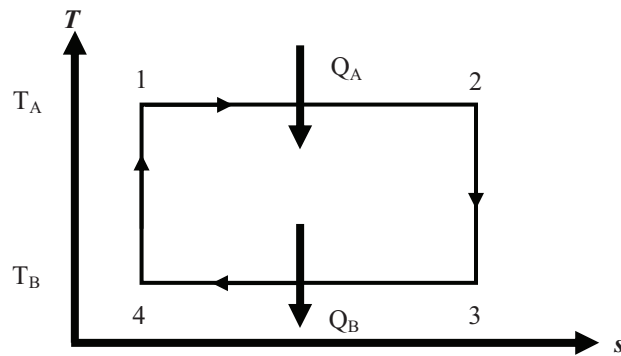


Fig. 3. Diagrama Temperatura – Entropía para un ciclo de Carnot

A continuación se presentan los estados correspondientes a los cuatro procesos:

- 1 a 2 Transferencia de calor isotérmica a T_A
- 2 a 3 Proceso de expansión isentrópica
- 3 a 4 Transferencia de calor isotérmica a T_B
- 4 a 1 Proceso de compresión isentrópica

Considerando la Fig. 2, a continuación se analizará el ciclo de Carnot; en este caso, el ciclo consiste de una planta de potencia y consta de cuatro elementos (volúmenes de control) con un fluido de trabajo realizando los procesos cuando circula por dichos elementos, y cuyo fin principal es la de producir una entrega neta de trabajo.

Entonces, entre los estados 1 y 2 en la caldera existe una transferencia de calor isotérmica debido a una elevación en la temperatura hacia el fluido de trabajo, el cual se expande adiabáticamente en la turbina pasando así del estado 2 al 3, en este punto se genera la entrega de trabajo (W). En el ciclo se emplea un condensador en el cual se realiza una transferencia isotérmica de calor entre los estados 3 y 4 a T_B , y finalmente, una compresión adiabática del fluido hacia el estado 1 es realizada por una bomba.

Una máquina de Carnot es perfecta, es decir, convierte la máxima energía térmica posible en trabajo mecánico. Carnot demostró que la eficiencia máxima de cualquier máquina depende de la diferencia entre las temperaturas máxima y mínima alcanzadas durante un ciclo. Cuanto mayor es esa diferencia, más eficiente es la máquina.

El análisis anterior considera un ciclo de potencia o máquina térmica en función del ciclo de Carnot. De esta manera, se dice que un refrigerador es un mecanismo cíclico cuyo objetivo es transferir calor desde una región de baja temperatura, para lo cual demanda una entrada de trabajo. Esto es representado esquemáticamente en la Fig. 4.

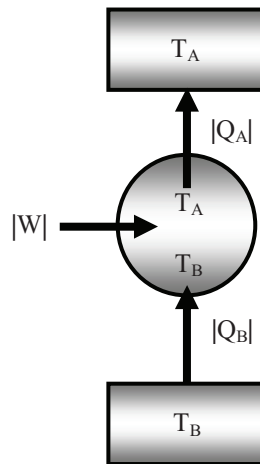


Fig. 4. Representación de un refrigerador

LA REFRIGERACIÓN MECÁNICA

La refrigeración mecánica, es producida por medio de una máquina que funciona continuamente; ésta se obtuvo por diversos caminos pero todos basándose en la expansión de un fluido, que puede efectuarse sin cambio de fase (despresurización de un gas) o, lo más frecuente, con cambio de fase (evaporación de un líquido), que a su vez se haya recalentado a la presión atmosférica o menor. A pesar de que los primeros intentos de obtener frío mecánico fueron por evaporación de un líquido volátil, la primera máquina realmente operativa fue de expansión de aire. Por este motivo se denomina máquina frigorífica de compresión

Ciclo de refrigeración por compresión

Los sistemas de compresión emplean cuatro elementos en el ciclo de refrigeración: evaporador, compresor, condensador y válvula de expansión. A diferencia del ciclo de Carnot, en el evaporador, el refrigerante se evapora y absorbe calor del espacio que está enfriando y de su contenido. A continuación, el vapor pasa a un compresor movido por un motor que incrementa su presión, lo que aumenta su temperatura (entrega trabajo al sistema). El gas sobrecalentado a alta presión se transforma posteriormente en líquido en un condensador refrigerado por aire o agua. Después del condensador, el líquido pasa por una válvula de expansión, donde su presión y temperatura se reducen hasta alcanzar las condiciones que existen en el evaporador.

La evaporación previa del refrigerante antes de entrar al compresor y la sustitución de la turbina por una válvula de expansión o tubo capilar eliminan las situaciones imprácticas al invertir el ciclo de Carnot. Así, este ciclo se conoce como *Ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor*, y está representado esquemáticamente en la Fig. 5.

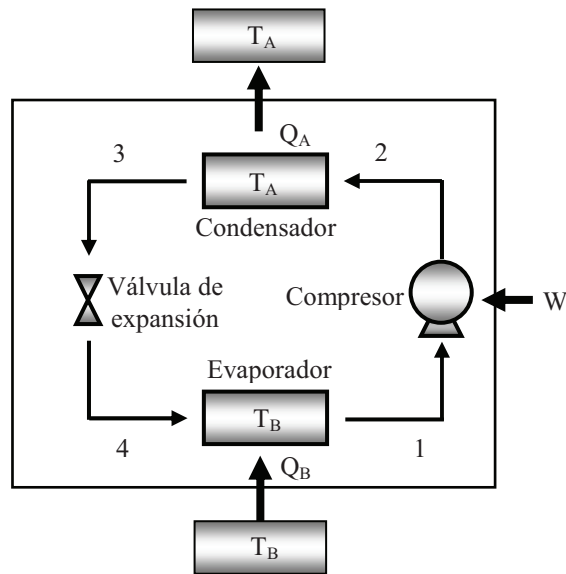


Fig. 5. Representación del ciclo ideal de refrigeración por compresión

A continuación se presentan los estados correspondientes a sus cuatro procesos:

- 1 a 2 Compresión isentrópica en el compresor
- 2 a 3 Rechazo de calor en el condensador a una presión constante
- 3 a 4 Estrangulamiento en la válvula de expansión con una entalpía constante
- 4 a 1 Absorción de calor en el evaporador a una presión constante

LA REFRIGERACIÓN ALTERNATIVA

La refrigeración alternativa aparece como resultado del desarrollo tecnológico iniciado en el campo de la refrigeración en 1748. Su aplicación no se diferencia en lo absoluto de las aplicaciones ofertadas por las tecnologías de refrigeración convencionales, siendo sus usos más frecuentes: en procesos industriales en la preparación y conservación de alimentos, secado de aire, separación y condensación de gases; en medicina en el acondicionamiento de aire en los laboratorios; y en servicios particulares en el acondicionamiento del aire para lograr una temperatura agradable en viviendas, locales públicos, almacenes, grandes edificios y transporte.

De esta forma, existen actualmente tecnologías que se encuentran en desarrollo por medio de las cuales, además de obtener un sustancial ahorro de energía, se consigue frenar el impacto causado al medio ambiente por la emisión de gases invernadero que se originan en la producción de la energía eléctrica necesaria para su funcionamiento. Una de las tecnologías que actualmente se estudian con mayor énfasis es la refrigeración por absorción.

El ciclo básico de refrigeración por absorción

El concepto de refrigeración por absorción fue desarrollado por Sir John Leslie aproximadamente en 1850, quien utilizó el ácido sulfúrico como absorbente y el agua como refrigerante. Más tarde, en 1859, Ferdinand Carre inventa la primera máquina de absorción, la cual trabaja con el par amoniaco-agua. Los ciclos de absorción funcionan con un par de refrigerantes químicos. Son sistemas de dos componentes, donde una de las sustancias es disuelta en la otra (absorción), la solución en estado líquido que sale del absorbedor se bombea a la presión de trabajo hacia el generador, donde con la adición de calor se obtiene nuevamente el refrigerante (desorción).

Los sistemas de refrigeración por absorción ARS (Absorption Refrigeration Systems) operan bajo el principio de absorción de vapores a baja presión y evaporación de líquidos a alta y baja presión, funcionan con energía calorífica y utilizan mezclas líquidas de refrigerante-absorbente, donde la sustancia que absorbe energía del medio es el refrigerante, el cual es absorbido y liberado por la otra sustancia afín llamada absorbente, que puede ser un sólido o un líquido.

Los dos pares de refrigerantes más usados son el amoniaco-agua y la combinación de bromuro de litio-agua. Los equipos que utilizan el ciclo de absorción han tenido un uso generalizado por varias décadas en la preservación de alimentos, procesos industriales y almacenamiento frío. Pueden operar a temperaturas más bajas que el punto de congelación del agua, sobre todo los de amoniaco-agua y sobre el punto de congelación del agua los de bromuro de litio-agua.

Un sistema de refrigeración por absorción básico consta de un generador, rectificador y condensador que se encuentran en la zona de alta presión, un absorbedor y un

evaporador que se encuentran en la zona de baja presión además de una bomba y dos válvulas de expansión. La mezcla de refrigerante y absorbente de uso común en estos sistemas es amoníaco-agua, donde el refrigerante es el amoníaco y el absorbente es el agua. La Fig. 6 presenta el diagrama básico de un sistema de refrigeración por absorción.

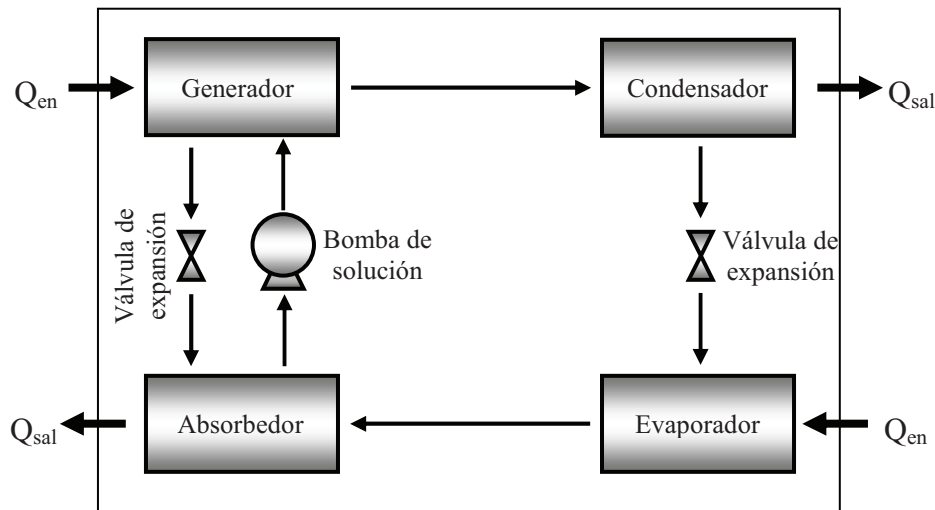


Fig. 6. Diagrama básico de un ciclo de refrigeración por absorción

A diferencia de un sistema de compresión, la acción del compresor la realiza el conjunto de absorbedor-bomba de solución-generador-válvula de expansión; y la parte del ciclo formada por el condensador, válvula de expansión y evaporador, es idéntica a la del sistema de compresión.

La descripción del ciclo es la siguiente: el refrigerante, que se encuentra diluido en el absorbente formando una solución concentrada, se separa cuando se le aplica calor; el refrigerante, ya en forma de vapor, pasa al condensador en donde se retira calor latente para producir un cambio de fase líquido/vapor, el refrigerante ya condensado, pasa por una válvula de expansión, la cual disminuye su presión hasta la determinada por la temperatura de evaporación del sistema. Una vez que el refrigerante llega al evaporador, toma calor del medio circundante, hasta que reduce la temperatura en el exterior. El vapor saliente se conduce al absorbedor, donde se pone en contacto con la solución diluida que regresa del generador, en este punto se genera nuevamente la absorción de la solución que ya ha pasado por una válvula de regulación; durante esta etapa, se libera calor de disolución, por lo que es necesario disiparlo al medio ambiente para mantener

el nivel requerido de temperatura y presión en el absorbedor. Así, a la salida de éste, se obtiene nuevamente la solución concentrada que se envía al generador, completando todo el ciclo [Pilatosky et al., 1993].

En un sistema de refrigeración por absorción, a la mezcla se le suministra la energía térmica (Q_{GE}) en el generador, a la bomba se le suministra un trabajo (W_B) así como también a los ventiladores en caso de existir (W_V) y el cuerpo o espacio enfriado le cede energía térmica (Q_{EV}) al evaporador. El sistema cede la energía térmica (Q_{AB}) en el absorbedor y la energía térmica (Q_{CO}) en el condensador, teniéndose el balance de energía del sistema con base en la primera ley de la termodinámica que se expresa como:

$$Q_{GE} + Q_{EV} + W_B + W_V = Q_{AB} + Q_{CO}$$

En este tipo de sistemas, el COP está en función de los niveles de la temperatura de operación y las irreversibilidades termodinámicas del mismo. Debido a que existen siempre variaciones térmicas externas, el COP sale del punto óptimo de su funcionamiento, es decir, el COP disminuye cuando la temperatura en el absorbedor o en el condensador se elevan, o cuando la temperatura en el evaporador disminuye; un incremento de las irreversibilidades siempre resultará en una reducción del COP [Fernández-Seara y Vázquez, 2001]. Para este tipo de sistemas el COP de enfriamiento se define como:

$$COP_{ref} = \frac{Q_{EV}}{Q_{GE} + W_B + W_V}$$

Además del COP, existen otros indicadores con los cuales se puede conocer y analizar el funcionamiento del sistema de refrigeración, estos son: la razón de circulación RC, que es la masa de solución diluída que deja el generador entre la masa de refrigerante saliendo del generador [Herold et al, 1996]; y la relación de flujo RF, que es la masa de solución concentrada que entra al generador entre la masa de refrigerante saliendo del generador [Gómez et al., 2004].

Hablando en cuestión de ahorro energético, el consumo eléctrico de una planta de absorción es aproximadamente de un 7% del correspondiente a un equipo de compresión mecánica, además, la energía térmica que consume puede obtenerse como efluente de un proceso, es decir, su impacto ambiental se debe a otras necesidades ajenas a las de la producción frigorífica, por tal razón se puede concluir que el impacto ambiental total de una planta de absorción es solamente el 7.15% respecto a los equipos de compresión mecánica equivalentes [Cano, 2001].

Sistemas continuo e intermitente de refrigeración por absorción

En este tipo de sistemas, la generación y la absorción se realizan sin interrupción a lo largo del tiempo y de manera simultánea. Se emplean dos fluidos, un refrigerante y un absorbente. El evaporador y absorbedor trabajan en el lado de baja presión y el generador y condensador en el lado de alta presión del sistema.

Los sistemas intermitentes son más sencillos en cuanto a construcción respecto a los continuos, ya que no requieren de bombas o partes móviles y su funcionamiento es a base de conmutaciones de válvulas. En este tipo de ciclos, la absorción se produce después de la generación y de forma simultánea con el periodo de refrigeración.

Una de las principales cualidades de este sistema es que un mismo recipiente se utiliza en forma alterna como generador cuando se aplica calor y como absorbedor cuando se enfría, de esta forma, se elimina la bomba de recirculación existente entre el generador y el absorbedor que tienen los sistemas continuos, ya que la solución absorbente se mantiene estancada en el mismo recipiente [Pilatowsky et al., 1993].

La descripción del ciclo se puede entender mejor siguiendo la Fig. 7: en el generador-absorbedor se calienta la solución hasta un punto tal que se desprende el refrigerante en forma de vapor del absorbente, después pasa al condensador donde se enfría hasta alcanzar el estado líquido, hasta esta parte del ciclo, la válvula de expansión permanece cerrada. Una vez condensado el refrigerante, se hace pasar por la válvula de expansión para disminuir su presión y pasa al evaporador en el cual se genera el efecto refrigerante, finalmente, el refrigerante evaporado regresa al recipiente generador-absorbedor para ser absorbido y completar así el ciclo.

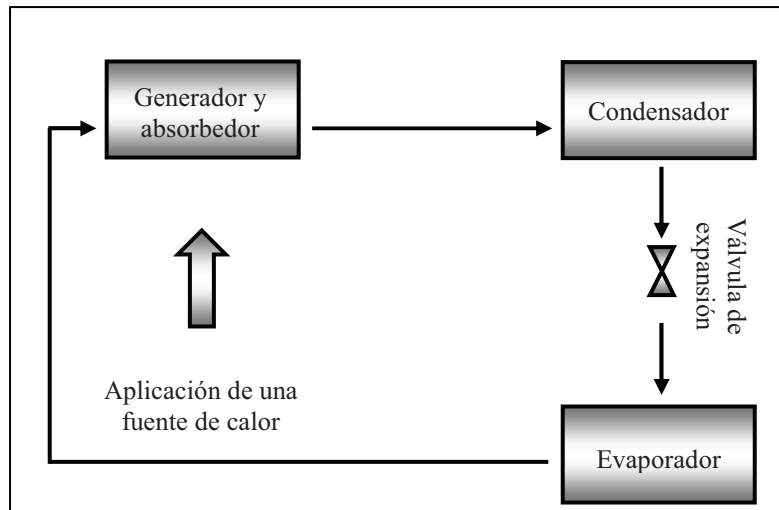


Fig. 7. Diagrama básico de un ciclo intermitente

ACERCA DE LOS SISTEMAS DE AUTOMATIZACIÓN Y CONTROL

La base fundamental del control automático, es la aplicación del principio de realimentación. En este sentido, el primer uso del control automático en la industria parece haber sido el regulador centrífugo de la máquina de vapor de Watt en el año 1775, se utilizó principalmente para regular la velocidad de la máquina manipulando el caudal de vapor por medio de una válvula.

En materia numérica, el primer análisis de control automático es la explicación matemática del regulador centrífugo por James Clerk Maxwell en 1868.

Nyquist, sentó las bases para la determinación de la estabilidad de sistemas sin necesidad de resolver totalmente las ecuaciones diferenciales, proporcionando así la primera teoría general sobre control automático.

Las aplicaciones generales del control de procesos no comenzaron sino hasta 1930, y para 1940 ya existían redes de control relativamente complejas; pero no es sino a partir de 1955 que aparece un nuevo método de control, conocido como teoría de control moderna, la cual se basa en representar los sistemas en variables de estado o

representación interna, trabajando casi exclusivamente en el dominio del tiempo [Ogata, 1995].

El objetivo de los sistemas de automatización y control

La automatización y el control de procesos es algo prácticamente imprescindible en el mundo de la industria actual, dados los niveles de productividad, fiabilidad y rentabilidad que han de cumplir los productos elaborados a fin de ser competitivos en el mercado. Para que esto sea posible, la elaboración de productos necesita del apoyo de sistemas y equipos de automatización y control.

En un principio, el objetivo de este tipo de sistemas de control era sustituir y mejorar los reguladores analógicos, pero en la actualidad con la aplicación del computador se posibilita el desarrollo de nuevos y mejores métodos de control; ya que permite utilizar avanzados algoritmos de control mucho más complejos como pueden ser, el control óptimo o el control adaptativo.

Algunas de las muchas ventajas del control automático, son las siguientes:

- Aumentó en la cantidad o número de productos
- Mejora de la calidad de los productos
- Economía de materiales
- Economía de energía o potencia
- Economía de equipos industriales
- Reducción de inversión de mano de obra en tareas no especializadas
- Seguridad
- Comodidad y conveniencia
- Ampliación de posibilidades de un sistema

CONTROL DE SISTEMAS FÍSICOS

El control automático es la operación de llevar una o más variables a su punto óptimo de trabajo y mantener toda la operación ajustada a los valores prefijados, cualesquiera que sean los cambios que en ella se produzcan.

Para conseguir esto, la modelación matemática de un proceso es de gran ayuda; parte importante en la modelación, es el estudio de la naturaleza de los procesos, por lo cual se deben conocer cuáles son las leyes fundamentales que se encuentran implicadas en el mismo. Con el concepto general de circuito, aplicado a las diferentes partes del proceso, se pueden encontrar las ecuaciones que constituyen el modelo matemático del mismo.

Una vez obtenido el modelo matemático se puede aplicar a un algoritmo de control, de manera que se pueda controlar a la variable de salida de una manera preestablecida mediante la señal de acción de entrada a través de los elementos de control.

Control físico de los sistemas de refrigeración

Desde la década de 1880, en la cual se patentó el primer termostato eléctrico y se comenzó a ofrecer el servicio de regulación de temperatura en los edificios, el objetivo de los sistemas de automatización y control ha sido el mismo: mejorar el confort de las instalaciones y la calidad de vida de las personas.

La necesidad de ajustar adecuadamente procesos industriales, repetirlos en forma continua y reducir sus errores, ha obligado a los ingenieros a desarrollar una tecnología especializada en cuanto a instrumentación y control de procesos.

Para 1950, por primera vez se permitía al operador manipular todos los dispositivos de control de temperatura de una planta desde un solo lugar gracias a la implementación de los centros de control neumáticos. Ya para 1970, se comenzaron a introducir los computadores y en la década de 1980, se adoptó tecnología de control digital, proporcionando así un manejo más rápido y preciso de los sistemas de control de edificios [Saucedo y Rodríguez, 1985].

Físicamente, existen diversas formas de lograr un control adecuado de los sistemas de refrigeración, por ejemplo, uno de los métodos más comúnmente usados en sistemas domésticos es el arranque intermitente del compresor; este método tiene la desventaja del desgaste del compresor, con lo cual se dificulta mantener una temperatura constante.

De esta manera, encontramos una gran cantidad de literatura la cual reporta diversas maneras de maximizar y controlar el comportamiento de los sistemas de refrigeración, por ejemplo Pettit et al. [Pettit et al., 1998], el cual presenta un modelo matemático para la simulación y control de un evaporador por medio de una ecuación diferencial parcial unidimensional, o Vargas et al. [Vargas et al., 1998], que simulan la respuesta transitoria de sistemas de refrigeración controlando la temperatura con la cual operan. Otro ejemplo puede ser el de Sousa et al. [Sousa et al., 1997], quien aplica el control predictivo a los sistemas de aire acondicionado entre muchas más.

Otro método de control, es la variación del flujo del refrigerante a través del evaporador, el cual se puede llevar a cabo por medio de la variación de velocidad del compresor [Yaqub y Zubair, 1996]; o el que reporta Koury et al. [Koury et al., 2001], en el cual además de controlar la velocidad del compresor, adiciona una válvula de estrangulamiento a la salida del evaporador.

La regulación de velocidad de los motores de un sistema de refrigeración convencional o avanzado (compresor, bombas de solución, ventiladores para rectificación, etc.), puede ser la clave de la acción de control del mismo. Ding y Fu [Ding y Fu, 2005], han propuesto una estrategia de operación apropiada para el control de un enfriador por medio de la regulación de la velocidad de los motores que proporcionan el flujo de aire que pasa a través del condensador.

En este concepto, podemos citar el trabajo realizado por Aprea et al. [Aprea et al., 2004], en el cual aplican un algoritmo de control basado en lógica difusa que es capaz de seleccionar la velocidad más conveniente de un compresor controlado por medio de un inversor de frecuencia en función de la temperatura del espacio a enfriar, con esto, logran evaluar el ahorro de energía del sistema.

Por ejemplo, para un sistema por compresión, la variable presión, puede ser la referencia para modular la velocidad del compresor, o la temperatura del espacio a enfriar puede tomarse para regular la apertura de las válvulas de expansión [Wu et al., 2004].

Lo anterior, se puede lograr aplicando monitorización de los sistemas, esto es, dotarlos de los suficientes elementos de medida que permitan al usuario conocer en cada momento el estado de la instalación, permita medir su capacidad y gestione las posibles alarmas de mal funcionamiento [Sanz, 2004].

Control inicial de los equipos de absorción

Cuando las primeras plantas de absorción aparecieron en el mercado para utilizarse en la industria alrededor de 1930, su control y regulación se realizaba a partir de dispositivos neumáticos de forma generalizada. Hoy en día la aplicación de dispositivos de control basados en microprocesadores, permite la utilización de todo tipo de sensores de temperatura, presión, humedad, viscosidad, flujos, concentraciones, etc. Así como la utilización de lógicas de control que facilitan un funcionamiento más estable y seguro de este tipo de máquinas.

Por otra parte uno de los beneficios del control es la adaptación de estos equipos a la demanda energética, la cual se puede llevar a cabo mediante procesadores de acción P.I.D. (es decir, que controla las tres acciones del control: proporcional, integral y derivativa), así como la posibilidad de implementar inversores de frecuencia para el accionamiento de los motores de las bombas, con los que se consiguen mejoras en la eficiencia de los ciclos y de los coeficientes de operación (COP) de los equipos [Cano, 2001].

MEDICIÓN DE CAUDAL

En la mayoría de las aplicaciones experimentales e industriales, como pueden ser procesos químicos o la industria de transformación de alimentos, etc. la medición de la razón de flujo es de suma importancia; esta razón de flujo se define como la cantidad de fluido másico que fluye a través de un área dada por unidad de tiempo.

Actualmente existe una amplia gama comercial de medidores de flujo (MF), estos pueden ser diseñados y usados para condiciones específicas de operación. La clasificación de MF se realiza generalmente en función de su principio de operación y abarca tres grandes grupos, la cual se presenta en la tabla 1.

Particularmente, el elevado costo de algunos MF es un factor importante a considerar al momento de la aplicación de los mismos. Por tal motivo el tipo de aplicación y la calidad de la medición son las principales características que se deben de tomar en cuenta cuando se realice la selección del instrumento de medida.

Los medidores de flujo comerciales tienen una gran exactitud en sus mediciones (errores por debajo del 3% en general), sin embargo su desventaja principal es su elevado precio en el mercado.

Existen dos formas principales de medición de razón de flujo másico, los métodos directos y los indirectos; en años anteriores el segundo método se utilizaba frecuentemente por medio de una combinación de la medición del flujo volumétrico y la densidad del fluido, que a su vez era calculada por medio de la obtención de la temperatura y la presión. Sin embargo esta forma de medición del flujo másico no es del todo correcta ya que se arrastran errores en las mediciones por separado y debidos a los instrumentos de medida. Es por esta razón que actualmente en los procesos industriales y de investigación se requieren de métodos de medición directa [Zhang et al., 2006]. La tabla 2 presenta un resumen de las características de uso los medidores comerciales más comunes.

Tabla 1. Clasificación de los medidores de flujo (MF)

| Convencionales sin señal de salida | Mecánicos con señal de salida | Electrónicos con señal de salida |
|---|--|---|
| Placa orificio Tubo Venturi Tubo Pitot Área variable | Turbina Vórtex Desplazamiento positivo | Electromagnético Doppler Coriolis |

Tabla 2. Clasificación de los servicios de los medidores de flujo comerciales

| Tipo de medidor | Servicios recomendados | Exactitud de la medición % | Precio aprox. (USD) |
|-------------------------|--|---|---------------------|
| Orificio | <ul style="list-style-type: none"> Líquidos, líquidos con pequeñas impurezas, mezclas | <ul style="list-style-type: none"> ± 2 a ± 4 en escala completa | 350 |
| Tubo Venturi | <ul style="list-style-type: none"> Líquidos sucios y/o viscosos; algunas mezclas | <ul style="list-style-type: none"> ± 1 en escala completa | 400 |
| Inyector | <ul style="list-style-type: none"> Líquidos con impurezas | <ul style="list-style-type: none"> ± 1 a ± 2 en escala completa | 750 |
| Tubo Pitot | <ul style="list-style-type: none"> Líquidos sin impurezas | <ul style="list-style-type: none"> ± 3 a ± 5 en escala completa | 300 |
| Área variable | <ul style="list-style-type: none"> Líquidos sucios y/o viscosos | <ul style="list-style-type: none"> ± 1 a ± 10 en escala completa | 530 |
| Desplazamiento positivo | <ul style="list-style-type: none"> Líquidos y líquidos viscosos | <ul style="list-style-type: none"> ± 0.5 de la medición | 3000 |
| Turbina | <ul style="list-style-type: none"> Líquidos viscosos sin impurezas | <ul style="list-style-type: none"> ± 0.25 de la medición | 2700 |
| Vortex | <ul style="list-style-type: none"> Líquidos con impurezas | <ul style="list-style-type: none"> ± 1 de la medición | 2300 |
| Electromagnético | <ul style="list-style-type: none"> Líquidos y mezclas con impurezas | <ul style="list-style-type: none"> ± 0.5 de la medición | 2900 |
| Ultrasónico (Doppler) | <ul style="list-style-type: none"> Líquidos y mezclas viscosas con impurezas | <ul style="list-style-type: none"> ± 5 en escala completa | 7000 |
| Másicos (Coriolis) | <ul style="list-style-type: none"> Líquidos viscosos con impurezas; algunas mezclas | <ul style="list-style-type: none"> ± 0.4 de la tasa | 7900 |
| Másicos (Térmicos) | <ul style="list-style-type: none"> Líquidos viscosos con impurezas; algunas mezclas | <ul style="list-style-type: none"> ± 1 en escala completa | 7000 |

<http://www.omega.com/techref/table1.html>

III. JUSTIFICACIÓN

Los Sistemas de Refrigeración por Absorción (ARS), han llegado para incorporarse al ámbito comercial, industrial y de servicios como una opción viable para el ahorro y aprovechamiento de energía, ya sea residual, de co-generación o energía solar. Sin embargo, un punto muy importante a consideración en este tipo de sistemas, es su complejo método de operación debido a la gran cantidad de elementos y equipos que lo componen.

En los últimos años se han desarrollado nuevas formas de controlar termodinámicamente a este tipo de sistemas, por ejemplo el trabajo realizado por Fernández-Seara [Fernández-Seara y Vázquez, 2001], sin embargo no existe prácticamente literatura que reporte el completo control físico de los sistemas de absorción; así podemos encontrar en la literatura que una manera de control térmico de los sistemas de compresión es el arranque intermitente del compresor (aunque con este tipo de control se genera un desgaste mayor del compresor lo que no permite mantener por mucho tiempo la temperatura de refrigeración fija) o la adición controlada del refrigerante al evaporador que se puede realizar por medio de válvulas de estrangulamiento controladas de manera remota en función de otros parámetros importantes [Koury et al., 2001].

Aunque estas dos maneras de controlar a este tipo de sistemas de refrigeración por compresión arrojan resultados favorables, en materia de refrigeración por absorción existen más puntos a tomar en cuenta, como pueden ser los niveles de refrigerante usado, la adición de calor al sistema, los niveles de agua de enfriamiento o la relación de

circulación y de flujo, etc. [Ding y Fu, 2005]. La apropiada regulación de todos estos parámetros ya sea de manera remota o en autorregulación es de vital importancia para obtener un mejoramiento térmico de este tipo de sistemas y que estos puedan llegar a ser una opción viable frente a los sistemas de compresión.

Pero tal vez la parte más importante de esta problemática, es la hermeticidad que presentan y su dificultad de comprensión para operarlos. Esto se debe principalmente a que utilizan sustancias que representan algunos riesgos, como por ejemplo, el amoniaco; ya que se necesitan mantener presiones de trabajo relativamente altas para conseguir la evaporación de refrigerantes, lo que condiciona un diseño robusto y hermético que dificulta la interpretación de su comportamiento y chequeo de sus componentes desde el exterior [Cano Marcos, 2001].

Por otra parte, la poca información comercial existente de este tipo de sistemas (lo que genera desconfianza y una aceptación realmente baja) aunado a diversos factores han frenado el desarrollo tecnológico y comercial de los sistemas de refrigeración por absorción.

Desde el punto de vista de operación y mantenimiento, requieren intervenciones específicas que no se aplican en otro tipo de equipos de refrigeración, como son, las mediciones periódicas de las concentraciones de las mezclas refrigerantes, las cuales son imprescindibles para determinar si el rendimiento instantáneo de un determinado equipo es correcto.

Otra desventaja sobre los sistemas de compresión, es que la máquina de absorción busca adaptarse en cada instante a las condiciones cambiantes de los circuitos exteriores, por tal motivo, para los operantes resulta muy complejo encontrar o fijar las condiciones ideales de equilibrio.

Analizando termodinámicamente, los sistemas de absorción exhiben un COP de refrigeración mucho menor que un sistema por compresión; y aunque trabajan con fuentes de calor residual relativamente bajas (60-120 °C en efecto simple), el COP de refrigeración de este tipo de sistemas, es función de los niveles de la temperatura de operación y de las irreversibilidades termodinámicas del mismo.

Asociados a todos estos problemas, existen también las dificultades de penetración en el mercado sin la existencia de una regulación automática. Esto es comprensible por todas las complicaciones antes mencionadas, además, los costos de los equipos necesarios para un control de este tipo de sistemas es una razón más que puede incidir en la utilización de una máquina de absorción.

Es por todo esto, que surge la necesidad de encontrar y plantear estrategias de operación y control que permitan reducir al máximo todos estos problemas de operación, con el fin de hacer de los sistemas de absorción una opción más competitiva en el mercado del aire acondicionado y refrigeración.

Dentro de la parte de caracterización y control de sistemas, una de las más importantes es la medición exacta de flujos que se requieren para obtener correctamente los balances energéticos en las diversas zonas que conforman los equipos de refrigeración por absorción; los medidores de flujo comerciales tienen una gran exactitud en sus mediciones (errores por debajo del 3% en general), sin embargo su desventaja principal es su elevado precio en el mercado. De tal manera, que desarrollar un medidor experimental de flujo con una precisión aceptable y que sea económicamente accesible es de gran importancia para cubrir las necesidades experimentales de los equipos antes mencionados o de cualquiera otro que así lo requiera.

IV. OBJETIVOS DEL PROYECTO

El objetivo principal es implementar y probar experimentalmente diferentes instrumentos (ya sean eléctricos, electrónicos o mecánicos) que permitan la autorregulación de los equipos que componen un sistema de refrigeración solar para mejorar su eficiencia y desempeño termodinámico además de reducir las dificultades al momento de su operación.

Se buscará desarrollar un prototipo que permita cubrir las necesidades de medición de flujos en los equipos de la Coordinación de Refrigeración y Bombas de Calor de manera que pueda implementarse en un futuro a los sistemas y equipos que se desarrollen en el Centro.

Objetivos específicos

- Realizar una simulación numérica que permita conocer el comportamiento de los sistemas que componen un equipo de refrigeración por absorción.
- Realizar pruebas experimentales una vez implementados los instrumentos de control.

- Elaborar software para monitorización y control con la finalidad de que proporcionen datos que permitan caracterizar las condiciones de operación de los sistemas a estudiar.
- Obtener datos por medio de algún simulador para representar por medio de funciones de transferencia el comportamiento de los equipos que componen a este tipo de sistemas, con el fin de estudiar la sensibilidad de las variables involucradas.
- Validar experimentalmente los modelos realizados, comparando los resultados obtenidos en la simulación contra resultados experimentales.
- Determinar el comportamiento del COP en relación con la energía suministrada al sistema.
- Proponer un procedimiento de control de flujo de refrigerante de los equipos de refrigeración por absorción existentes en la Coordinación de Refrigeración y Bombas de Calor para modificar la carga térmica.

CAPÍTULO 1. CICLOS DE REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN

1.1. EL POTENCIAL DE LOS SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN NO CONVENCIONALES

Los sistemas de absorción (ARS) cuentan con el potencial suficiente para competir con los sistemas de refrigeración comerciales por compresión mecánica, sobre todo en la parte de disminución de costos por facturación de energía eléctrica. Todo esto debido a que tienen la capacidad de operar acoplados a diferentes fuentes de energías no convencionales.

Actualmente se están desarrollando nuevas aportaciones y configuraciones para mejorar el ciclo termodinámico de los sistemas de absorción; uno de los casos más estudiados es el ciclo GAX, ya que éste provee un coeficiente de operación más alto que cualquier ciclo convencional para el acondicionamiento de espacios en el ámbito residencial.

A continuación se presenta una breve descripción de los ciclos básicos de refrigeración no convencional y sus principales características.

1.1.1. Ciclo de simple efecto

La principal diferencia entre el ciclo convencional por compresión de vapor y el ciclo de simple efecto por absorción, es la forma en que se traslada el refrigerante de la zona de baja presión a la zona de alta. En el primer caso, ésta se realiza por medio de un sistema mecánico como un compresor, sin embargo el segundo caso el proceso se vuelve más

complicado, el refrigerante una vez que se ha vaporizado y absorbido es bombeado a la zona de alta presión, y la separación del refrigerante se produce debido a una adición de calor. La clave aquí es que el trabajo necesario por el bombeo es mucho menor que el necesario por el compresor para generar el mismo efecto, de tal forma que el ahorro de energía eléctrica es notable entre los dos ciclos.

1.1.2. Ciclo de doble efecto de alta eficiencia

Este ciclo surge a partir de la adición de equipos al ciclo de simple efecto, para poder mejorar su rendimiento. Esto es posible en las máquinas que operan con el par LiBr-H₂O, ya que trabajan con niveles de presión relativamente menores, no así en las que operan con la mezcla NH₃-H₂O, ya que al introducir una nueva etapa también se incrementa la temperatura de trabajo, y entonces el incremento de presión es demasiado.

En estos ciclos las temperaturas de generación por lo regular se mantienen entre 140° y 180°C, mientras que en los de simple efecto está entre 70 y 90 °C. Este incremento notable de temperatura se refleja directamente en el COP, que pasa del 0.65-0.75 para los ciclos de simple efecto a 1.2-1.35 para los ciclos de doble efecto. Este aumento en el COP se consigue añadiendo un generador, un condensador y un intercambiador de calor al ciclo de simple efecto a un nivel de presión superior.

1.1.3. El ciclo GAX

El ciclo GAX no es un concepto nuevo, de hecho fue concebida en la segunda década del siglo pasado por Altenkirch [Herold y Radermacher, 1996], su principal característica es la integración energética interna, la cual se obtiene con temperaturas de generación superiores a los 220°C.

Este ciclo no es más que una mejora del ciclo de simple efecto H₂O- NH₃ que trata de aprovechar el traslape de temperaturas entre generador y absorbedor cuando la temperatura del primero es lo suficientemente alta, reduciendo así la necesidad de aporte energético exterior y mejorando el rendimiento del ciclo.

A partir del concepto desarrollado por Altenkirch, se han desarrollado una gama de modificaciones al ciclo; como por ejemplo, el presentado por Herold y Radermacher [Herold y Radermacher, 1996]: el ciclo Bancehd GAX, en el cual la principal diferencia reside en un bomba adicional entre las columnas generador y absorbedor, con lo que se consigue un integración energética mayor debido al aumento de flujo entre los equipos. Una desventaja de este ciclo es que al agregar un dispositivo más, se requiere también de un circuito externo adicional.

Otro ejemplo es el Waste GAX, el cual se puede encontrar en el trabajo de Kang y Chen [Kang y Chen, 1999], en éste ciclo el generador es dividido en secciones con la finalidad de que una parte pueda ser alimentado por medio de calor residual o de desecho, consiguiendo así una disminución en el consumo de energía, mejor desempeño y por consiguiente un ahorro económico sustancial.

De igual forma, podemos encontrar el ciclo Hybrid GAX presentado por Kang [Kang et al, 2004], en el cual se realiza un acoplamiento de los sistemas de compresión y de absorción para trabajar en conjunto y buscar una eficiencia termodinámica mayor. Aunque la mayoría de las modificaciones mantienen los elementos básicos del ciclo original, las ramificaciones existentes requieren de la incorporación de más equipos para lograr una mejor integración energética, por lo anterior es que su control y funcionamiento se vuelve complicado.

En el Centro de Investigación en Energía de la Universidad Nacional Autónoma de México (CIE-UNAM), se ha desarrollado gran interés en estudiar los sistemas de refrigeración solar, de tal forma que cuenta en sus instalaciones con diversos equipos para generar frío; uno de los sistemas más estudiados en la Coordinación de Refrigeración y Bombas de Calor es un sistema de absorción avanzado GAX, con capacidad de 3 toneladas de enfriamiento (10.6 kW), [Velázquez y Best, 2002], en el cual se realiza la propuesta de operar al sistema por medio de la conjugación de energía solar y combustión de gas natural; como las fuentes de energía no están intermezcladas pueden manejarse en forma independiente. Otro de los equipos de la coordinación, es un sistema de refrigeración por absorción intermitente con el cual es posible producir 11.8 kg. de hielo [Rivera y Rivera, 2003]. Además de lo anterior, se encuentra en fase de

prueba un sistema de refrigeración por absorción solar de simple efecto amoniaco-nitrato de litio.

1.2. SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN CONTINUOS

La mayor parte de los equipos de producción de frío por absorción, trabajan en ciclos continuos; es decir, el refrigerante circula de forma constante a través de cada uno de los equipos, sufriendo cambios de fase, mezclándose o separándose de la solución refrigerante-absorbente hasta completar el ciclo y volver a su estado inicial. Generalmente utilizan un dispositivo de bombeo que garantiza la circulación en alguna de las etapas del ciclo; aunque el movimiento del fluido se debe principalmente a la migración por diferencia de presiones.

Este tipo de ciclos por lo general son más eficientes que los sistemas intermitentes, siempre y cuando los flujos de calor se mantengan sin variaciones considerables, obteniendo así rendimientos más elevados y uniformes. Por otra parte a la vez son más complejos, ya que requieren la adición de más elementos (bomba, rectificador, etc.).

1.2.1. Descripción del sistema experimental por absorción continuo avanzado GAX del CIE

El sistema de absorción avanzado GAX del CIE, está compuesto por seis equipos que son: generador, rectificador, condensador, preenfriador, evaporador, absorbedor, dos válvulas de expansión y una bomba de solución. El rectificador esta incorporado al generador formando la columna Generador–rectificador y la sección más fría del generador (GAX-generador) se integra al absorbedor para formar la columna Absorbedor-GAX. El generador y absorbedor son divididos en secciones, para obtener una mayor integración energética interna y de esta manera disminuir los requerimientos de calentamiento externo en el generador y de enfriamiento externo en el absorbedor. Las columnas generador-rectificador y absorbedor-GAX son del tipo película descendente y están fabricados con tubos aletados, al igual que el condensador, preenfriador y evaporador, el empleo de tubos aletados permite mejorar la transferencia

de calor en los componentes y da la posibilidad de utilizar aire como medio de enfriamiento externo [Velázquez y Best, 2002].

El efecto GAX es la principal característica de este tipo de sistemas, y se debe a que la diferencia de concentración entre la solución concentrada y la solución diluida, trae asociada un traslape parcial de los intervalos de temperatura del absorbedor y el generador, es decir, que la sección del absorbedor que tiene una temperatura más alta puede calentar a la sección del generador con temperatura más baja [Carmody y Shelton, 1993], logrando así una reducción de la cantidad de calor externo de alta temperatura que se requiere para operar el sistema, con esto, se consigue un incremento del coeficiente de operación COP en estos sistemas.

1.2.2. Descripción operativa del ciclo GAX del CIE

Utilizando la Fig. 1.1 se explicará el funcionamiento del sistema. El vapor de refrigerante que sale del rectificador (1), es vapor de amoníaco con alta pureza, saturado y seco a la presión alta del sistema. El refrigerante al ser enfriado en el condensador sale como líquido saturado (2); luego es subenfriado en el preenfriador (3) y posteriormente pasa a un proceso de expansión en una válvula de estrangulamiento, donde la presión es reducida, dando como resultado un fluido frío en dos fases (mezcla líquido-vapor), (4).

El refrigerante entra al evaporador, donde al recibir calor del agua a enfriar, termina de convertirse en vapor, produciendo el efecto frigorífico y sale en forma de vapor saturado (5), o en algunos casos con pequeñas trazas de agua, es terminado de evaporar en el preenfriador (6). Entonces, el vapor entra a la columna absorbedor-GAX por la parte inferior, donde es condensado y absorbido en tres diferentes etapas por medio de una solución acuosa caliente. La reacción de disolución del amoníaco es exotérmica, de modo que se debe colocar equipos con intercambio de calor en el absorbedor con el fin de enfriar dicha solución caliente, mejorando así su capacidad de absorción al retirar la entalpía de condensación y el calor de reacción. Lo anterior se logra por medio de aire de enfriamiento y la utilización de la misma solución fría que deja el absorbedor.

La solución acuosa con alto porcentaje de amoníaco (solución concentrada), sale de la columna absorbedor-GAX (7) y entra en la bomba, de donde sale a la presión alta del

sistema (8). Luego es introducida de nuevo a la sección media de la columna (AHX), donde enfría o recibe calor del absorbedor, saliendo en el (9), posteriormente entra en la parte más caliente del absorbedor (GAX), en donde al recibir calor de absorción de alta calidad, alcanza el punto de saturación e inicia el proceso de cambio de fase (liberación de amoníaco), y sale en (10), como una mezcla vapor-líquido.

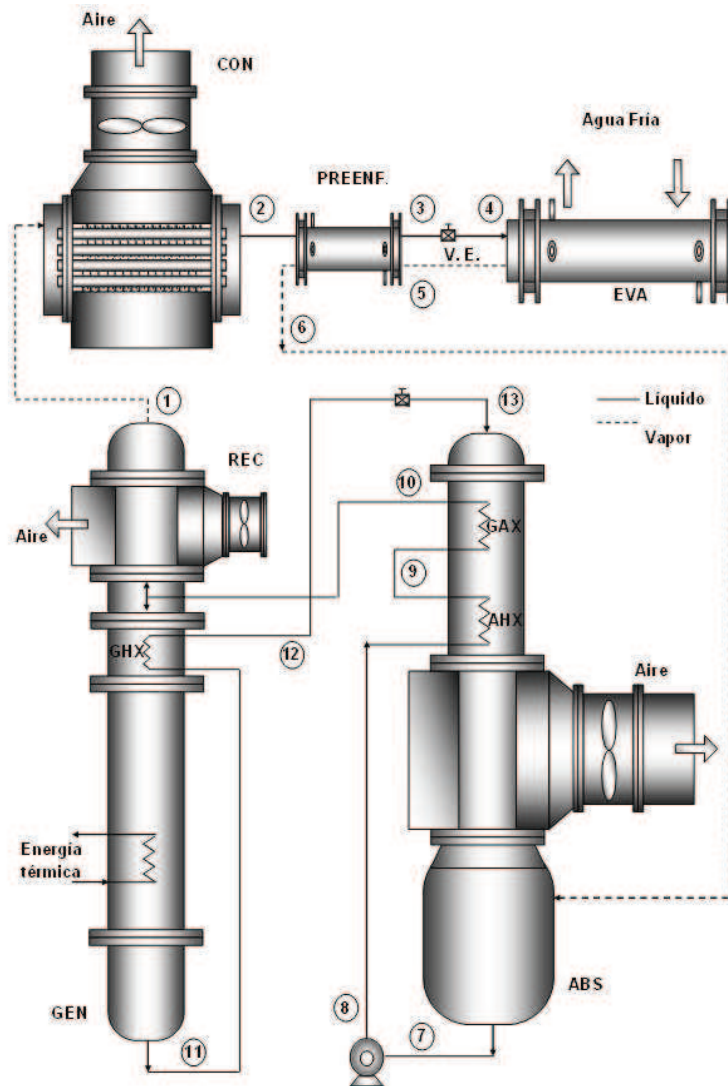


Fig. 1.1. Diagrama del ciclo de absorción avanzado GAX del CIE-UNAM [Velázquez, 2002]

La mezcla de dos fases a alta presión, entra en la cámara de separación de la columna generador-rectificador, en donde la parte líquida (fase líquida) se incorpora al vapor condensado proveniente del rectificador y entran al generador, en donde se le agrega calor para terminar de extraer el amoníaco de la solución.

El líquido caliente con un bajo porcentaje de amoníaco (solución diluida), sale por el fondo de la columna generador-rectificador (11), posteriormente la solución caliente se introduce de nuevo a la columna para que caliente la sección GHX del generador, saliendo en (12), luego reduce su presión al pasar por la válvula de expansión de la solución, para salir en (13). La solución acuosa todavía caliente entra a la columna absorbedor-GAX por la parte superior, en donde se pone en contacto en contracorriente con el vapor de amoníaco a absorber.

En el generador, la liberación del amoníaco en forma de vapor se realiza en tres etapas y sale del generador, pasando a la cámara de separación en donde se une con la fase vapor proveniente de la columna absorbedor-GAX. La corriente de vapor ascendente, sale de la cámara de separación y entra al rectificador en donde se le retira calor y como se trata de un vapor saturado, se condensa en mayor proporción el componente más pesado (agua), de esta forma se realiza la purificación o rectificación del flujo de vapor, saliendo después en (1) amoníaco de alta pureza, completando la operación del ciclo [Gómez, 2002].

1.3. SISTEMAS REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN INTERMITENTES

En general, estos sistemas son más sencillos en el número de componentes en comparación con los de tipo continuo, ya que no requieren bombas, economizadores ni tienen partes móviles, por lo que su operación se limita a la apertura y cierre de válvulas en las diferentes secciones del equipo [Rivera, 2006].

Una de sus principales características es que, el absorbedor y el generador son el mismo, e intercambian sus funciones de forma periódica.

Como su nombre lo indica, el proceso de refrigeración es llevado a cabo por etapas, generalmente la generación se realiza durante el día cuando la radiación solar es más elevada, lo que ayuda al proceso de separación del refrigerante de la solución absorbente, y durante la noche se lleva a cabo el proceso de evaporación y absorción del refrigerante cuando la temperatura es más baja; aunque existen también sistemas intermitentes en los que se realiza este proceso de generación y absorción varias veces durante el día en función de la tecnología a utilizar. A continuación se presenta una descripción de las etapas del proceso.

En la primer etapa la solución que se encuentra concentrada y contenida en el generador por algún medio, se calienta, provocando la separación de los vapores del refrigerante, liberándolo a alta presión sin necesidad de bombas o compresores, posteriormente el refrigerante puro continua hacia el condensador en donde se almacena en un recipiente de condensado.

En la segunda etapa, se deja enfriar la mezcla que quedó en el generador hasta que alcance la presión y la temperatura necesarias para que el refrigerante sea nuevamente absorbido. Esto se lleva a cabo después que se ha pasado el refrigerante líquido a través de una válvula de expansión hacia el evaporador, en donde se procede a su vaporización a baja presión produciendo una baja temperatura. El refrigerante en forma de vapor regresa al generador que ahora tiene la función de absorbedor y es reabsorbido, para comenzar un nuevo ciclo.

El fenómeno principal en los sistemas intermitentes, es que en el generador, existe una relación de equilibrio de fases que gobierna los fenómenos de reacción fisicoquímica, transferencia de calor, presión y temperatura de operación. Gracias a esta característica, estos sistemas son mucho más simples y pueden operar sin necesidad de bombas para la circulación del fluido de trabajo, por lo tanto están libres de los requerimientos de energía eléctrica.

Debido a lo anterior, estos son ideales para utilizarse en lugares que se encuentren alejados de la red eléctrica, utilizando como fuente de potencia la energía solar por medio de sistemas de captación como pueden ser colectores solares o concentradores parabólicos, como lo demostró Pilatowsky [Pilatowsky et al, 1984]; sin embargo una

desventaja en relación con los sistemas continuos es que el COP es menor debido a los requerimientos energéticos necesarios para calentar y enfriar en generador-absorbedor en cada uno de los tiempos de proceso.

1.3.1. Descripción del sistema experimental de refrigeración solar intermitente por absorción del CIE

El sistema de refrigeración intermitente del CIE, trabaja con la mezcla amoniaco-nitrato de litio. Consta de un generador-absorbedor, un condensador, una válvula de expansión, un tanque de almacenamiento, un evaporador y un Concentrador Parabólico Compuesto CPC, el cual trabaja en conjunto con el generador-absorbedor y se presenta en la Fig. 1.2.

1.3.2. Descripción operativa del sistema de refrigeración solar intermitente por absorción del CIE

Como se mencionó anteriormente, la refrigeración se lleva a cabo por etapas. La primera etapa (generación) comienza cuando se hace incidir los rayos solares sobre el CPC en donde la solución se calienta hasta el punto en que el amoniaco se evapora y se separa de la sal absorbente, pasa al condensador en donde se enfría para que pueda ser almacenado en el tanque de condensado en forma de líquido; en este punto termina la etapa de generación.

Una vez que el amoniaco se encuentra almacenado y ha pasado un lapso de tiempo en el cual la temperatura del tubo generador-absorbedor ha disminuido por convección natural, se abre la válvula de expansión para comenzar la segunda etapa (evaporación-absorción), el líquido refrigerante pasa al evaporador provocando el efecto refrigerante y el amoniaco evaporado es absorbido nuevamente por la sal en el tubo receptor completándose así el ciclo [Rivera y Rivera, 2003].

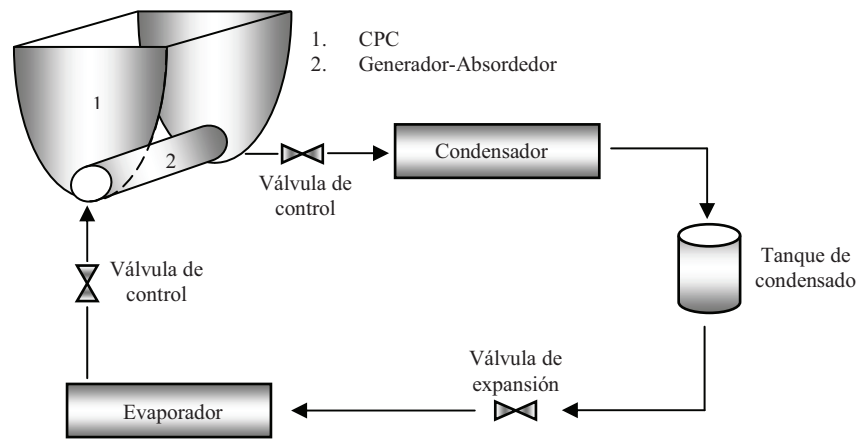


Fig. 1.2. Diagrama general de un sistema de refrigeración intermitente por absorción.

CAPÍTULO 2. GENERALIDADES DEL CONTROL DE SISTEMAS Y LA INSTRUMENTACIÓN DE LOS CICLOS

2.1. PRINCIPIOS BÁSICOS DE CONTROL Y AUTOMATIZACIÓN

El control automático, basa su principio y funcionamiento en la aplicación del principio de realimentación. Este principio tiene sus comienzos en máquinas e instrumentos muy sencillos. El primer uso del control automático en la industria parece haber sido el regulador centrífugo de la máquina de vapor de Watt en el año 1775, se utilizó principalmente para regular la velocidad de la máquina manipulando el caudal de vapor por medio de una válvula.

En materia numérica, el primer análisis de control automático es la explicación matemática del regulador centrífugo por James Clerk Maxwell en 1868. La primera teoría general sobre control automático, pertenece a Nyquist, su estudio sentó las bases para la determinación de la estabilidad de sistemas sin necesidad de resolver totalmente las ecuaciones diferenciales.

Las aplicaciones generales del control de procesos no comenzaron sino hasta 1930, y para 1940 ya existían redes de control relativamente complejas. A partir de 1955, aparece un nuevo método de control, conocido como teoría de control moderna. Se basa

en representar los sistemas en variables de estado o representación interna, trabajando casi exclusivamente en el dominio del tiempo [Ogata, 1995].

2.1.1. Objetivo primordial del control de sistemas

El control de procesos es algo prácticamente imprescindible en el mundo de la industria actual, dados los niveles de productividad, fiabilidad y rentabilidad que han de cumplir los productos elaborados a fin de ser competitivos en el mercado. Para que esto sea posible, la elaboración de productos necesita del apoyo de sistemas y equipos de automatización y control.

Existen cuatro procesos principales que constituyen el sistema económico de un país: industrias primarias, industrias de transformación, distribución y servicios. La ingeniería de control cae dentro de los dos primeros procesos ya que aquí es donde se requiere el control de las variables más importantes de un proceso de transformación. Algunas de las muchas ventajas que ofrece el control automático y que contribuyen a aumentar la productividad son:

- Aumentó en la cantidad o número de productos
- Mejora de la calidad de los productos
- Economía de materiales
- Economía de energía o potencia
- Economía de equipos industriales
- Reducción de inversión de mano de obra en tareas no especializadas
- Seguridad
- Comodidad y conveniencia
- Ampliación de posibilidades de un sistema

2.1.2. El control de sistemas aplicado a los equipos de refrigeración

Desde sus inicios, los sistemas de control han mejorando el confort de las instalaciones y la calidad de vida de las personas. A continuación se presenta, una pequeña reseña histórica de los avances y técnicas empleadas en el control de temperatura en interiores.

En 1883 Warren S. Johnson, patentó el primer termostato eléctrico para interiores. A partir de este invento, surgió la industria de control ambiental de edificios. En 1885, se comienzan a fabricar, instalar y a ofrecer el servicio de sistemas de regulación de temperatura para edificios.

En la década de 1950, era común que un edificio grande tuviera cientos de termostatos, válvulas, registros y otros dispositivos de control de temperatura instalados por doquier, los cuales requerían inspección varias veces al día. En esta misma década, se crea el primer Centro de Control Neumático, que por primera vez permitía al operador del edificio vigilar y manipular todos los dispositivos de control de temperatura de una planta desde un solo lugar.

Para 1970, se comenzaron a introducir las computadoras para la correcta monitorización de los sistemas de aire acondicionado y control de edificios, y en la década de 1980, se adoptó tecnología de control digital, proporcionando así un manejo más rápido y preciso de los sistemas de control de edificios.

2.1.3. El control aplicado a los sistemas de refrigeración por absorción

Los ciclos de absorción se basan físicamente en la capacidad que tienen algunas sustancias, como el agua y algunas sales como el Bromuro de Litio, para absorber, en fase líquida, vapores de otras sustancias, como pueden ser el amoníaco y el agua.

El comportamiento de los fluidos interiores de la máquina de absorción, refrigerante y absorbente, durante el funcionamiento del ciclo, está directamente condicionado por la evolución energética de los fluidos exteriores a la máquina; agua a enfriar en el evaporador, agua de recirculación, y de los flujos térmicos aportados al generador. El equilibrio energético entre todos los componentes de la máquina es lo que condiciona la

estabilidad del ciclo. A diferencia de cómo se comporta un ciclo de compresión mecánica en el que el trabajo del compresor es determinante, en un ciclo de absorción el equilibrio se consigue a partir de efectos puramente termodinámicos.

La gran inercia térmica de las máquinas de absorción para adaptarse a las variaciones externas, son también inconvenientes para una compresión adecuada de su respuesta una vez que se han determinado sus condiciones de estado.

2.1.4. Control inicial de los equipos de absorción

Las primeras aplicaciones industriales de los principios termodinámicos de la absorción datan de los años de 1930. La comercialización de plantas frigoríficas de absorción con ciclo Amoniaco-Agua comienzan en 1940 y la puesta en el mercado de las primeras plantas con ciclo Bromuro de Litio-Agua tiene lugar a principios de 1950.

Cuando las primeras plantas de absorción aparecieron en el mercado, para conseguir su control y regulación se utilizaron dispositivos neumáticos de forma generalizada.

Hoy en día las dificultades en el análisis del comportamiento, se pueden eliminar prácticamente, gracias al desarrollo y perfeccionamiento de las aplicaciones de la microelectrónica al control. Estas aplicaciones se utilizan con éxito hoy en día en las máquinas frigoríficas y aires acondicionados, sin embargo la aplicación se reduce generalmente a las plantas y equipos por compresión mecánica.

La aplicación de dispositivos de control basados en microprocesadores, permite la utilización de todo tipo de sensores de temperatura, presión y concentración, y la utilización de lógicas de control que facilitan un funcionamiento más estable y seguro de las máquinas.

La adaptación de la producción a la demanda energética, se efectúa en las máquinas de última generación mediante procesadores de acción P.I.D. (es decir, que controla las tres acciones del control: Proporcional, Integral y Derivativa), así como la posibilidad de implementar inversores de frecuencia para el accionamiento de los motores de las

bombas, con los que se consiguen mejoras en la eficiencia de los ciclos y de los coeficientes de operación (COP) de los equipos [Cano, 2001].

Algunos casos reportados en la literatura acerca de las formas de controlar diversos sistemas de refrigeración son:

En 1987, Underwood [Underwood, 1987] desarrolló modelo térmico dinámico para el control de una bomba de calor por absorción que trabaja con LiBr y agua por medio de un algoritmo de control PI, con el cual se mantenía constante la temperatura de salida del agua en el condensador debido a la variación de la entrada de calor al generador. Con la aplicación de este algoritmo se consiguieron 3 objetivos primordiales:

- Uniformar y estabilizar la operación del sistema durante los cambios de carga cuando se recibe una adición de energía.
- Permitir trabajar al sistema a su máxima carga y modificarla sin necesidad de reiniciarlo.
- Mantener el COP tan cerca como sea posible de los valores de operación máximos durante los cambios de carga.

Vargas y Parise [Vargas y Parise, 1994], presentaron un trabajo acerca de una bomba de calor en el cual la velocidad del compresor era controlada por medio de un servomotor de corriente directa operando en lazo cerrado, con el cual demostraron que por medio de este arreglo, se obtienen significantes ahorros de energía en comparación con el modelo encendido-apagado trabajando a las mismas condiciones ambientales, además de mantener constante la temperatura en el área de aplicación, es decir si las oscilaciones que se presentan normalmente en el sistema tradicional encendido-apagado.

Para 1996, Qureshi y Tassou [Qureshi y Tassou, 1996], presentan una revisión de las aplicaciones del control en la capacidad de sistemas de refrigeración debido a la variación de la velocidad de sus componentes (bombas, ventiladores, compresores, etc.). Presentan además las razones por las cuales, este tipo de aplicaciones están acotadas a los sistemas con capacidades bajas.

En 1997 Ohgata et al. [Ohgata et al., 1997], propone un control robusto de una bomba de calor por absorción. Basándose en el concepto de que este tipo de sistemas, son por sí mismos complejos y no lineales, aplica un método de linearización del error.

La mayoría de los sistemas de refrigeración existentes operan bajo condiciones variables, por lo tanto un estado estable puro no existe, es por esta razón que el estudio de estos equipos debe abarcar también el estado transitorio. A continuación se presentan algunos ejemplos de la bibliografía revisada para esta sección:

En 1983 MacArthur [MacArthur, 1983], presentó una investigación teórica del comportamiento transitorio de una bomba de calor, analizando por separado cada uno de sus componentes; los modelos fueron derivados directamente de las ecuaciones básicas de conservación de energía y continuidad. Finalmente determina la respuesta total del sistema acoplando todos los modelos independientes en un modelo global.

Butz y Stephan en 1989 [Butz y Stephan, 1989] desarrollan el modelo dinámico de una bomba de calor por absorción, el cual fue comparado con un equipo comercial. El estudio requirió de la conversión de las ecuaciones diferenciales parciales de cada uno de los componentes del sistema a ecuaciones diferenciales ordinarias por medio de discretización espacial. Para predecir el comportamiento dinámico se incorporaron al modelo y al equipo comercial los cambios en las condiciones de entrada de los circuitos de agua externos. Los resultados numéricos obtenidos en estado estable y después de los cambios a la entrada se asemejan a los obtenidos con el equipo comercial.

En 1996 Hasse et al. [Hasse et al., 1996] desarrollan un modelo que permite simular termodinámicamente todas las fases de operación una cámara frigorífica: arranque, estado estable y descongelación, los resultados del modelo son comparados contra datos experimentales obtenidos con anterioridad. El modelo esta basado en balances de energía y masa y asumiendo conceptos básicos de transferencia de calor y masa. Los autores señalan que este modelo satisface las predicciones para el comportamiento dinámico de la cámara y por consiguiente se podrían mejorar los conceptos de control establecidos en este caso.

Vargas et al. en 1998 [Vargas et al. 1998] simularon la respuesta en transitorio de un sistema de refrigeración por absorción operado con calor y con un control continuo de la temperatura de enfriamiento, para estudiar su comportamiento bajo condiciones de operación de arranque-paro y de lazo cerrado. Los resultados muestran que la operación en lazo cerrado permite en gran medida la reducción del consumo de combustible utilizado en relación con el tipo arranque y paro.

Kuory et al. en 2001 [Kuory et al., 2001] presentaron dos modelos numéricos para simular el estado estable y el transitorio de un sistema de refrigeración por compresión. El objetivo de estas situaciones fue el de verificar la posibilidad de controlar al sistema y al sobrecalentamiento del refrigerante a la salida del evaporador por medio de la variación de la velocidad del compresor y del estrangulamiento de la válvula de expansión.

2.2. CRITERIO DE SELECCIÓN DE LOS INSTRUMENTOS DE CONTROL

Para desarrollar una estrategia de operación apropiada, debemos comprender las características de operación bajo las cuales trabaja el sistema y como afectan directamente a su comportamiento, de esta manera podremos observar los puntos y componentes sobre los cuales se deba aplicar una acción de control o correctiva.

Lo anterior, se puede lograr aplicando monitorización de los sistemas, esto es, dotarlos de los suficientes elementos de medida que permitan al usuario conocer en cada momento el estado de la instalación, permita medir su capacidad y gestione las posibles alarmas de mal funcionamiento [Sanz, 2004].

Por ejemplo, para un sistema por compresión, la variable presión, puede ser la referencia para modular la velocidad del compresor, o la temperatura del espacio a enfriar puede tomarse para regular la apertura de las válvulas de expansión [Wu et al., 2004].

El control automático a diferencia del manual, se basa en dispositivos y equipos que conforman un conjunto capaz de tomar decisiones sobre los cambios o ajustes

necesarios en un proceso para conseguir los mismos objetivos que en el control manual pero con muchas ventajas adicionales.

Una de las actividades realizadas durante este trabajo fue comprender y establecer una rutina de puesta en marcha y estabilización del sistema GAX del CIE. Después de haber realizado diversas pruebas experimentales en donde se obtuvo una sensibilidad de las variables involucradas en la operación del equipo, se ha llegado a la conclusión que las variables principales con las cuales puede controlarse el sistema son las presiones tanto en el lado de baja como en el de alta y los niveles de líquido en ambas columnas, ya que la *RC* (que es la masa de solución diluida en amoníaco que deja el generador entre la masa de refrigerante saliente) y la *RF* (que es la masa de solución concentrada en amoníaco que entra al generador entre la masa de refrigerante que sale) son de gran importancia en el desempeño de este tipo de sistemas.

Para la selección de instrumentos de control se tomaron en cuenta diversos factores de construcción del mismo sistema, como son el tipo de solución de trabajo, el diámetro y cédula de tubería. Sin embargo el problema principal en este caso, fueron las presiones y temperaturas de trabajo en las secciones donde es necesario aplicar una acción correctiva.

Las secciones del sistema en donde se aplicó una acción correctiva son: el circuito de recirculación de aceite térmico al generador, las líneas de interconexión entre el generador y el absorbedor así como la línea de solución refrigerante que va del preenfriador y el evaporador.

Entonces, en función de las temperaturas, presiones y fluido de trabajo, se procedió a buscar de manera comercial los diferentes equipos con las características más acorde para este caso de control.

Para el circuito de recirculación de aceite térmico, se decidió utilizar un inversor de frecuencia marca Yaskawa, modelo GPD 315/V7-4X, ya que cuenta con la posibilidad de manipular de manera remota la frecuencia de operación de la bomba de aceite térmico, modificando así las revoluciones del motor.

El inversor de frecuencia consta con una entrada de Vcc con un rango de 0 a 10 volts, el cual se conectó a una tarjeta de adquisición de datos marca hp, modelo 44727, que cuenta con salida directa de voltaje. El voltaje de salida que puede proporcionar la tarjeta se gobierna por medio de un algoritmo de control que relaciona el flujo de aceite y el voltaje de operación desde el software de adquisición de datos. De esta manera se puede controlar el voltaje de salida de la tarjeta para modificar la frecuencia de salida del inversor (en un rango de 0 a 60 hz), al modificarse la frecuencia se modifica también la velocidad de rotación de la bomba. Esta modificación en la velocidad de la bomba de aceite permite manejar un rango de flujo controlado de 4 a 27 lts/min.

Para esta sección se incorporó un medidor de nivel de líquidos; comercialmente existen una amplia gama de medidores de nivel, sin embargo la limitante en este caso son el tipo de fluido a manejar, la temperatura y presión que debe soportar. Además al ser el generador un sistema pre construido, fue necesario realizar modificaciones de diseño necesarias para la instalación de este medidor de nivel.

Así el medidor de nivel que se seleccionó después de una búsqueda comercial y a los parámetros de la solución con la cual va a trabajar, presión en el generador 20 bar, temperatura de la solución en el generador 200°C, tipo de solución mezcla NH₃-H₂O, es el medidor de nivel marca Madison modelo M-5002, el cual está diseñado en acero inoxidable 316SS, 200°C, 300 psig (20.7 bar), conductores calibre 22 con forro de teflón y 2 señales de salida para control.

El control de la presiones entre columnas se realiza por medio de válvulas que requieren la presencia de un usuario al final de cada prueba experimental, sin embargo, con la aplicación de válvulas de control este requerimiento puede restarse. Así se realizó una búsqueda comercial de las válvulas necesarias para separar las presiones tomando nuevamente en consideración las condiciones de trabajo anteriormente presentadas.

Al igual que con el medidor de nivel, comercialmente existen un sin número de válvulas de control automático, sin embargo su elevado precio y sobre todo el tipo de solución de trabajo redujeron en gran medida las posibilidades de aplicación; finalmente, se decidió utilizar válvulas tipo on-off con actuador solenoide a 120 V, 60 Hz, 13 W, marca Jefferson en acero inoxidable y actuador aislado, para separar alta y baja presión

(generador-absorbedor=20 bar y condensador-evaporador=5 bar) en ½” y ¾”, así como también una válvula tipo check en acero inoxidable y ½”.

2.3. ESTABILIDAD OPERACIONAL DEL SISTEMA POR MEDIO DE LA MODULACIÓN DE LA CARGA TÉRMICA APLICADA AL GENERADOR

La estabilidad operacional del sistema, es función de la cantidad de refrigerante que se evapora en el generador por medio de la adición de calor. Por ejemplo, si el generador se encuentra precalentado a temperaturas altas y el flujo de refrigerante disminuye, es posible que se evapore completamente la solución que llega y la que está almacenada en la base del generador, aumentando la presión y provocando una inestabilidad en la operación del sistema completo. Por otra parte, si la cantidad de solución que se envía y almacena en la base del generador es demasiada y la temperatura del generador no es la adecuada, no existirá una evaporación suficiente para alcanzar las presiones de trabajo, en este sentido también existirá una inestabilidad operativa.

Qureshi y Tassou [Qureshi y Tassou, 1996], realizaron una revisión del control de la capacidad en sistemas de refrigeración mecánica por medio de variaciones en la velocidad del compresor; una comparación teórica de varios métodos de control de la capacidad a plena y media carga, mostró que el control de la velocidad del compresor es la técnica con mayor eficiencia energética, mejora la eficiencia en estado estable del equipo y reduce en gran medida las pérdidas del ciclo encendido-apagado (on/off) debido a que no existe una gran diferencia de presiones en el compresor.

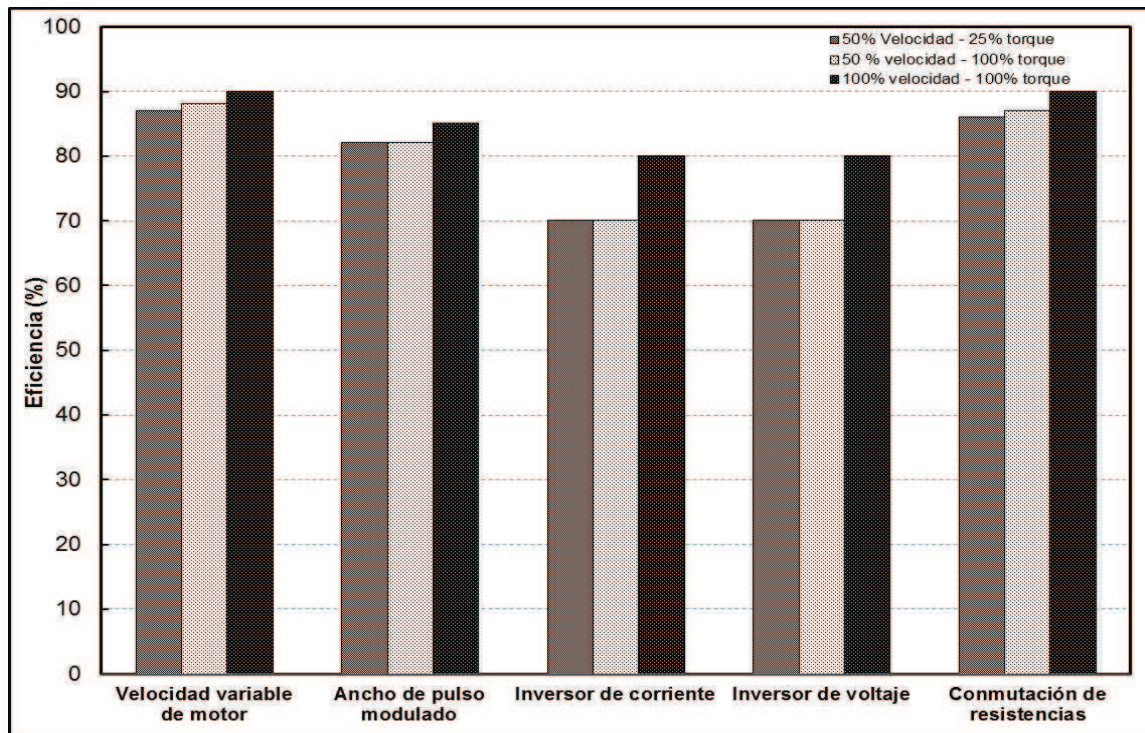


Fig. 2.1. Eficiencia típica de diferentes tecnologías de velocidad variable del compresor para el control de la capacidad [Qureshi y Tassou, 1996]

Este concepto puede aplicarse de manera similar para el sistema GAX presentado, tomando en consideración que en este tipo de sistemas la acción del compresor la realiza la columna del generador, y las variables a controlar en este caso al igual que en los sistemas mecánicos, es la cantidad de flujo refrigerante y la cantidad de energía (calor) suministrada al sistema.

Estabilizar al equipo y reducir en gran medida las complicaciones existentes al momento de operar al sistema para alcanzar las condiciones adecuadas es la finalidad del control y la automatización para este equipo.

2.4. INSTRUMENTOS INSTALADOS PARA LA ESTABILIDAD OPERACIONAL DEL SISTEMA GAX

El objetivo de los elementos de control, es disminuir o mantener el nivel de solución en el generador para alcanzar las condiciones óptimas de trabajo; lo anterior es llevado a cabo cuando se mantiene un porcentaje constante en la bomba de recirculación de solución (RSP), que se encuentra en el absorbedor y es la encargada de llevar la solución que se ha de evaporar en el generador por medio de la aplicación de calor, y con la ayuda de un medidor de nivel con señal de salida digital (SLM) que se ha instalado en la sección de calentamiento del generador para censar la cantidad de solución acumulada; la finalidad es que la señal de salida generada por el medidor de nivel, determine la velocidad de operación de la bomba del circuito de aceite térmico del generador (PO) por medio de la modificación de su frecuencia de operación. Lo anterior se puede observar en la Fig. 2.2.

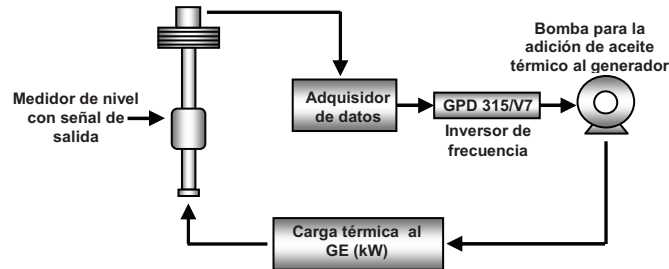


Fig. 2.2. Representación esquemática del lazo de control para la adición de aceite térmico al generador.

Además del lazo de control presentado en la Fig. 2.1, se han implementado válvulas tipo solenoide (VSC1 y VCS2) y tipo check (CV) en diferentes secciones del equipo con la finalidad de separar las secciones de alta y baja presión al momento del arranque-paro y para evitar la migración de fluido entre las columnas, con esto se reduce el tiempo de estabilización la siguiente vez que se opere o arranque el sistema, ya que no se debe gastar energía para reestablecer las condiciones en las regiones de alta y baja presión, así como para recuperar las pérdidas de calor que ocurrieron en el periodo en que el equipo estuvo apagado [Radermacher et al., 1983].

La tabla 2.1 presenta un resumen de los instrumentos instalados para alcanzar estabilidad relativa del sistema y evitar la migración de fluido entre las diferentes secciones del sistema GAX.

Tabla 2.1.
Instrumentos de control

| Descripción | Valor | Instrumento de control |
|--|---|---|
| <i>Control de la solución al generador</i> | | |
| Presión | 20 bar | <ul style="list-style-type: none"> • Medidor de nivel en acero inox. ML-5002 con salida digital. • Inversor frecuencia 127V-GPD 315/v7. |
| Tipo de solución | NH ₃ -H ₂ O (45%) | |
| Temperatura de la solución | 200°C | |
| <i>Control de presión baja (AB –EV)</i> | | |
| Presión (baja) | 5 bar | <ul style="list-style-type: none"> • Válvula solenoide para líquidos ½”, acero al carbón, 127 V, 60 Hz. |
| Temperatura de la solución (baja) | 4°C | |
| <i>control de presión alta (GE –CO)</i> | | |
| Presión (alta) | 20 bar | <ul style="list-style-type: none"> • Válvula solenoide para vapor ¾”, acero al carbón, 127 V, 60 Hz. |
| Temperatura de la solución (alta) | 150°C | |
| <i>Migración de fluido entre columnas</i> | | |
| Temperatura de la solución | 50°C | <ul style="list-style-type: none"> • Válvula tipo check en acero al carbón ½”. |

La Fig. 2.3 presenta un diagrama de las secciones e instrumentos instalados para la estabilidad operacional del sistema GAX.

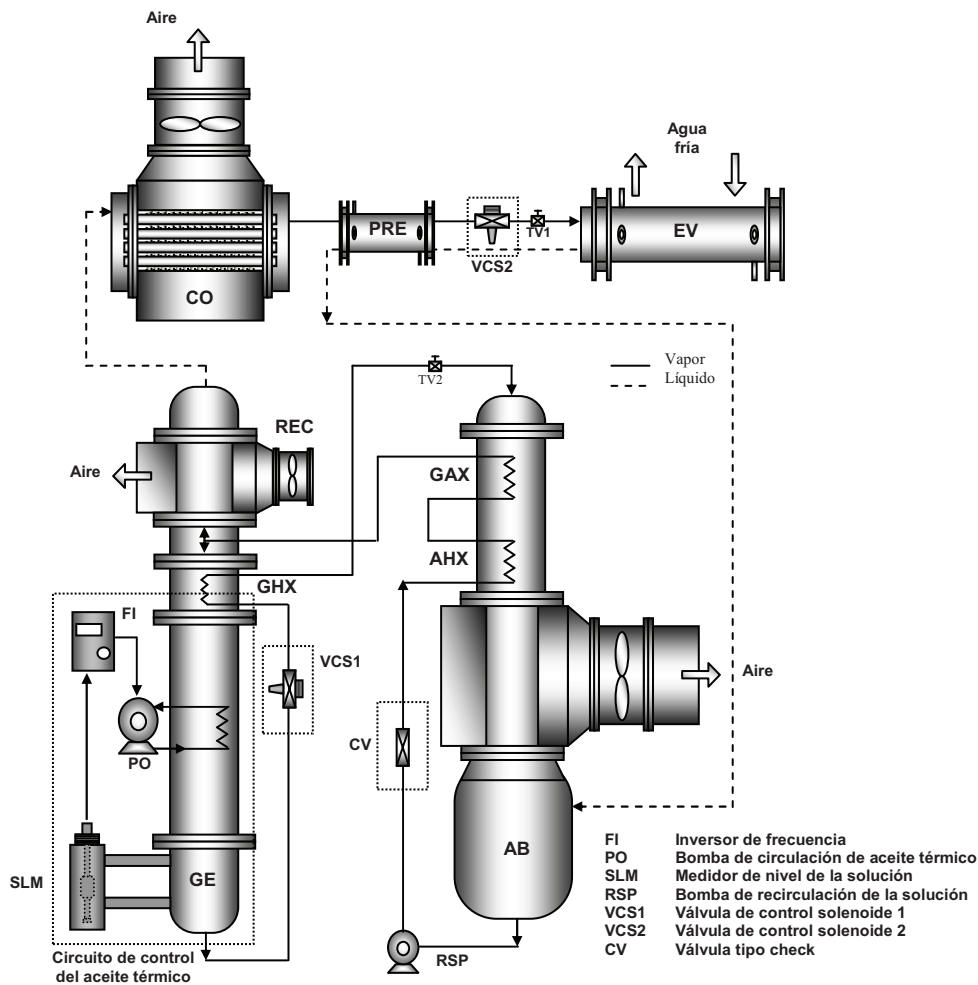


Fig. 2.3. Diagrama del prototipo experimental GAX con lazo de control para adición de aceite térmico

2.5. REGULACIÓN DEL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN SOLAR INTERMITENTE POR ABSORCIÓN

Con base en la rutina de operación reportada por Rivera [Rivera, 2006], se pretende describir el método de control para el sistema intermitente del CIE.

Al comenzar con la primera etapa (generación) se deben encontrar cerradas las válvulas a la entrada y salida del evaporador y abiertas a la entrada y salida del condensador. Una vez que aumente la temperatura en el generador comenzará el llenado del tanque de condensado; al finalizar esta etapa es cuando debe accionarse el lazo de control.

Como se mencionó anteriormente al tratarse de un equipo intermitente, la refrigeración se lleva a cabo por etapas, y su manejo se limita a la apertura y cierre de válvulas a diferentes horas del día por parte del usuario, generalmente esta acción se realiza por la madrugada cuando la temperatura ambiental es más baja lo que ayuda al proceso de refrigeración y después del medio para evitar sobre evaporación del refrigerante; este manejo de válvulas propicia entonces un monitoreo constante del sistema, por esta razón se ha decidido que sea en ellas donde se deben aplicar los instrumentos de control para disminuir esta dependencia de parte del operador.

Por esta razón, se implementó una válvula tipo solenoide a la entrada del evaporador, con la finalidad de que ésta realice su apertura una vez que el medidor de nivel envíe una señal de que se cuenta con la cantidad suficiente de amoniaco y coincide con la hora adecuada para realizar la evaporación.

La descripción general del método de control es la siguiente, el medidor de nivel que se colocó en el tanque de almacenamiento de solución, cuenta con una señal de salida tanto para un nivel bajo como para un nivel alto, esta señal es recopilada por el adquisidor de datos junto con una variable de interés (la cual puede ser la temperatura ambiente, una hora preestablecida del día, etc.); cuando ambas condiciones se cumplen, el adquisidor genera una señal de salida en Vcc que activa el arreglo electrónico, permitiendo la apertura de la válvula de control instalada a la entrada del evaporador, comenzado así la etapa de evaporación; de esta forma se evita la dependencia de apertura manual de la válvula. Una vez que se haya terminado la solución en el tanque de condensado, el medidor de nivel enviará una señal de cierre a la válvula terminando así la segunda etapa. La Fig. 2.4, presenta un diagrama general de lazo de control mencionado.

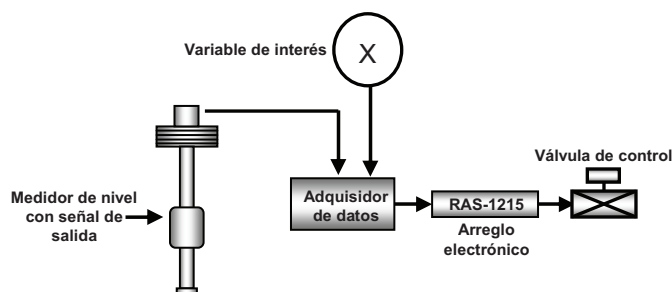


Fig. 2.4. Diagrama general del lazo de control para sistema de refrigeración intermitente del CIE.

El medidor de nivel se ha seleccionado de acuerdo a los siguientes parámetros de la solución con la cual va a trabajar: presión en el tanque de almacenamiento 10 bar, temperatura del líquido 25°C y tipo de solución NH₃. Por lo tanto después de una búsqueda comercial, se decidió utilizar el medidor de nivel marca Madison modelo ML-5555, el cual está diseñado en acero inoxidable, 200 psig (13.7 bar), 200°C, con 2 señales de salida para control, ya que cumple con las condiciones necesarias para el ciclo.

La válvula que se utiliza para separar al condensador del evaporador, se seleccionó de la misma manera, en función de las condiciones del ciclo en donde se instaló: presión en el lado de alta 15 bar, temperatura de la solución 110°C. Comercialmente existe una amplia gama de válvulas de control, sin embargo su elevado costo y en particular la corrosión del cuerpo de la válvula debido al tipo de fluido con el que se trabaja, limitan en gran medida la selección de este tipo de equipos. Por lo tanto se decidió utilizar la válvula tipo on-off con actuador solenoide a 120 V, 60 Hz, 13 W marca Jefferson en acero al carbón en ½”.

Referente a la forma que aquí se plantea de controlar este tipo de sistemas, se ha encontrado que prácticamente no existe literatura concerniente al caso, por lo general se enfocan a equipos de compresión y en la mayoría de los casos se utilizan válvulas tipo “todo o nada” como lo realizado por Eames y Wu [Eames y Wu, 2003], en el cual operan un refrigerador por absorción en donde la migración de fluido entre el generador y el absorbedor se realiza mediante la diferencia de presiones entre ellos, esto se logra por medio de un control de apertura y cierre de dos válvulas. O lo presentado por Cerri y Battisti [Cerri y Battisti, 1993], ellos presentan una mejora en el funcionamiento de una planta de refrigeración basada en un ciclo de compresión de vapor controlado por medio de una válvula, a la cual se le establece un *set point* relacionado a parámetros externos del sistema, como pueden ser el flujo de agua en el condensador y evaporador, temperatura del agua a la entrada del condensador, etc.

Otra de las acciones contempladas para este equipo, fue la incorporación de un tubo capilar que se utilizará como elemento de control para la adición de refrigerante al evaporador, evitando así la dependencia del usuario a la apertura de la válvula micrométrica de expansión con la que normalmente cuentan este tipo de sistemas.

Las condiciones de trabajo del tubo capilar son las siguientes: presión del tanque de almacenamiento 7-10 bar, presión de evaporación 2 bar, temperatura del refrigerante - 18 °C, flujo másico 0.5 kg/hr. Por lo tanto se ha calculado un tubing capilar el cual consta con las siguientes características:

Diámetro exterior = 1/16" (1.588 mm)

Diámetro interno = 0.020" (0.508 mm)

Material = Acero inoxidable (AT - Steel Alltech ^{MR})

Longitud = 7.6 m

El resumen de los elementos instalados para la regulación y control del sistema de refrigeración intermitente se presenta en la tabla 2.2.

Tabla 2.2.
Elementos de control

| Descripción | Valor | Instrumento de control |
|--|-----------------|--|
| <i>Solución en el tanque de almacenamiento</i> | | |
| Presión | 7- 10 bar | • Medidor de nivel en acero inox. ML-5555 con salida digital |
| Tipo de solución | NH ₃ | |
| Temperatura de la solución | 25°C | |
| <i>Control de presión</i> | | |
| Presión (alta) | 15 bar | • Válvula solenoide para líquidos ½", acero al carbón, 127 V, 60 Hz. |
| Temperatura de la solución (alta) | 110°C | |
| <i>Control para la adición de refrigerante al evaporador</i> | | |
| Presión del tanque | 7 -10 bar | • Tubo capilar tipo tubing, en acero inoxidable, Øext = 1/16", Øint=0.020", 7.6 m de longitud. |
| Presión de evaporación | 2 bar | |
| Temperatura de la solución | -20 °C | |
| Flujo másico | 0.5 kg/hr | |

Dentro de las actividades programadas, se encuentra el diseño de rutinas de control y códigos de recopilación de datos, los cuales puedan posteriormente ser utilizados para el desarrollo de estrategias de control de los sistemas de refrigeración existentes. Así, se desarrolló una rutina de control en la plataforma de control y automatización LabView 7.1.

Las Figs. 2.5 - 2.7 presentan los equipos que conforman el lazo de control para el sistema de refrigeración intermitente.

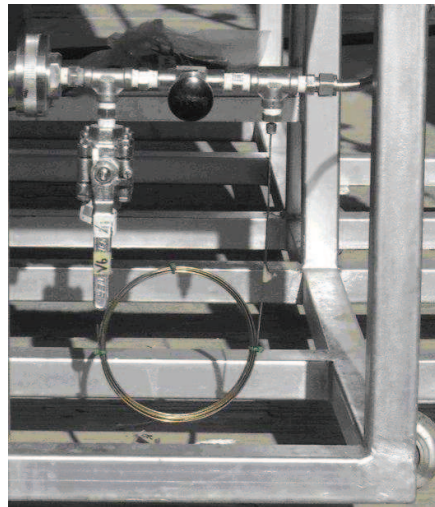


Fig. 2.5. Instalación final del tubo capilar en el sistema de refrigeración solar.



Fig. 2.6. Instalación de la válvula de control tipo solenoide para el sistema de refrigeración solar intermitente.



Fig. 2.7. Instalación final del nivel de solución de amoníaco con salida digital para control de la válvula solenoide.

CAPÍTULO 3. DESARROLLO DE UN MEDIDOR TÉRMICO DE FLUJO MÁSICO DE BAJO COSTO

3.1. CONTROL POR MEDIO DE FLUJO

La medición de flujo constituye tal vez, el más alto porcentaje en cuanto a medición de variables industriales y experimentales se refiere. Ninguna otra variable tiene la importancia de ésta, ya que sin mediciones de flujo, serían imposibles los balances de materia, el control de la calidad de productos en el sector industrial y aún la operación de procesos continuos.

Gracias al conocimiento obtenido por las mediciones de flujo es posible realizar acciones correctivas y/o modificaciones en todo tipo de procesos. Sin embargo, esta acción requiere de una gran certeza y confiabilidad. Existen muchos métodos para medir flujos, en la mayoría de los cuales, es imprescindible el conocimiento de algunas características básicas de los fluidos para una selección adecuada del mejor método a emplear. Algunas de estas características incluyen viscosidad, densidad, compresibilidad, temperatura y presión.

Por otra parte, el tipo de aplicación y la calidad de la medición son las principales características que se deben de tomar en cuenta cuando se vaya a realizar la selección del instrumento de medida. Sin embargo, en algunos casos la primera influye

directamente sobre la segunda, y esto se debe principalmente a los costos comerciales de los medidores de flujo que en algunos casos llegan a ser verdaderamente elevados.

Es por esta razón que es necesario desarrollar herramientas que permitan medir y cuantificar esta variable de forma precisa, confiable y sobre todo a bajo precio, con la finalidad que los resultados puedan ser utilizados posteriormente como parte del mejoramiento del proceso.

3.2. GENERALIDADES DE LA MEDICIÓN DE FLUJO

Las mediciones y el control de flujo de diferentes fluidos son esencial en diferentes aplicaciones experimentales y en la industria. La razón de flujo se define como: la cantidad de flujo de masa a través de un área por unidad de tiempo. En la actualidad existen en el mercado una amplia gama de medidores de flujo, los cuales pueden ser construidos y diseñados según las necesidades del usuario. Generalmente se clasifican de acuerdo a su principio de operación y un factor muy importante al momento de la selección del instrumento de medición, son los costos de inversión, como de operación y mantenimiento.

Existen dos métodos de medición de flujo: los directos e indirectos. El segundo método es llevado a cabo por medio de la combinación simultánea del flujo volumétrico y de la densidad, y ambos dependen directamente de la temperatura y la presión. Sin embargo esto no es del todo correcto, ya que los instrumentos de medida por si mismos tienen errores en sus mediciones. Por esta razón es que los métodos de medición directa son los empleados principalmente en el desarrollo de investigación y procesos industriales [Zhang et al., 2006].

Los métodos de medición directa incluyen los medidores térmicos que son usados en la industria para medir flujos pequeños. Por lo regular se emplean dos técnicas: la primera consiste en suministrar una entrada constante de energía a una sección del medidor y medir la temperatura a la entrada y salida de la sección calentada, la diferencia de temperaturas medida es entonces linealmente dependiente sobre el flujo total. En la segunda, el medidor es calentado para mantener una temperatura constante

independiente del flujo, de esta manera la cantidad de energía requerida para mantener constante la temperatura del tubo es proporcional al flujo dentro del tubo. Para el desarrollo de este medidor se utilizó la primera técnica.

Para comprender el principio de operación de los medidores de flujo mássicos térmicos, se debe considerar primero el término capacidad térmica; éste es definido como la cantidad de calor requerido para elevar la temperatura en un número específico de grados.

En años anteriores se han reportado diferentes resultados experimentales para este tipo de sistemas bajo diferentes condiciones de trabajo, así podemos encontrar lo reportado por Hawk y Baker, 1968; Komiya et al., 1988; Hinkle y Mariano, 1991; Tison, 1996; Toda et al., 1998; Rudent et al., 1998; Kim y Jang, 2001; Viswanathan et al., 2002; Viswanathan et al., 2002; Kim et al., 2007; Han et al., 2005. El fenómeno al cual esta ligado el comportamiento de este tipo de sistemas, ha sido presentado en los trabajos de Kim y Jang, 2001, Kim et al., 2007 y Han et al., 2005.

3.3. DESCRIPCIÓN DEL PRINCIPIO DE OPERACIÓN DEL MEDIDOR DE FLUJO

A continuación se presenta el diseño y desarrollo del medidor de flujo mássico (MF) de agua de bajo costo, el cual a diferencia de los medidores de flujo más usados (p.e. tipo turbina), no tiene partes móviles de manera que en este aspecto no es propenso a fallas mecánicas [Meng Joo et al. 2001].

El MF propuesto consiste en un tubo de cobre rígido tipo L de 0.5 m de longitud, 0.013 m de diámetro nominal, 0.0138 m de diámetro interno, el diámetro exterior es de 0.0158 m, el espesor de pared es de 0.001016 m, con sensores de temperatura tipo Termistor de alta exactitud a la entrada y la salida. Al tubo se le aplica una carga térmica (Q) constante por medio de una resistencia eléctrica flexible enrollada alrededor de toda su superficie exterior.

Cuando el flujo entra a la sección de prueba, con una temperatura de entrada (T_i), presión (p_i) y velocidad (v_i); conforme el fluido avance sus condiciones iniciales se

modificarán debido al flujo de calor que recibe la tubería y por el esfuerzo cortante que ejerce la tubería por su parte interna, hasta obtener las condiciones finales de temperatura (T_n), presión (P_n) y velocidad (v_n) a la salida lo que se presenta esquemáticamente en la Fig. 3.1.

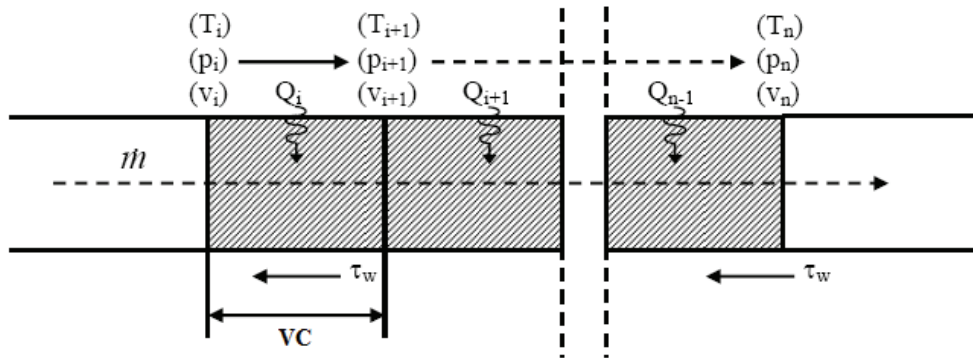


Fig. 3.1. Discretización de los volúmenes de control.

El principio de operación del medidor de flujo experimental se basa en la primera ley de la termodinámica. Durante la operación, el fluido entra a la sección de prueba a la cual se le suministra una cantidad de calor constante por medio de una resistencia eléctrica, la temperatura del fluido es medida a la entrada y a la salida por medio de sensores de temperatura. De esta manera, el flujo másico es inversamente proporcional a la diferencia de temperaturas registrada por los sensores. La Fig. 3.2 presenta el esquema del medidor de flujo.

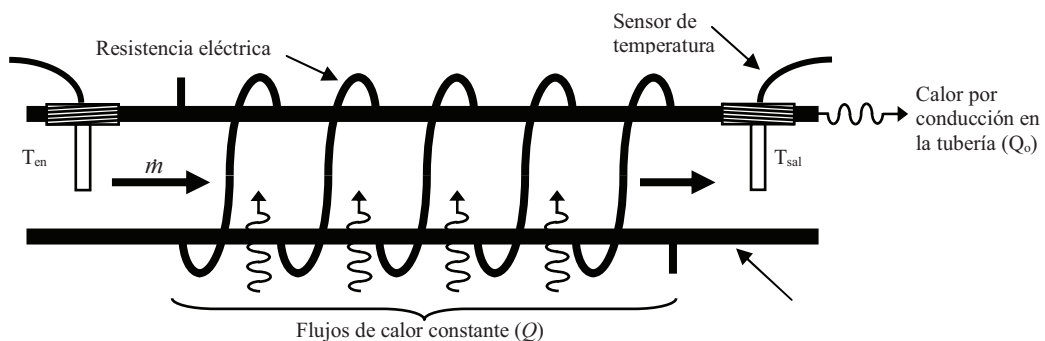


Fig. 3.2. Principio de medición del flujo.

3.4. MODELO MATEMÁTICO DEL MEDIDOR EXPERIMENTAL DE FLUJO MÁSIICO

Para el diseño, optimización y representación del comportamiento dinámico del medidor de flujo experimental se desarrolló un algoritmo computacional, el cual fue dividido en tres subrutinas: fluido al interior del tubo, calor transferido al tubo en forma constante por la superficie externa y calor transferido en un tubo con aislamiento. Así, se han resuelto las ecuaciones gobernantes que rigen el comportamiento térmico y fluido dinámico del sistema.

El primer paso es identificar un volumen de control (VC) por el cual pasa la energía y la materia [Incropera y DeWitt, 1994], y se deben asumir suposiciones para poder integrar la ecuación de la energía para fines prácticos; las suposiciones son las siguientes: 1) el flujo que entra al VC es unidimensional y en una sola fase, 2) el VC no cambia de tamaño y se utilizará como fluido el agua, 3) los diámetros y rugosidad del tubo son constantes, 4) la conducción de calor en el fluido se considera despreciable y 5) se desprecia el intercambio de calor por radiación entre las superficies del tubo.

La Fig. 3.3 presenta un VC en donde i e $i+1$ son la entrada y salida respectivas del flujo másico. De acuerdo a las características geométricas de la tubería (diámetro, longitud, rugosidad, etc.) las ecuaciones gobernantes (ecuación de continuidad, cantidad de movimiento y energía) han sido integradas asumiendo las suposiciones presentadas en el párrafo anterior quedando de la siguiente forma [García Valladares, 2000]:

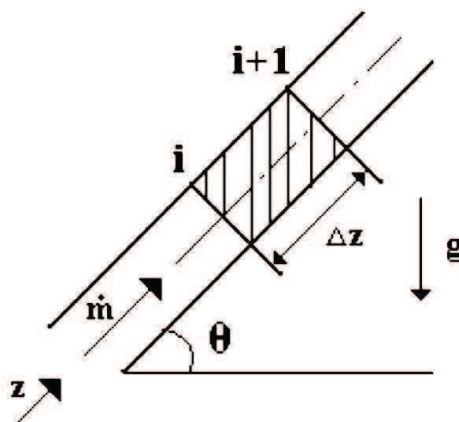


Fig. 3.3. Flujo dentro de un VC.

Continuidad:

$$\int_{sc} \rho \vec{v} \cdot d\vec{A} + \frac{\partial}{\partial t} \int_{vc} \rho dV = 0 \quad (3.1)$$

Movimiento:

$$\int_{sc} \vec{v}(\rho \vec{v} \cdot d\vec{A}) + \frac{\partial}{\partial t} \int_{vc} \vec{v}(\rho dV) = \vec{F} \text{ sup} + \int_{vc} \vec{B}(\rho dV) \quad (3.2)$$

Energía:

$$\int_{sc} e(\rho \vec{v} \cdot d\vec{A}) + \frac{\partial}{\partial t} \int_{vc} e(\rho \cdot dV) = \dot{Q} - \dot{W} \quad (3.3)$$

En el desarrollo de este modelo deben considerarse los esfuerzos cortantes, los cuales se evalúan a su vez por el factor de fricción f generalmente por medio de la correlación empírica $\tau_w = (f / 4)(m^2 / 2\rho A^2)$; además es necesario conocer el coeficiente de transferencia de calor por convección α entre la pared del tubo y la temperatura del fluido, este puede definirse como $\alpha = \dot{q}_{pared} / (T_{pared} - T_{fluido})$ [García-Valladares, 2004].

3.4.1. Solución numérica para el desarrollo del medidor experimental de flujo másico

Para cada VC los valores de salida son obtenidos de manera iterativa por medio de la discretización de las ecuaciones 3.1, 3.2 y 3.3 y apoyándose en un método implícito de tramo a tramo en dirección al flujo, es decir, una vez que las condiciones de salida de cada VC han convergido estas son utilizadas como datos de entrada para el siguiente VC.

Para este caso se asume un flujo de calor constante a través de toda la longitud del tubo y se conocen las temperaturas de entrada y salida. Se obtiene un valor de T_{i+1} para cada VC y por medio de un método iterativo Newton-Raphson se obtiene un flujo. Finalmente el ΔT simulado es comparado con el real si existe una diferencia menor al criterio de convergencia fijado entre ellos se puede decir que el flujo es el correcto.

3.5. DISEÑO DEL MEDIDOR EXPERIMENTAL DE FLUJO MÁSSICO

El objetivo principal de este medidor de flujo es que el usuario puede obtener una medición de flujo adecuada (errores razonablemente bajos en la medición, poca caída de presión y bajo consumo de energía), además de una baja inversión. En este sentido el modelo matemático desarrollado ha sido utilizado para obtener un estudio paramétrico del sistema.

En todos los casos, el modelo matemático presentado en las secciones 3.4 y 3.4.1. se ha ajustado de acuerdo a los siguientes parámetros: temperatura del agua a la entrada (25°C), temperatura ambiente (30°C), espesor del aislamiento (3/4", 19.05 mm) y tubería de cobre ya que cuenta con una alta conductividad térmica.

Para el diseño y optimización del sistema se plantearon las siguientes restricciones: a) el rango de flujos de prueba se fijó entre 3 y 17 kg/min; b) el número de Reynolds debe mantenerse por encima de 5000 para evitar que el sistema trabaje en la región laminar o de transición, ya que esto reduciría considerablemente los coeficientes y pueden afectar el comportamiento del equipo; c) debido a los errores propios de los instrumentos de medición de temperatura, la diferencia de temperatura entre la entrada y la salida debe ser mayor de 0.2°C; d) se utilizó una tubería con una alta conductividad térmica.

El estudio paramétrico que se llevó a cabo incluye el diámetro de la tubería, longitud de la tubería y la cantidad de energía aplicada al sistema, los parámetros son presentados en la Tabla 3.1.

Tabla 3.1.
Estudio paramétrico para el medidor de flujo experimental

| Variable | Rango |
|---|---|
| Diámetro del tubo (diámetros comerciales de tubería de cobre) | • 1/4", 1/2", 3/4" (diámetros nominales) |
| Diámetros (internos, externos) | • (8,9.52), (13.84,15.87), (19.94,22.23) mm |
| Longitud de la tubería | • 0.25, 0.50, 0.75 m |
| Energía suministrada | • 210, 270, 330, 390, 450 W |

El número de Reynolds promedio obtenido por el modelo numérico para los diferentes diámetros de tubería considerando el flujo más bajo (3 kg/min) son: 8939 (para 1/4"),

5167 (para 1/2") y 3587 (para 3/4"); las caídas de presión obtenida para el flujo más alto (17 kg/min) y para la mayor longitud (0.75 m) fueron 31.6 kPa, 2.3 kPa y 0.4 kPa para un consumo de potencia de 8.95 W, 0.65 W y 0.11 W (si se asume que el consumo de energía es aproximadamente igual a la caída de presión multiplicada por el flujo másico y dividido entre la densidad del fluido).

De acuerdo a los resultados anteriores y a las restricciones mencionadas, la tubería de 1/4" de diámetro se descartó debido a la alta caída de presión y la tubería de 3/4" de diámetro se descartó debido a que el número de Reynolds resultante es muy pequeño, lo que puede producir que el sistema opera en la zona entre flujo laminar y turbulento (transición).

La Fig. 3.4 presenta el incremento de la temperatura del agua en función de la longitud de la tubería y la energía suministrada para un diámetro nominal de 1/2". Con base en la distancia y el tipo de material a utilizar, se procedió a realizar el cálculo de la longitud total de la resistencia eléctrica necesaria para generar la potencia eléctrica que se aplica al fluido. A partir de los cálculos realizados, se determinó que la potencia necesaria es alrededor de 330 W.

La resistencia eléctrica comercial que se adapta para las condiciones necesarias en el diseño tienen las siguientes características: 1.75 Ω /m con un diámetro de 5 mm. Entonces la longitud necesaria para alcanzar 330 W de energía son 3.08 m si se considera que la energía que se suministra en el país son 127 V a.c.; se decidió emplear la energía directa de la red con la finalidad de no utilizar reguladores de voltaje e incrementar el costo del equipo.

Debido a las dimensiones de la resistencia eléctrica es imposible distribuir 3.08 m en 0.25 m de longitud del tubo, por esta razón se optó por utilizar un tubo de 0.5 m de longitud con la finalidad de que el medidor pueda ser montado fácilmente en espacios reducidos, sobre todo si es utilizado en sistemas experimentales.

Finalmente el diseño obtenido para el medido de flujo másico térmico por medio del análisis numérico tiene las siguientes características: tubería de 1/2" de diámetro nominal de cobre, con una longitud de 0.5 m, 330 W de consumo de energía y un aislamiento

térmico de 3/4”.

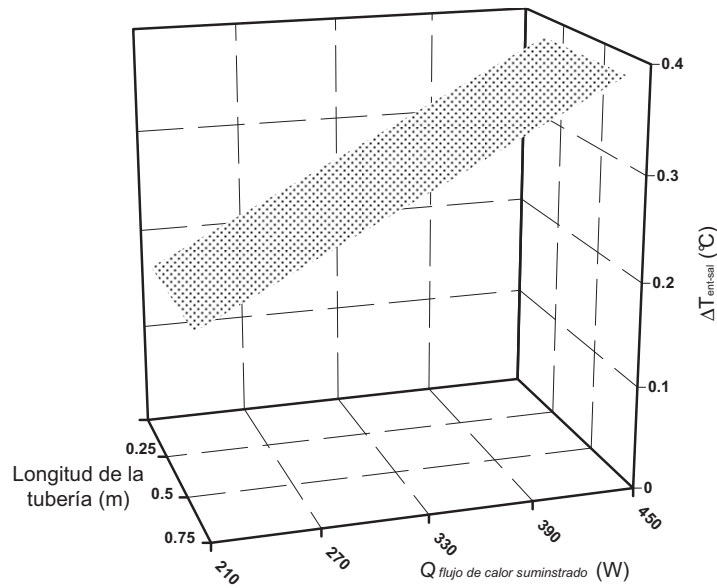


Fig. 3.4. Incremento de la temperatura del agua en función de la longitud del tubo y la energía suministrada para un tubo de diámetro nominal de 1/2”.

Por otra parte con los resultados anteriores y con la geometría final, se desarrolló una ecuación polinomial para calcular teóricamente el flujo másico que pasa por el sistema en función de la diferencia de temperaturas entre la entrada y la salida, así como la energía suministrada por la residencia eléctrica, esta ecuación es presentada a continuación:

$$\begin{aligned} \dot{m}_{agua} = & 0.14618 \cdot Q \cdot [-0.846 \cdot \Delta T_{ent-sal}^5 + 4.173 \cdot \Delta T_{ent-sal}^4 - 8.068 \cdot \Delta T_{ent-sal}^3 \\ & + 7.796 \cdot \Delta T_{ent-sal}^2 - 3.959 \cdot \Delta T_{ent-sal} + 1.0] \text{ (kg/min)} \end{aligned} \quad (3.4)$$

3.5.1. Construcción del medidor experimental de flujo másico

La Fig. 3.5 presenta el esquema general planteado para el montaje del equipo experimental, siendo la parte en donde se encuentra la resistencia eléctrica la sección de prueba a estudiar.

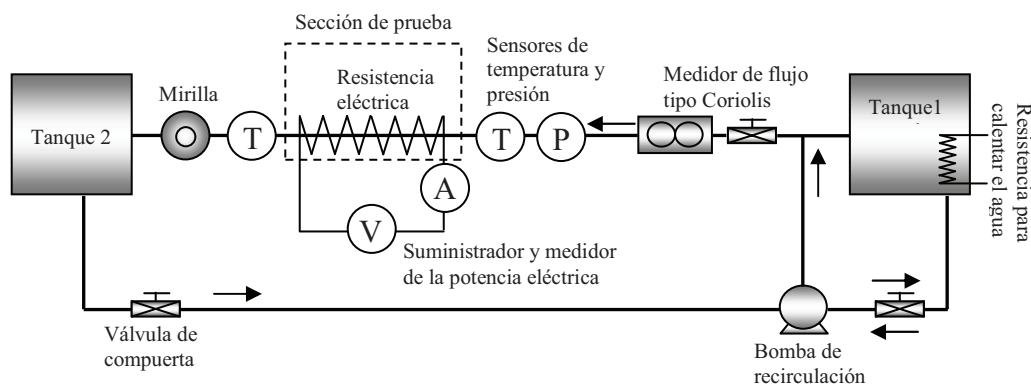


Fig. 3.5. Diagrama del medidor de flujo experimental

La resistencia que se ha utilizado para generar la potencia necesaria es de tipo flexible, la cual ha sido distribuida alrededor de toda la pared externa del tubo de cobre para mantener un calor uniforme; a la entrada y salida de la sección de prueba, se incorporaron sensores de temperatura tipo termistor serie 700, los cuales tienen una precisión de ± 0.2 °C.

Sobre la línea de trabajo, se instaló un medidor de flujo tipo Coriolis (Coriolis, Endress Hauser Instruction Manual, 2000) para registrar el flujo que pasa a la sección de prueba, el cual ofrece una exactitud de ± 0.1 % de la medición y consta con señal de salida de 4-20 mA para monitorización [Endress Hauser, 2000] el error del medidor de flujo es tomado en cuenta en las mediciones experimentales, sin embargo es tan pequeño que no afecta de manera significativa en los resultados. En la parte final de la línea de trabajo se instaló una mirilla de visualización para observar el desarrollo del flujo. La Tabla 3.2 presenta las características del medidor experimental.

Tabla 3.2.
Características del medidor de flujo desarrollado

| | |
|------------------------------------|---|
| Fluido | Agua |
| Rango de flujo | 3-17 kg/min |
| Temperatura de operación | 15°C – 60°C |
| Energía suministrada | 127 V a.c. |
| Energía consumida | 330 W |
| Dimensiones | 0.5 m de longitud, ½ ” Ø nominal (tubería de cobre) |
| $\Delta T_{\text{ent-sal}}$ mínimo | 0.2 °C |
| Espuma aislante flexible | 0.5 m de longitud, ½ ” Ø, ¾” espesor |

Todos los sensores y equipos electrónicos fueron conectados a una tarjeta de adquisición de datos del equipo Agilent 34970A para la recolección y análisis de todas las variables involucradas. Finalmente, se desarrolló un software en Lab View ver. 7.1, [LabVIEW, 2004] para monitorización y adquisición de datos de todas las variables que interfieren en el proceso.

Las siguientes figuras presentan la instrumentación y conexión de los diversos equipos que componen al medidor experimental. La Fig. 3.6 presenta el detalle de la resistencia eléctrica alrededor del tubo con la cual se mantiene un flujo de calor constante a lo largo de toda la tubería. La Fig. 3.7 muestra el medidor de flujo experimental con aislamiento para evitar las pérdidas de calor al ambiente así como la tarjeta de adquisición de datos con la cual se recopilaron las temperaturas experimentales.



Fig. 3.6. Detalle de la resistencia eléctrica a lo largo de la pared del tubo.

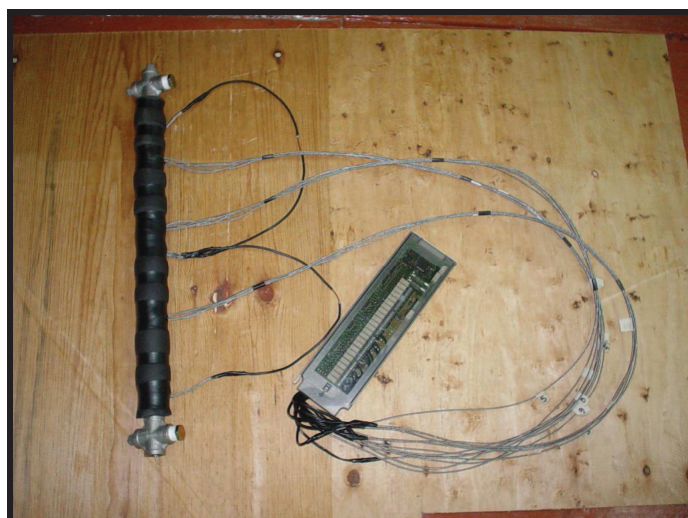


Fig. 3.7. Detalle final del tubo, una vez incorporados los sensores de temperaturas y la resistencia eléctrica.



Fig. 3.8. Montaje final del sistema de recirculación de agua y de la línea de trabajo.

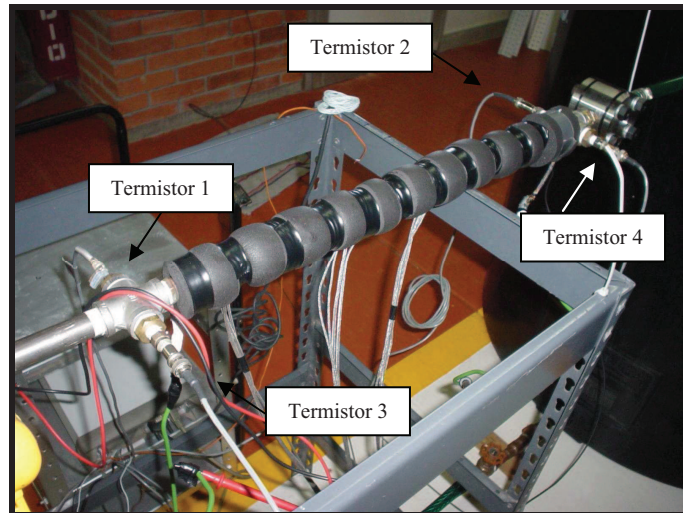


Fig. 3.9. Vista lateral de la tubería de control debidamente instrumentada

Las Figs. 3.8 y 3.9 muestran el montaje final del sistema experimental, una vez montado e instalado el sistema de recirculación de agua con control de temperatura.

La distancia mínima para obtener un flujo completamente desarrollado y obtener resultados confiables son 12 diámetros en la sección de entrada y 10 diámetros en la sección de salida, es decir 0.152 m y 0.17 m respectivamente. Esta distancia fue tomada en cuenta durante la construcción del equipo experimental.

La Fig. 3.10 presenta el software desarrollado para la recopilación y comparación de datos experimentales.

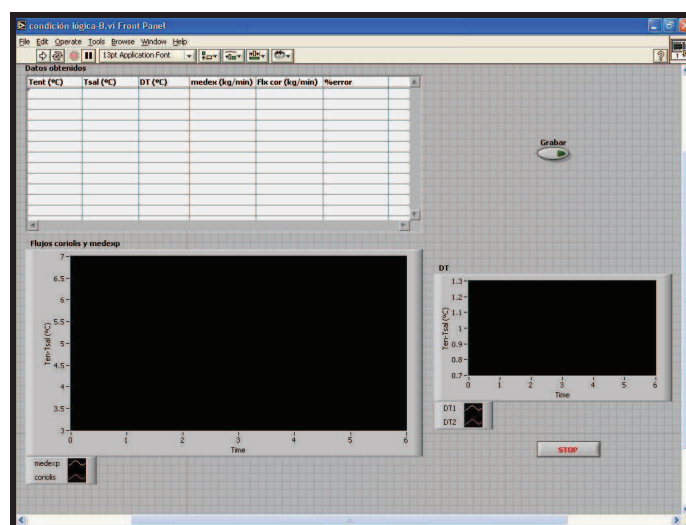


Fig. 3.10. Software desarrollado para la caracterización del medidor experimental

3.5.2. Funcionalidad del medidor experimental de flujos másicos

Para comprobar el funcionamiento del medidor experimental se desarrollaron pruebas experimentales a diferentes condiciones de operación. La finalidad es determinar la cantidad de masa que pasa por la sección de prueba y establecer el porcentaje de error; tomando como referencia un medidor de flujo tipo Coriolis.

Las características que se deben tomar en cuenta al momento de la calibración de un medidor de flujo incluyen: 1) tipo de fluido (líquido o gas); 2) variable física a medir (masa o volumen); 3) condiciones de prueba; 4) precisión y exactitud [Belforte et al., 1997]. Las condiciones de operación para la fase experimental se presentan a continuación:

| Condición de operación | Valor |
|--|---------------------------------------|
| Temperatura del agua a la entrada del sistema | 20°C, 40°C y 60°C |
| Potencia eléctrica de trabajo | 330 W |
| Flujo másico de prueba | 3-17 kg/min (incrementos de 1 kg/min) |
| ΔT mínimo entre la entrada y la salida | 0.2°C |

La primera etapa de prueba consistió en la obtención de 3 polinomios característicos para cada temperatura de entrada del agua al sistema; los cuales fueron elaborados con base en el ΔT registrado por los sensores de temperatura y el flujo másico medido por el sensor de flujo másico tipo Coriolis. Para obtener estos polinomios se realizaron 10 barridos de flujo desde 3 a 17 kg/min a tres diferentes temperaturas y para cada uno de ellos se tomaron más de 30 mediciones para asegurarse de obtener certeza y repetibilidad en los datos. De tal forma que se obtuvieron los siguientes polinomios.

Para temperaturas de entrada de 20° C

$$m_{agua} = 51.983 - 177.78 \Delta T_{ent-sal} + 290.45 \Delta T_{ent-sal}^2 - 243.73 \Delta T_{ent-sal}^3 + 100.43 \Delta T_{ent-sal}^4 - 16.023 \Delta T_{ent-sal}^5 \text{ (kg/min)} \quad (3.5)$$

Para temperaturas de entrada de 40° C

$$m_{agua} = 47.481 - 168.64 \Delta T_{ent-sal} + 288.17 \Delta T_{ent-sal}^2 - 254.16 \Delta T_{ent-sal}^3 + 110.87 \Delta T_{ent-sal}^4 - 18.876 \Delta T_{ent-sal}^5 \text{ (kg/min)} \quad (3.6)$$

Para temperaturas de entrada de 60° C

$$\begin{aligned} \dot{m}_{\text{agua}} = & 24.948 - 32.751 \cdot \Delta T_{\text{ent-sal}} - 32.382 \cdot \Delta T_{\text{ent-sal}}^2 + 106.5 \cdot \Delta T_{\text{ent-sal}}^3 \\ & - 82.282 \cdot \Delta T_{\text{ent-sal}}^4 + 20.681 \cdot \Delta T_{\text{ent-sal}}^5 \quad (\text{kg/min}) \end{aligned} \quad (3.7)$$

Los polinomios (3.5 - 3.7) fueron integrados durante el desarrollo del software para ser validados con nuevos datos experimentales, con el fin de estimar la repetibilidad y de error del sistema. Para temperaturas intermedias se puede utilizar una interpolación lineal de los polinomios.

3.6. VALIDACIÓN EXPERIMENTAL DEL MEDIDOR DE FLUJO MÁSSICO

El procedimiento de validación experimental comienza con la circulación de agua del tanque 1 hacia el tanque 2 (ver Fig. 3.5), previamente se ha fijado una temperatura de entrada del agua, por medio de una resistencia eléctrica, instalada dentro del tanque 1, que calienta el fluido hasta alcanzar la temperatura deseada para realizar la prueba experimental.

Se deja pasar el fluido por la sección de estudio a la que se aplica una potencia eléctrica para mantener un flujo de calor constante a través de toda la tubería, y por medio de los sensores de temperatura a la entrada y la salida se registra el diferencial de temperatura ($\Delta T_{\text{ent-sal}}$) que es utilizado directamente en el polinomio según sea el caso.

La obtención de los datos experimentales se realizó cada 5 seg. por medio de un software desarrollado en LabView Ver. 7.1 y se realizaron alrededor de 30 pruebas experimentales para cada rango de temperatura para comprobar la certidumbre de la medición y el error. El desarrollo de las pruebas experimentales se inicia en 3 kg/min y se incrementa el flujo en 1 kg/min hasta alcanzar 17 kg/min, manteniendo constante el flujo de calor alrededor de toda la sección de prueba por medio de una resistencia eléctrica.

Las condiciones de estado estable para cada punto experimental en el cual se realizaron las mediciones, se alcanzaban una vez que el $\Delta T_{\text{ent-sal}}$ se mantiene constante en ± 0.2 °C.

Para flujos bajos (de 3 hasta 8 kg/min) el tiempo requerido para la estabilización de las mediciones fue de aproximadamente 30 seg. Mientras que para flujos mas elevados (de 9 hasta 17 kg/min) el tiempo de estabilización se redujo aproximadamente a 15 seg.

Para flujos mayores que 18 kg/min., los errores de medición en la diferencia de temperaturas, son mayores que la diferencia de temperatura mínima establecida para los sensores entre la entrada y la salida. Por esta razón, es que el medidor experimental fue limitado hasta 17 kg/min durante las pruebas experimentales. Sin embargo, para medir flujos mayores a 18 kg/min con el mismo procedimiento, es necesario aplicar una cantidad mayor de energía o por medio de la aplicación de un *by-pass*, el cual será explicado posteriormente.

Para la comparación de los resultados experimentales, se usaron las siguientes definiciones:

$$\%error.puntual = 100 \cdot \frac{|\dot{m}_{real} - \dot{m}_{pred}|}{\dot{m}_{real}} \quad (3.8)$$

$$\%error.promedio = \frac{1}{k} \sum_{i=1}^k \%error_i \quad (3.9)$$

Donde k es el número de puntos experimentales, \dot{m}_{real} es la medición obtenida por el medidor de flujo de Coriolis y \dot{m}_{pred} es el flujo obtenido por el medidor experimental.

A continuación se presentan los resultados de las pruebas experimentales realizadas con el medidor de flujo experimental, así como las comparaciones con el medidor de flujo comercial.

La Fig. 3.11, presenta los resultados experimentales para una prueba con una temperatura de entrada de 19.5°C; en este caso se encontró un porcentaje de error de $\pm 0.46\%$ y un error máximo de $\pm 0.98\%$ del flujo medido, se observó también una desviación estándar de 0.04. En las gráficas presentadas a continuación, las barras de error representan la desviación estándar de cada uno de los puntos medidos.

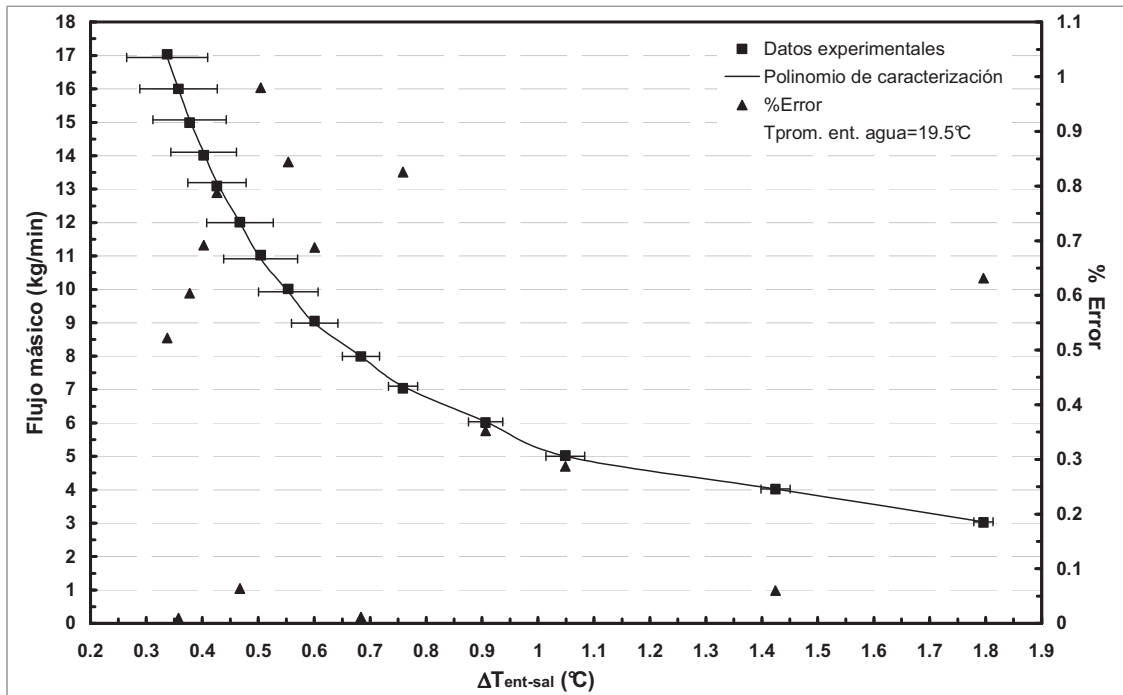


Fig. 3.11. Determinación del flujo másico experimental como función del $\Delta T_{ent-sal}$. Comparación de los errores obtenidos por el medidor experimental y flujómetro de Coriolis para una temperatura de entrada del agua de 19.5°C.

La Fig. 3.12, presenta el flujo másico obtenido por medio de la interpolación lineal de dos ecuaciones (20°C y 40°C respectivamente) para una temperatura de entrada del agua de 24.4°C, se observó de las pruebas experimentales que con base en estas interpolaciones, se pudieron conseguir resultados de flujo con un menor grado de incertidumbre. Así puede observarse en la figura que los flujos obtenidos por medio de la interpolación lineal se ajustan en mejor medida a los registrados por el medidor de flujo de Coriolis. De esta prueba experimental se obtuvieron los siguientes resultados, un porcentaje de error de $\pm 0.46\%$ con un error máximo de $\pm 0.84\%$ del flujo medido así como una desviación estándar de 0.034.

La Fig. 3.13, muestra el flujo másico obtenido cuando la temperatura de entrada es de 40.4°C, se obtuvo un error promedio de $\pm 0.31\%$ con un error máximo de $\pm 0.83\%$ y una desviación estándar de 0.047.

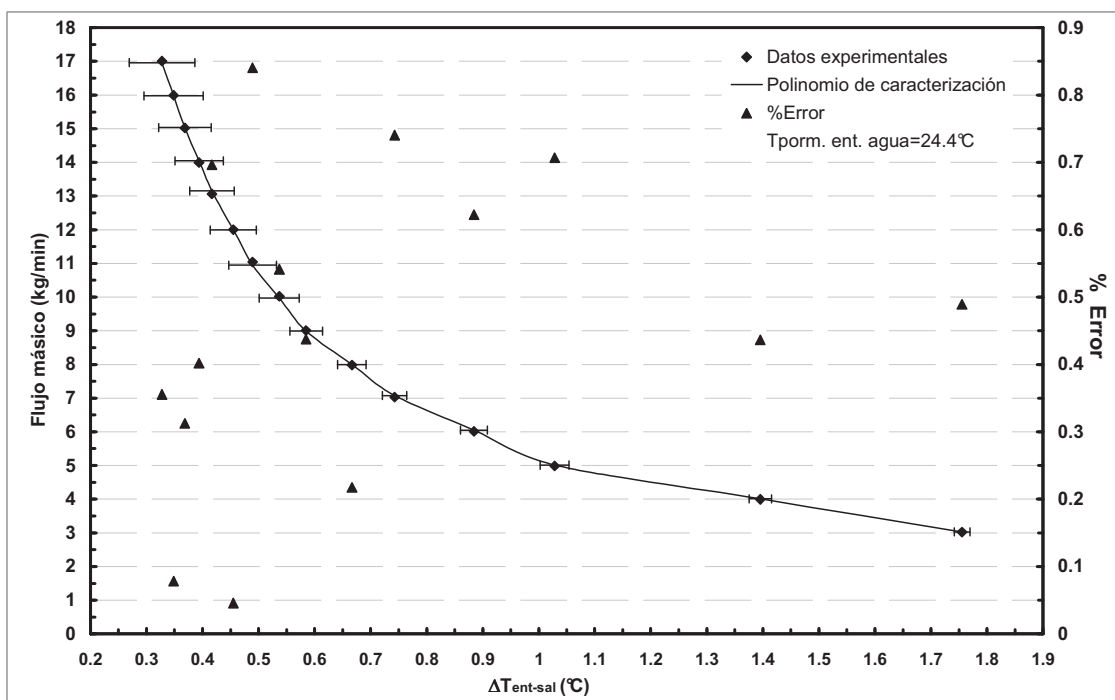


Fig. 3.12. Determinación del flujo másico experimental como función del $\Delta T_{ent-sal}$. Comparación de los errores obtenidos por el medidor experimental y flujómetro de Coriolis para una temperatura de entrada del agua de 24.4°C.

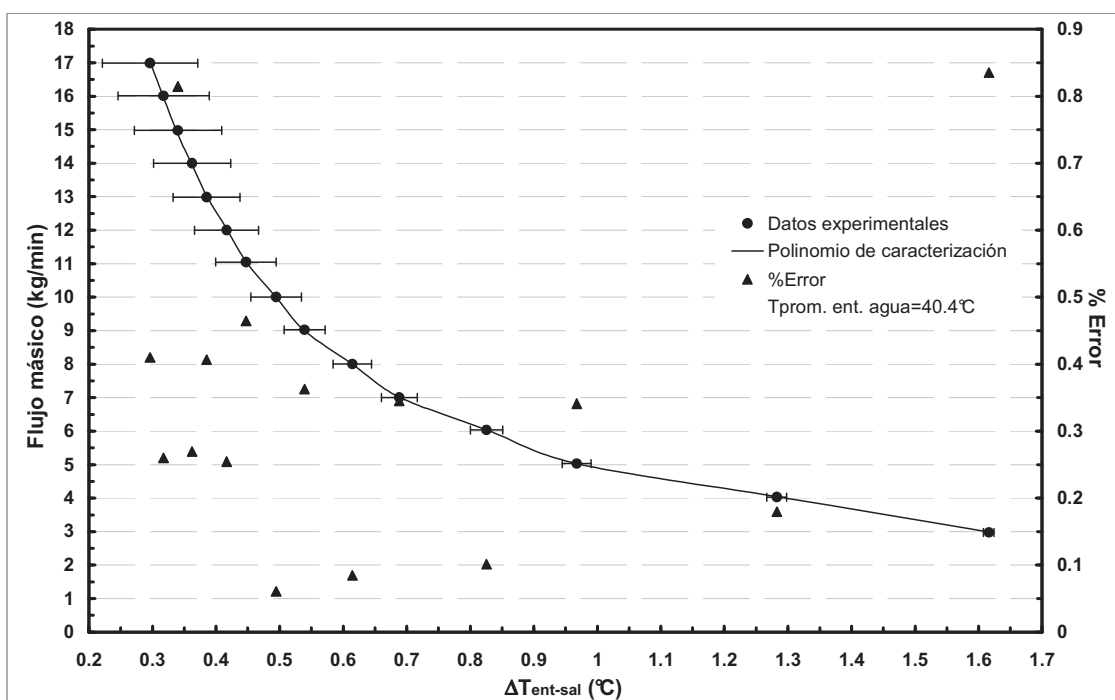


Fig. 3.13. Determinación del flujo másico experimental como función del $\Delta T_{ent-sal}$. Comparación de los errores obtenidos por el medidor experimental y flujómetro de Coriolis para una temperatura de entrada del agua de 40.4°C.

Para el caso presentado por la Fig. 3.14, en donde se utilizó una entrada de agua a 60.1 °C, se encontró un error promedio de $\pm 0.91\%$, un error máximo de $\pm 1.91\%$ y una desviación estándar de 0.06 del flujo medido. Aunque en esta prueba experimental los resultados experimentales obtenidos con el polinomio correspondiente presentan una tendencia cercana con el flujo medido real, los errores obtenidos son mayores que en las pruebas anteriores, todos estos errores pueden claramente disminuir con un mejor ajuste de la curva de calibración para cada caso. Para este caso en particular, a pesar de los errores registrados el error promedio se puede considerar aceptable.

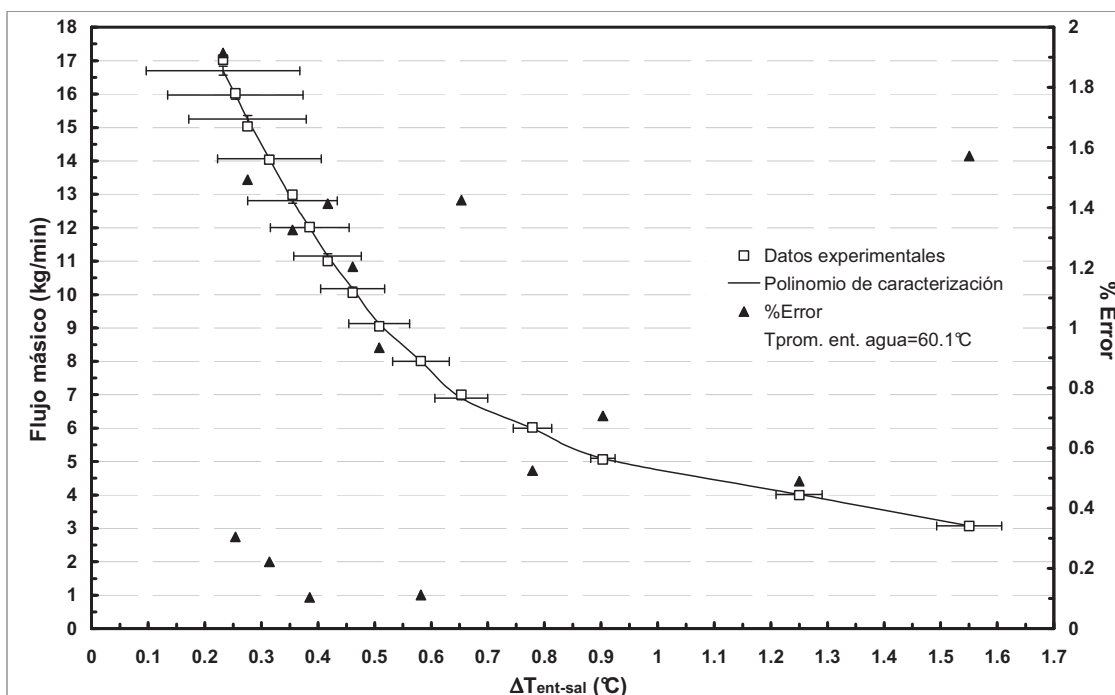


Fig. 3.14. Determinación del flujo másico experimental como función del $\Delta T_{ent-sal}$. Comparación de los errores obtenidos por el medidor experimental y flujómetro de Coriolis para una temperatura de entrada del agua de 60.1 °C.

Durante todas las pruebas experimentales existió repetitividad en las mediciones, por lo que se considera que los resultados obtenidos también son favorables. La Fig. 3.15 presenta el perfil de flujo másico (representado por el modelo numérico con 330 W de calor constante y con todas las consideraciones propuestas anteriormente), comparado con los resultados obtenidos por el medidor de flujo de Coriolis. De esta comparación se encontró que el error de $\pm 0.1^\circ\text{C}$ en ambos sensores que registran las temperaturas ($\Delta T_{ent-sal}$), tienen un efecto importante en la banda de resultados obtenida por el modelo numérico, esto sirvió para mejorar y ajustar los resultados obtenidos.

El perfil del modelo numérico es representado en la figura por medio de la línea continua.

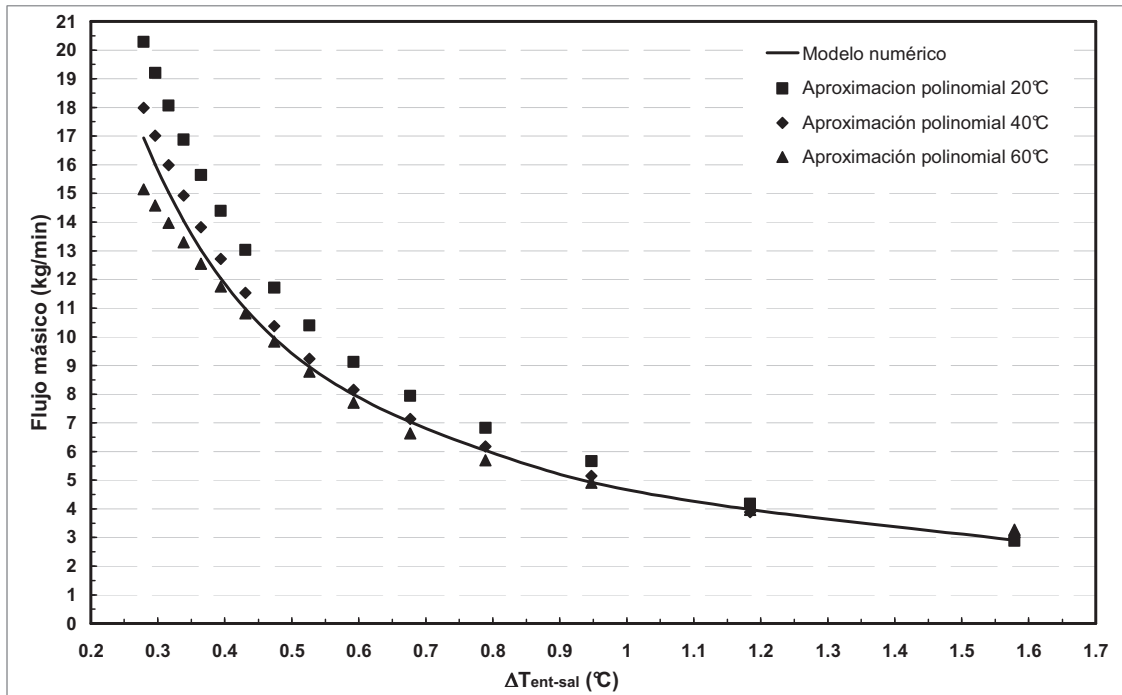


Fig. 3.15. Comparación del modelo numérico y el flujo másico experimental obtenido con el medidor de flujo de Coriolis.

En conclusión, las desviaciones existentes entre el modelo numérico y el experimental, se deben principalmente al error en ambos sensores que registran la diferencia de temperaturas y en menor grado a las pérdidas por conducción en tubos y conexiones, así como la incertidumbre de los instrumentos de medida, aún así los resultados del modelo numérico presentan una tendencia cercana en comparación con los experimentales.

El porcentaje de error entre el modelo numérico y el experimental es $\pm 7.41\%$ del flujo másico. Se observó que el error se incrementa cuando el $\Delta T_{ent-sal}$ se reduce por debajo del $\pm 0.2^\circ\text{C}$ que ofrecen los sensores de temperatura; y por el contrario cuando la diferencia de temperaturas aumenta el error disminuye, por ejemplo, para un intervalos más altos que 0.6°C el error disminuye a $\pm 5.38\%$, y para intervalos mayores que 1.0°C el error es de $\pm 4.46\%$.

La Fig. 3.16 presenta la aproximación de los resultados experimentales obtenidos por medio de los polinomios de caracterización y valor real medido por el flujómetro de Coriolis; como puede observarse, se encontró un porcentaje de error de $\pm 0.55\%$, este error puede considerarse aceptable si son tomados en cuenta las costos de inversión para la construcción del sistema; así puede ser demostrado que no es necesaria un inversión elevada para obtener resultados confiables.

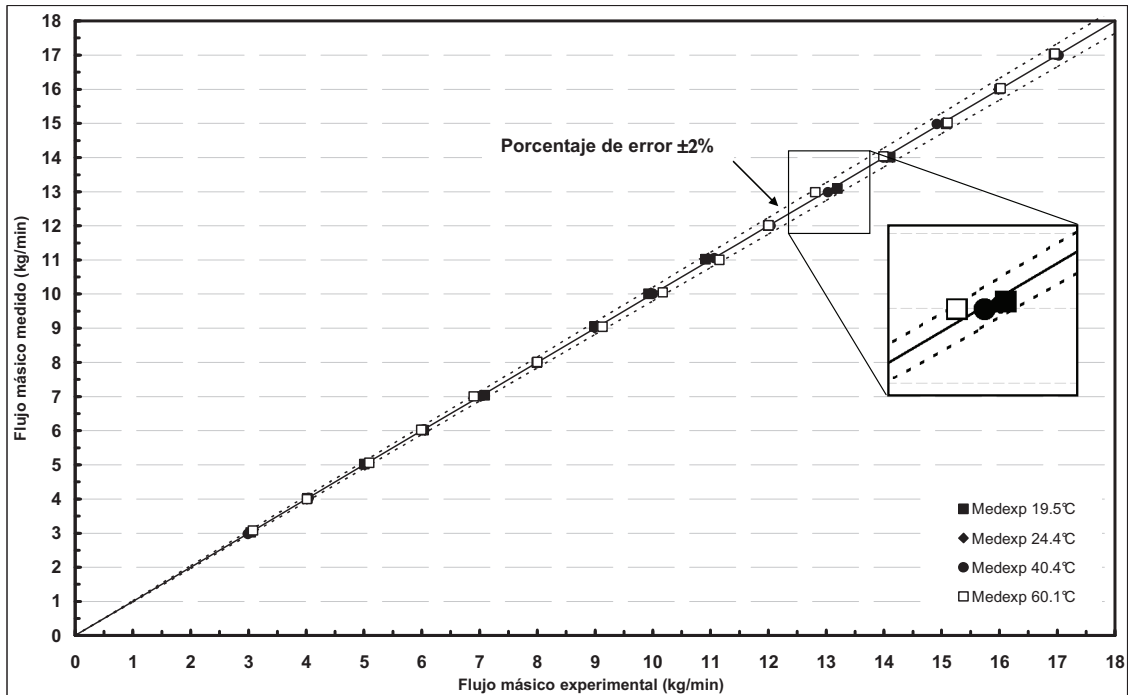


Fig. 3.16. Comparación de los resultados experimentales contra el flujo másico real obtenido por medio del medidor de flujo de Coriolis.

Experimentalmente, el flujo másico a medir puede ser mayor que 17 kg/min utilizando el mismo principio sin necesidad de incrementar la energía suministrada al sistema. Esto se puede llevar a cabo por medio de la incorporación de un by-pass en la sección de prueba, como lo presenta la Fig. 3.17, así existirá una correspondencia proporcional del flujo total medido en la sección experimental respecto del flujo que cruce por la sección del by-pass (k).

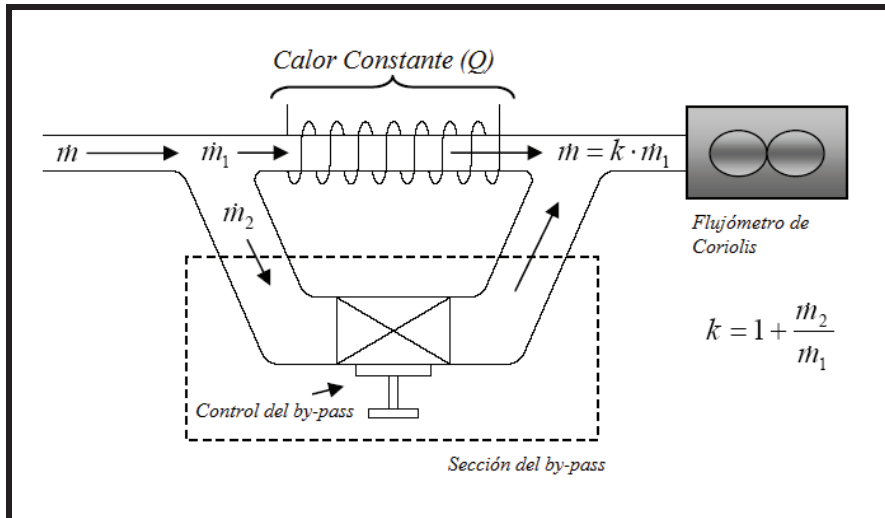


Fig. 3.17. Método para obtener una medición de flujo mayor por medio de la incorporación de un *by-pass*.

3.7. EXACTITUD Y COSTO DEL MEDIDOR DE FLUJO MÁSSICO EXPERIMENTAL COMPARADO CON MEDIDORES DE FLUJO COMERCIALES.

El resultado de este medidor experimental, es un diseño simple, sin partes móviles (no existe prácticamente una necesidad de mantenimiento) y de bajo costo. De esta forma el dispositivo se presenta como una opción competitiva en el mercado, de acuerdo a las condiciones de trabajo y de flujo a medir.

En relación con el costo, los errores obtenidos son aceptables si éstos son comparados con los de algunos medidores comerciales más comúnmente utilizados. Por ejemplo, en comparación con el medidor electromagnético o el de desplazamiento positivo, los cuales tienen una incertidumbre muy cercana a la del medidor desarrollado, el costo se reduce drásticamente en 10 y 11 veces respectivamente, lo que puede observarse en la Fig. 3.18 además las ecuaciones polinomiales de caracterización pueden ser fácilmente incorporadas a un chip para su posterior aplicación.

Una relación de las características más importantes de los medidores de flujo se puede apreciar en la tabla 2.

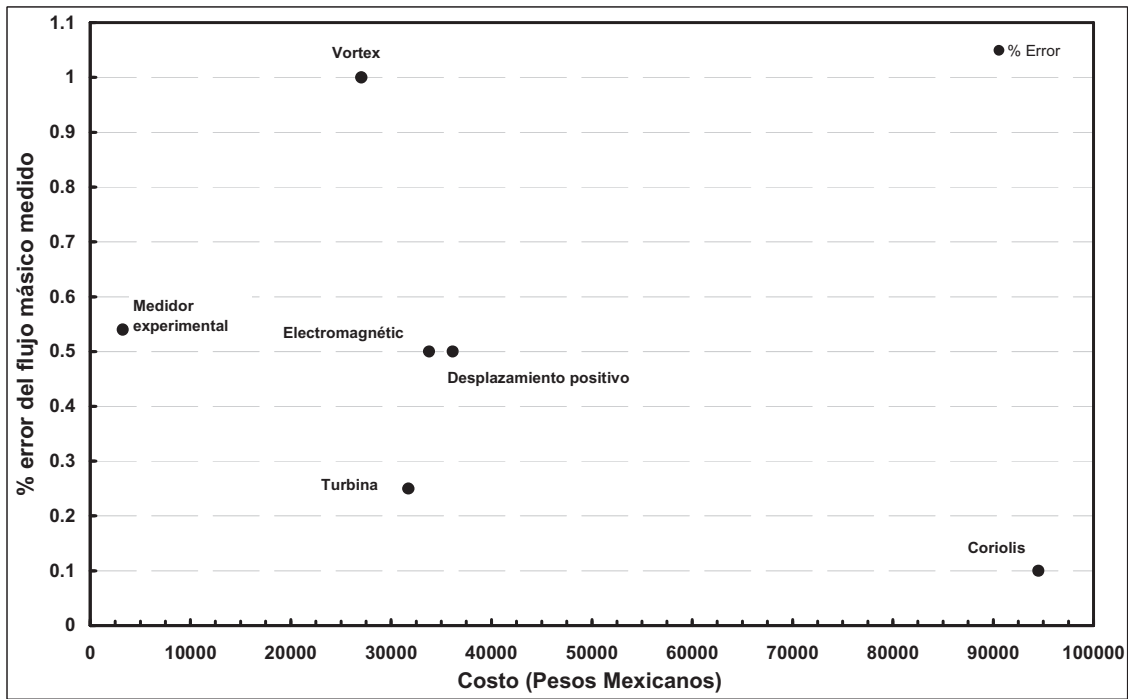


Fig. 3.18. Comparación de los errores del medidor de flujo experimental y costo de construcción contra medidores de flujo comerciales.

CAPÍTULO 4. TEORÍA DE CONTROL USADA

4.1. ANTECEDENTES DEL CONTROL EN SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN

En general, la mayoría de los software y análisis desarrollados del comportamiento de sistemas térmicos no involucran a la parte transitoria, más aún se centran en resultados puntuales bajo condiciones de operación preestablecidas y en muchos casos inamovibles; sin embargo, los sistemas de refrigeración existentes operan bajo condiciones variables, por lo tanto un estado estable puro no existe, es por esta razón que el estudio de estos equipos debe abarcar también el estado transitorio.

Diversos autores han abordado la parte de estudio en estado transitorio para sistemas térmicos o de refrigeración, sin embargo, es importante hacer notar que en materia de caracterización de sistemas avanzados de refrigeración prácticamente no existe material disponible. A continuación se presentan algunos ejemplos de la bibliografía revisada para el análisis de este capítulo:

En 1983 MacArthur [MacArthur, 1983], presentó una investigación teórica del comportamiento transitorio de una bomba de calor, analizando por separado cada uno de sus componentes; los modelos fueron derivados directamente de las ecuaciones básicas de conservación de energía y continuidad. Finalmente determina la respuesta total del sistema acoplando todos los modelos independientes en un modelo total.

Butz y Stephan en 1989 [Butz y Stephan, 1989] desarrollan el modelo dinámico de una bomba de calor por absorción, el cual fue comparado con un equipo comercial. El estudio requirió de la conversión de las ecuaciones diferenciales parciales de cada uno de los componentes del sistema a ecuaciones diferenciales ordinarias por medio de su discretización espacial. Para predecir el comportamiento dinámico se incorporaron al modelo y al equipo comercial los cambios en las condiciones de entrada de los circuitos de enfriamiento. Los resultados numéricos obtenidos en estado estable, después de los cambios a la entrada (cambios en el flujo de agua en el circuito de calentamiento de $\pm 20\%$) se asemejan a los obtenidos con el equipo comercial.

En 1996 Hasse et al. [Hasse et al., 1996] desarrollan un modelo que permite simular termodinámicamente todas las fases de operación una cámara frigorífica: arranque, estado estable y descongelación, los resultados del modelo son comparados contra datos experimentales obtenidos con anterioridad. El modelo está basado en balances de energía y masa asumiendo conceptos básicos de transferencia de calor y masa. Los autores señalan que este modelo satisface las predicciones para el comportamiento dinámico de la cámara y por consiguiente se podrían mejorar los conceptos de control establecidos en este caso.

Vargas et al. en 1998 [Vargas et al. 1998] simularon la respuesta en transitorio de un sistema de refrigeración por absorción operado con calor y con un control continuo de la temperatura de enfriamiento, para estudiar su comportamiento bajo condiciones de operación de arranque-paro y de lazo cerrado. Los resultados muestran que la operación en lazo cerrado permite en gran medida la reducción del consumo de combustible utilizado por el generador para la generación de calor en relación con el tipo arranque y paro.

Kuory et al. en 2001 [Kuory et al., 2001] presentaron dos modelos numéricos para simular el estado estable y el transitorio de un sistema de refrigeración por compresión. El objetivo de estas situaciones fue el de verificar la posibilidad de controlar al sistema y al sobrecalentamiento del refrigerante a la salida del evaporador por medio de la variación de la velocidad del compresor y del estrangulamiento de la válvula de expansión.

4.2. ELECCIÓN DE ESTRATEGIA DE CONTROL

Una herramienta ampliamente usada en el diseño y estudio de sistemas de refrigeración es el uso de simulaciones en estado estable. Sin embargo estos modelos pueden bajo diversas condiciones volverse inexactos ya que no proporcionan toda la información real necesaria para conocer su comportamiento, debido principalmente a que un estudio en estado transitorio requiere de la resolución de ecuaciones diferenciales que involucran la variable tiempo, además dependiendo del grado de componentes que constituyen al sistema, resolver estas ecuaciones se vuelve complicado. Sin embargo, existen métodos matemáticos relativamente sencillos con los cuales se puede obtener la respuesta en transitorio de sistemas dinámicos. El propósito de este apartado es presentar la justificación de un procedimiento por el cual se obtenga numéricamente una representación de la respuesta en transitorio del equipo GAX del CIE.

La mayoría de los sistemas dinámicos pueden ser caracterizados por ecuaciones diferenciales; si estas ecuaciones son resueltas, se puede obtener la respuesta de un sistema dinámico a una función excitadora. Para esto, es necesario conocer las leyes físicas que gobiernan un sistema en particular.

El primer paso para analizar un sistema, cualquiera que este sea, es elaborar su modelo matemático, es decir obtener sus ecuaciones generales. En este sentido, se debe tomar en cuenta que para la resolución de problemas de control óptimo, el uso de ecuaciones diferenciales de primer orden es ventajoso; sin embargo, para el análisis de respuesta a transitorios o el análisis de respuesta de frecuencia de una sola entrada y una sola salida, la representación de la función de transferencia puede ser más conveniente que cualquier otra [Ogata, 1980].

La función de transferencia, es aquella que sirve para caracterizar las relaciones entrada-salida de sistemas lineales invariantes en el tiempo, aunque su uso se puede extender también a sistemas de control no lineales, por lo tanto, ésta se presenta como una buena alternativa para el análisis del sistema de refrigeración avanzado GAX.

4.2.1. Los sistemas dinámicos y su aproximación lineal

La mayoría de los sistemas dinámicos pueden ser caracterizados por ecuaciones diferenciales; si estas ecuaciones son resueltas, se puede obtener la respuesta de un sistema dinámico a una función excitadora. Para esto, es necesario conocer las leyes físicas que gobiernan un sistema en particular.

En la experimentación, encontrar o trabajar con sistemas lineales es casi imposible, ya que los sistemas físicos son lineales solo en restringidos rangos de operación, por tal razón es necesario introducir sistemas lineales equivalentes; una vez aproximado este modelo matemático no lineal con un sistema lineal equivalente se pueden aplicar herramientas de linearización para su análisis.

Con la obtención de aproximaciones lineales, el analista puede considerar entonces el uso de la transformada de Laplace (\mathcal{L}). Este método sustituye por ecuaciones algebraicas de resolución relativamente fácil las ecuaciones diferenciales más difíciles y por lo tanto, es posible obtener la respuesta en el tiempo de diversos sistemas dinámicos, es decir la respuesta en la parte en transitorio.

El método general de respuesta en el tiempo seguido por medio de la aplicación de la transformada de Laplace es el siguiente:

1. Obtener las ecuaciones diferenciales.
2. Obtener la transformada de Laplace de las ecuaciones diferenciales.
3. Resolver la transformada algebraica resultante para la variable de interés.

La transformada de Laplace, es un método operacional que puede usarse para la resolución de ecuaciones diferenciales lineales, y por lo tanto aplicable a la resolución de problemas de control en sistemas físicos. Este método presenta dos características atractivas:

- La ecuación homogénea y la integral particular se resuelven en una operación.
- Convierte la ecuación diferencial en una ecuación algebraica en “s”. Entonces es posible manipular la ecuación algebraica con simples reglas algebraicas para obtener la solución en el dominio “s”.

La variables “s” se conoce como el operador de Laplace, y es una variable compleja de la forma $s = \sigma + j\omega$. Es decir tiene una parte real y una imaginaria.

Por definición en la transformada de Laplace, $f(t)$ es una función del tiempo t tal que $f(t)=0$ para $t < 0$, s es una variable compleja y \mathcal{L} es un símbolo operacional que indica que la cantidad que le sigue debe transformarse por medio de la integral de Laplace. Entonces dada la función $f(t)$ que satisface la condición:

$$\int_0^{\infty} |f(t)e^{-st}| dt < \infty$$

Para real y finita, la transformada de Laplace de $f(t)$ se define como:

$$F(s) = \int_0^{\infty} f(t)e^{-st} dt$$

o

$$F(s) = \mathcal{L} [f(t)]$$

4.3. FUNCIONES DE TRANSFERENCIA

Con la linearización de sistemas por medio de la transformada de Laplace, es posible obtener una función de transferencia. Por definición la función de transferencia, $G(s)$, corresponde a la razón de la transformada de Laplace de la salida respecto de la transformada de Laplace de la entrada ($G(s)=Y(s)/F(s)$, donde $Y(s)$ y $F(s)$ son vectores de 2 componentes).

En general, la función de transferencia corresponderá a la razón de dos polinomios, numerador $Q(s)$ y denominador $P(s)$:

$$G(s) = \frac{y(s)}{f(s)} = \frac{Q(s)}{P(s)} \quad (4.1)$$

Por medio de ésta relación es posible caracterizar el comportamiento de los componentes físicos que constituyen al sistema.

4.3.1. Retardo en la acción de respuesta de un sistema

Todos los sistemas físicos presentan un tiempo de respuesta a una función excitadora, este tiempo consiste de dos partes:

Respuesta transitoria: parte de la respuesta total que tiende a cero a medida que el tiempo tiende a infinito.

Respuesta estacionaria o permanente: parte de la respuesta total que no tiende a cero a medida que el tiempo tiende a infinito.

El conocimiento de las características de cada uno de estos tiempos es de suma importancia en el modelado y caracterización de cualquier tipo de sistemas físicos. Cuando en un sistema se requiere incorporar operaciones más complejas, por ejemplo operaciones de

transferencia de masa, los retardos se hacen tan grandes que modifican la respuesta esperada o propician que los controladores e instrumentos de medida no tengan una correcta operación.

Algunas de las condiciones que propician estos retardos en un sistema dinámico, como por ejemplo en un sistema térmico, pueden ser: que en el proceso se lleven a cabo operaciones de transporte de fluidos a lo largo de distancias considerables como pueden ser tuberías muy largas entre las unidades, que los actuadores presenten retrasos involuntarios en su accionar (válvulas muy pesadas o sometidas a presiones elevadas), etc. Sin embargo, éste tiempo solo tiene significado cuando se refiere a un sistema estable, ya que para uno inestable se reduce y prácticamente queda fuera de control [Skogestad y Postlethwaite, 1996].

Matemáticamente, la entrada $x(t)$ y la salida $y(t)$ de un elemento con tiempo de retraso, están relacionadas por

$$y(t) = x(t - \theta) \tag{4.2}$$

donde θ es el tiempo de retraso; y su función de transferencia está dada por

$$\frac{\mathcal{L}[x(t - \theta)1(t - \theta)]}{\mathcal{L}[x(t)1(t)]} = \frac{X(s)e^{-\theta s}}{X(s)} = e^{-\theta s} \tag{4.3}$$

4.3.2. Señales útiles en el estudio de la respuesta dinámica de un sistema

Para facilitar el análisis en el dominio temporal se usan señales estándar de prueba; ya que la respuesta a una señal específica de entrada proporcionará varias medidas del funcionamiento. Sin embargo, como se desconoce la señal real de entrada, se debe escoger una señal estándar como señal de prueba; este enfoque es verdaderamente útil ya que existe una correlación razonable entre la respuesta de un sistema a una entrada estándar de prueba y la capacidad del sistema para funcionar en condiciones de operación normal [Dorf, 1989].

Por ejemplo, si el objetivo de un sistema de control es que la variable de salida siga a la señal de entrada tan fielmente como sea posible, entonces es necesario comparar la entrada y la salida como funciones del tiempo. A continuación se presentan las señales más usadas para el análisis de sistemas físicos:

a) *Respuesta al escalón unitario,*

$$y(t) = 1 - e^{-t/T} \quad (4.4)$$

A la constante T se le conoce como la constante de tiempo del sistema.

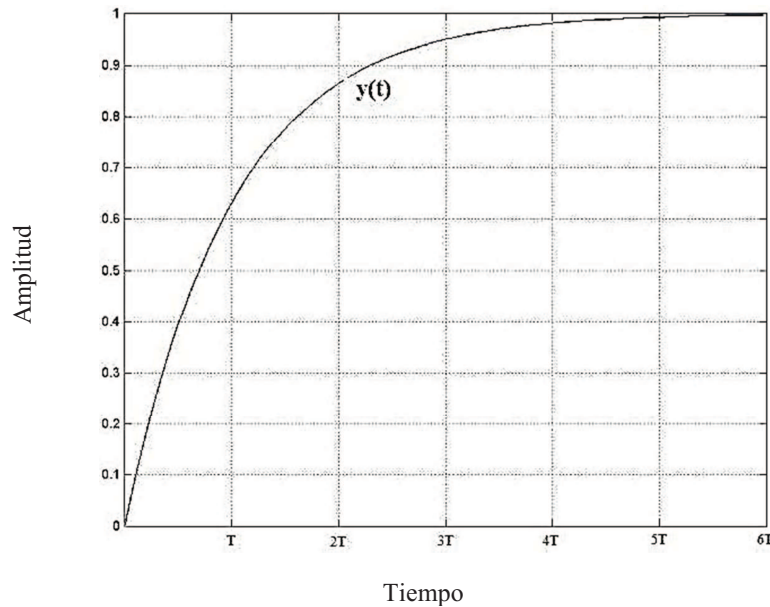


Fig. 4.1. Respuesta a la función de entrada escalón unitario para sistemas de primer orden

Normalmente, para el estudio del comportamiento transitorio de un sistema de control utilizamos una entrada en *escalón unitario*. Los criterios utilizados para caracterizar la respuesta transitoria a una entrada a escalón unitario son:

- Rebase máximo, es la desviación máxima de la salida por encima del escalón de entrada durante el régimen transitorio.
- Tiempo de retraso, es el tiempo necesario para que la respuesta al escalón alcance el 50% de su valor final.
- Tiempo de subida, es el tiempo necesario para que la respuesta pase del 10% al 90% de su valor final.
- Tiempo de respuesta, es el tiempo necesario para que la respuesta disminuya y se estabilice dentro de un porcentaje determinado de su valor final (5%).

b) Respuesta a la rampa, $u(t)=t$.

$$y(t) = t - T + Te^{-\theta/T} \tag{4.5}$$

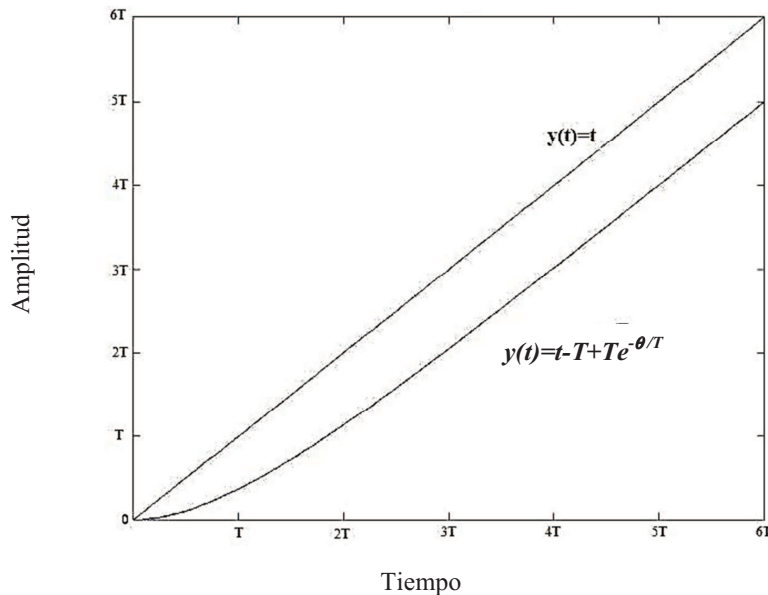


Fig. 4.2. Respuesta a la función de entrada rampa para sistemas de primer orden

c) Respuesta al impulso, $u(t) = \delta(t)$.

$$y(t) = \frac{1}{T} e^{-t/T} \quad (4.6)$$

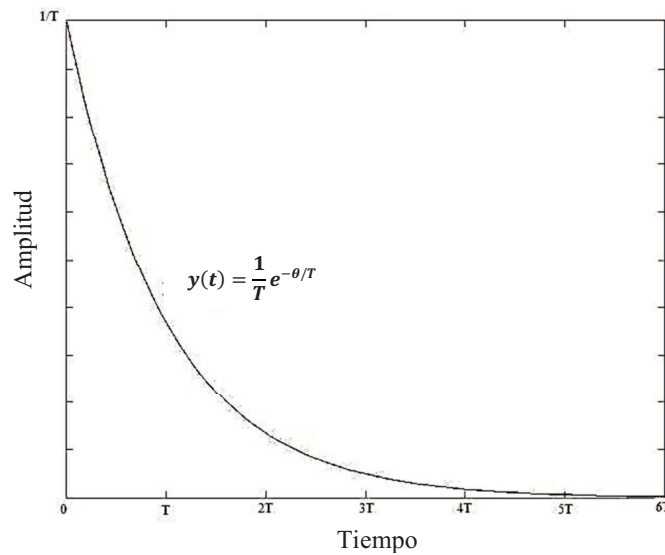


Fig. 4.3. Respuesta a la función de entrada impulso para sistemas de primer orden

Debido a que la señal de entrada escalón es la más fácil de generar y de calcular, por esta razón, a menudo se escoge para pruebas de funcionamiento; ya que su salto instantáneo en amplitud proporciona mucha información acerca de la velocidad de respuesta del sistema.

Aunque un impulso de magnitud infinita y duración cero es una ficción matemática, y no ocurre en sistemas físicos, si la magnitud es muy grande y su duración muy breve en comparación con las demás constantes del sistema, se puede aproximar la entrada por una función escalón unitario. De esta manera, cuando se describe una entrada impulsiva, la dimensión o fuerza de la misma es muy importante, aunque su forma es intrascendente. De hecho, cualquier pulso de duración muy breve puede ser considerado como impulso unitario.

4.4. ORDEN DE UN SISTEMA PARA EL ANÁLISIS EN EL TIEMPO

El orden de un sistema de control lo va a determinar el orden de la ecuación diferencial que representa al sistema o también es posible determinarlo a partir de la función de transferencia y será igual al orden del polinomio del denominador de dicha función de transferencia.

Para sus análisis los sistemas de control se clasifican en:

- Sistemas de primer orden
- Sistemas de segundo orden
- Sistema de orden superior

4.4.1. Los sistemas de primer orden

La mayoría de los sistemas de primer orden no presentan oscilaciones, ya que este tipo de sistemas solo cuenta con un nivel en su estructura, es decir, si el nivel con el que cuentan llega a un punto de equilibrio temporal difícilmente podrá salir de él. Para salir de esta situación es necesario que la señal de salida dependiese de alguna otra variable que evolucione con el tiempo, lo que nos lleva a concluir que para que se produzcan oscilaciones se necesitan dos o más niveles lo cual es una de las características de los sistemas de segundo orden. Para un sistema de primer orden, la función de transferencia es:

$$G(s) = \frac{y(s)}{f(s)} = \frac{1}{Ts + 1} \quad (4.7)$$

4.4.2. Los sistemas de segundo orden

Los sistemas de segundo orden o no lineales, se caracterizan por la presencia de inercias, viscosidades, retardos, etc. La pregunta principal que debemos hacernos al momento de caracterizar cualquier sistema de control, ya sea eléctrico, mecánico, térmico, etc. es: ¿cómo reacciona el sistema a una perturbación de entrada? Una de las herramientas que

pueden responder esta pregunta, son las funciones de transferencia aplicadas a los sistemas no lineales o de segundo orden [Schwarzenbach y Gill, 1984].

Los sistemas de control, son inherentemente sistemas en el dominio del tiempo; es decir, el estado transitorio del sistema o el funcionamiento con respecto al tiempo es la respuesta de principal interés para los sistemas de control.

Así, la respuesta temporal de un sistema de control se divide, generalmente en dos partes: la respuesta transitoria y la respuesta en régimen permanente, es decir:

$$c(t) = c_t(t) + c_{ss}(t) \quad (4.8)$$

Donde:

$c_t(t)$ = respuesta transitoria

$c_{ss}(t)$ = respuesta en régimen permanente

El régimen permanente es aquel en el que se considera un estado constante respecto al tiempo o cuando el tiempo tiende a infinito. Por respuesta transitoria se entiende como aquella que va desde el estado inicial al estado final.

La respuesta en el tiempo de segundo orden de un sistema puede obtenerse por medio de funciones de transferencia utilizando aproximaciones que nos ayuden a generalizar el comportamiento del mismo. De tal forma, se puede encontrar en la literatura diversos ejemplos caracterizados por el mismo tipo de funciones de transferencia para sistemas de segundo orden, las cuales son obtenidas a partir de las transformadas de Laplace.

La ecuación (4.9), es la representación básica de comportamiento de un sistema de segundo orden; sin embargo, debe de tomarse en cuenta que una modificación de cualquiera de los parámetros involucrados en el sistema provocará una demora en la acción de respuesta misma, a esta demora se le denomina *tiempo muerto* o *retardo de transporte*, este, existe en

la mayor parte de los sistemas de control de procesos y es consecuencia de los parámetros internos que conforman al mismo sistema.

$$G(s) = \frac{y(s)}{f(s)} = \frac{\omega_n^2}{s^2 + 2\delta\omega_n s + \omega_n^2} \quad (4.9)$$

Donde δ , se le denomina *Factor de amortiguamiento* (adimensional), el cual es el encargado de controlar la manera de aumentar o disminuir el tiempo de respuesta; y ω_n , es la *frecuencia natural del sistema* [Kuo, 1983].

La dinámica del sistema depende de la ubicación de los polos de la función de transferencia, los cuales están dados por:

$$-\delta\omega_n \pm \omega_n \sqrt{\delta^2 - 1} \quad (4.10)$$

Dependiendo del valor de δ podemos tener los siguientes 3 casos:

$0 < \delta < 1$, polos complejos conjugados en la parte izquierda del plano complejo. En este caso se dice que el sistema es subamortiguado.

$\delta = 1$, polo real repetido. Se dice que el sistema tiene amortiguamiento crítico.

$\delta > 1$, polos reales distintos. El sistema se dice sobreamortiguado.

Anteriormente, se mencionó que la respuesta más usada para el análisis de sistemas de control es la entrada en escalón; de tal forma, a continuación se presenta el análisis de funciones de segundo orden con una señal de entrada de este tipo.

1. *Caso subamortiguado* ($0 < \delta < 1$, polos complejos conjugados).

$$y(t) = 1 - e^{-\delta\omega_n t} \left[\cos \omega_d t + \frac{\delta}{\sqrt{1-\delta^2}} \operatorname{sen} \omega_d t \right] = 1 - \frac{e^{-\delta\omega_n t}}{\sqrt{1-\delta^2}} \operatorname{sen} \left[\omega_d t + \tan^{-1} \frac{\sqrt{1-\delta^2}}{\delta} \right] \quad (4.11)$$

donde $\omega_d = \omega_n \sqrt{1-\delta^2}$ es conocida como la frecuencia natural amortiguada del sistema.

2. *Amortiguamiento crítico* ($\delta=1$, polo real repetido en $-\omega_n$)

$$y(t) = 1 - e^{-\omega_n t} (1 + \omega_n t) \quad (4.12)$$

3. *Caso sobreamortiguado* ($\delta > 1$, polos reales distintos)

$$y(t) = 1 + \frac{\omega_n}{2\sqrt{\delta^2 - 1}} \left[\frac{e^{-s_1 t}}{s_1} - \frac{e^{-s_2 t}}{s_2} \right] \quad (4.13)$$

Donde:

$$s_1 = (\delta + \sqrt{\delta^2 - 1})\omega_n,$$

$$s_2 = (\delta - \sqrt{\delta^2 - 1})\omega_n$$

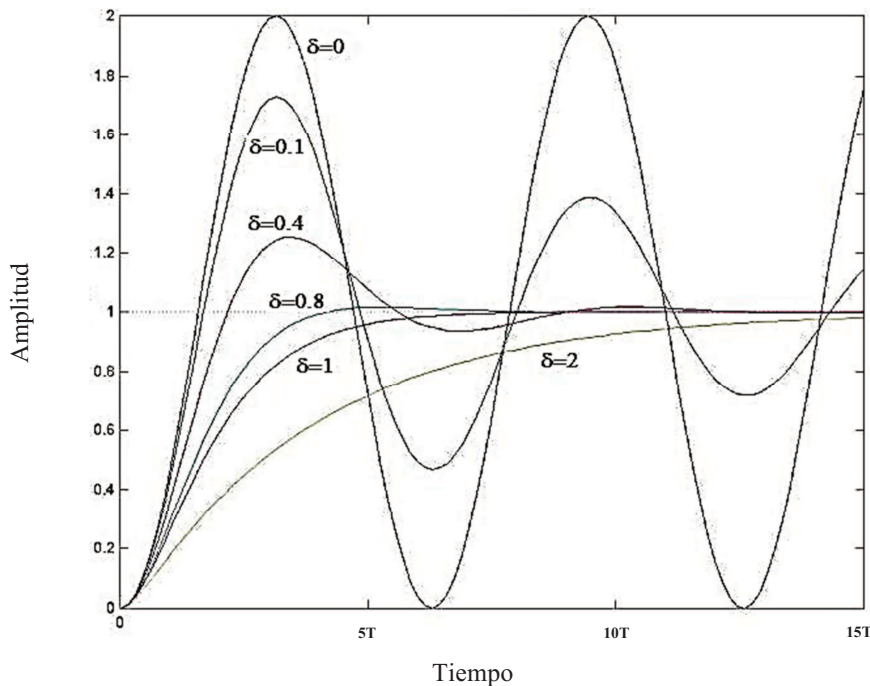


Fig. 4.4. Respuesta a la función de entrada escalón unitario para sistemas de segundo orden

4.4.3. Retraso en la acción de respuesta de un sistema de segundo orden

Un elemento o sistema se comporta como un retardo de segundo orden si almacena energía y la devuelve con retraso, produciendo una oscilación. A continuación se definen las siguientes especificaciones de la respuesta en el tiempo.

Tiempo de retardo (t_d): tiempo que tarda la respuesta en alcanzar por primera vez la mitad del valor final.

Tiempo de crecimiento (t_r): tiempo requerido para que la respuesta crezca del 10% al 90% (sobreamortiguado), del 5% al 95%, o del 0 al 100% (subamortiguado) de su valor final.

Para sistemas de segundo orden subamortiguados normalmente se utiliza el tiempo de crecimiento de 0 a 100%.

Tiempo de pico (t_p): tiempo requerido para que la respuesta alcance el primer pico del sobreimpulso.

Máximo sobreimpulso (M_p): es el valor pico máximo de la curva de respuesta medido desde la unidad.

Si el valor final de la respuesta es diferente de 1, se utiliza el máximo sobreimpulso porcentual, que está dado por

$$\frac{y(t_p) - y(\infty)}{y(\infty)} \times 100\% \quad (4.14)$$

Tiempo de establecimiento (t_s): tiempo requerido por la curva de respuesta para alcanzar y mantenerse dentro de determinado rango alrededor del valor final, especificado en porcentaje absoluto del valor final (se usa generalmente el 5% o el 2%).

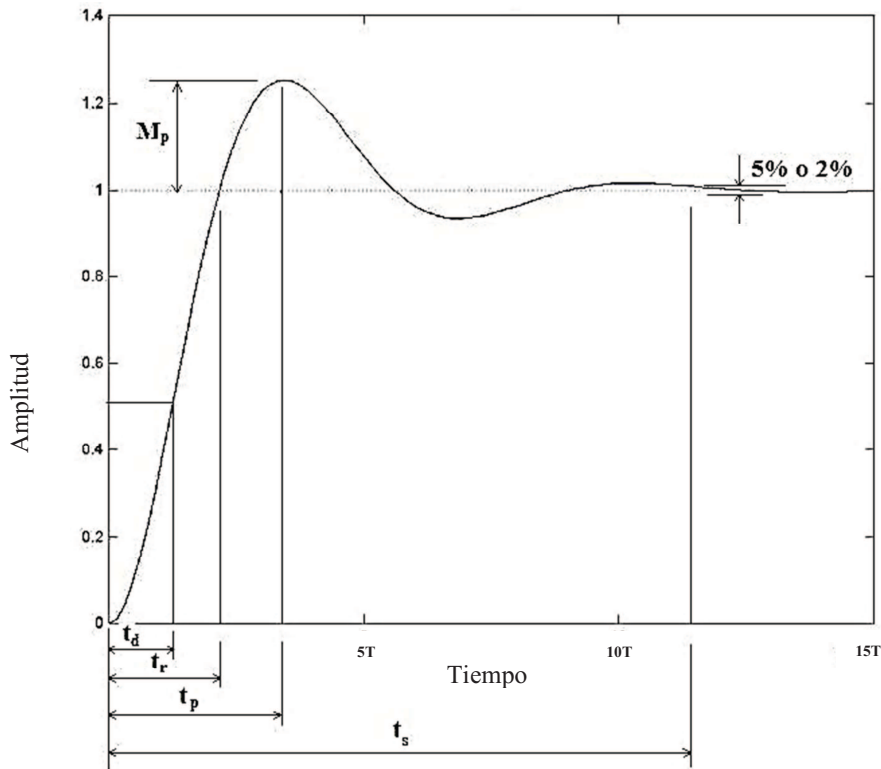


Fig. 4.5. Respuesta al escalón unitario y sus especificaciones de tiempo

Tomando en consideración que para un sistema térmico, la función de transferencia de primer orden, está dada directamente por la siguiente función de transferencia, en la cual el tiempo de retardo y la constante de proporcionalidad (K) de todo el sistema ya se encuentran inmiscuidos:

$$G(s) = K \frac{e^{-Ts}}{s + 1} \quad (4.15)$$

Ahora, la función de transferencia de una ecuación de segundo orden con tiempo muerto o de retardo, se define de la siguiente forma:

$$G(s) = \frac{y(s)}{f(s)} = K \frac{\omega_n^2 e^{-Ts}}{s^2 + 2\delta\omega_n s + \omega_n^2} \quad (4.16)$$

Aunque la función de transferencia incluye las unidades necesarias para relacionar la entrada con la salida, no provee ninguna información respecto a la estructura física del sistema; por lo cual, las funciones de transferencia de muchos sistemas físicamente distintos pueden ser iguales.

De esta manera, encontramos información en la literatura en la cual se reporta la misma función de transferencia para diversos estudios. Por ejemplo, Aprea et al. [Aprea et al., 2004], presenta las funciones de transferencia de primer y segundo orden de un evaporador acoplado a una planta de refrigeración por compresión y Li et al. [Li et al., 2004] presenta una función de transferencia para el evaporador de un sistema de aire acondicionado de un automóvil.

4.5. RESPUESTA EN EL TIEMPO

Como se mencionó, la transformada de Laplace convierte la ecuación diferencial compleja en una ecuación algebraica en el dominio de s ; aunque la solución final se obtiene tomando la transformada inversa de Laplace. Así con la información proporcionada por medio del desarrollo de las ecuaciones 4.15 y 4.16, es posible simular el comportamiento teórico dinámico de los componentes del sistema GAX.

El primer paso es determinar el enfoque y la variable de interés que se desea analizar; en este trabajo se analizarán las corrientes refrigerantes en el evaporador (agua y flujo de refrigerante), con la finalidad de determinar los tiempos de estabilización, la carga de enfriamiento y las temperaturas de salida finales.

Se decidió utilizar al refrigerante como variables de interés ya que debido a la experiencia práctica y a la sensibilización obtenida con el manejo del equipo, se observó que los cambios en el flujo producen modificaciones en la capacidad de la carga de enfriamiento; esto es comparable con la aplicación de una entrada escalón unitario en el modelo matemático.

Para pasar de la expresión en variable compleja a la expresión en función de tiempo se utiliza el modelo matemático de la transformación inversa; su notación es la siguiente:

$$\mathcal{L}^{-1}[F(s)] = f(t) \quad (4.17)$$

Matemáticamente, se obtiene $f(t)$ de $F(s)$ con la siguiente expresión:

$$f(t) = \frac{1}{2\pi j} \int_{c-j\infty}^{c+j\infty} F(s)e^{st} ds \quad (t > 0) \quad (4.18)$$

Al resolver la ecuación anterior, se obtiene directamente la respuesta de la variable de interés en función del tiempo sin importar si es de primer orden o de orden superior, las cuales serán presentadas en el capítulo siguiente.

CAPÍTULO 5. ANÁLISIS TEÓRICO EXPERIMENTAL DEL SISTEMA CONTROLADO

5.1. SIMULACIÓN DEL CICLO DE ABSORCIÓN

Cuando se cuenta con un equipo diseñado con anterioridad y éste se manipula para que opere a condiciones diferentes de las de diseño, generalmente se afecta directamente a su comportamiento así como a los resultados esperados. Por esta razón, es necesario hacer uso de herramientas de simulación para predecir el funcionamiento del mismo bajo diferentes condiciones de operación. Aunado a esto, la aplicación de modelos es una herramienta muy importante para el diseño y la optimización de sistemas.

Los sistemas de refrigeración por absorción ARS (**A**bsorption **R**efrigeration **S**ystems) operan bajo el principio de absorción de vapores a baja presión y evaporación de líquidos a alta y baja presión, funcionan con energía calorífica y utilizan mezclas líquidas de refrigerante-absorbente, donde la sustancia que absorbe energía del medio es el refrigerante, el cual es absorbido y liberado por la otra sustancia afín llamada absorbente, que puede ser un sólido o un líquido.

Este tipo de sistemas tienen una característica en particular, son altamente no lineales, es decir, presentan oscilaciones en las respuestas de sus componentes. En este sentido, el análisis físico de estos sistemas se vuelve complejo, en particular la respuesta en transitorio. En este capítulo se muestra la predicción de la respuesta de los equipos de enfriamiento en el ARS tipo GAX del CIE, éstos resultados son comparados con resultados experimentales realizados ex profeso para este fin.

La mayoría de los simuladores computacionales para sistemas térmicos, se limitan a resultados puntuales y generalmente no incluyen información acerca de la parte transitoria. Por esta razón, es importante el uso de herramientas matemáticas que ayuden al diseñador de sistemas térmicos a obtener aproximaciones más cercanas con la respuesta real cuando las condiciones de operación varían con el tiempo.

Teóricamente se simuló el ciclo de refrigeración por absorción GAX, haciendo la consideración de que el sistema operaría a una carga parcial de alrededor de 4 kW de refrigeración utilizando el simulador ASPEN PLUS, algunos resultados de este estudio pueden observarse en Gómez et al., en 2004 [Gómez et al., 2004]. Las simulaciones se realizaron con el fin de predecir numéricamente las condiciones de operación de entrada y salida en cada uno de los equipos que componen al sistema GAX al trabajar a temperaturas de generación de entre 120° y 140° C; posteriormente estos datos fueron utilizados en el modelo numérico para predecir el comportamiento de las corrientes refrigerantes.

En las simulaciones se puso especial atención a los parámetros claves para la operación óptima del ciclo como son: la relación de recirculación (RC), relación de flujo (RF), diferencia de temperatura condensador- evaporador (lift de temperatura), etc. ya que estos parámetros tienen estrecha relación con la temperatura de operación del GAX y afectan directamente al coeficiente de operación (COP) del GAX

Se incorporaron los módulos con la información de los componentes del sistema y se ingresaron los valores de flujo másico, presión, temperatura y composición de las diferentes corrientes de cada componente del sistema.

La ecuación de estado empleada fue Redlich-Kwong-Soave (RKS), la cual se puede encontrar también en el trabajo de Zheng et al. [Zheng et al., 2002], para la mezcla amoniaco-agua, con ésta se calcularon las temperaturas de saturación de la solución a la salida del absorbedor y del generador.

Además se introdujeron los valores de densidad específica, punto de ebullición, peso molecular, y las propiedades termofísicas del aceite Mobil therm 603, que es el empleado para suministro de calor al generador [Gómez et al. 2004].

5.1.1. Simulación de la respuesta en el tiempo de la corriente de enfriamiento del sistema GAX trabajando a carga parcial

El método de la transformada de Laplace presenta dos grandes ventajas, permite utilizar técnicas gráficas para predecir el comportamiento del sistema sin necesidad de resolver las ecuaciones diferenciales, además cuando la diferencial se resuelve, es posible obtener simultáneamente los componentes del estado transitorio y el estable. Generalmente este método es usado para caracterizar las relaciones existentes entre las respuestas de la entrada y la salida [Ogata, 1980].

Debido a la experiencia y a la sensibilidad práctica obtenida con el manejo del equipo experimental, se observó que la variable que modifica en gran medida el comportamiento de todo el sistema es el flujo másico de refrigerante que circula por el evaporador. Por esta razón se decidió utilizar a las corrientes de enfriamiento (refrigerante y flujo de agua de enfriamiento) como las variables a analizar, con la finalidad de determinar los tiempos de estabilización de las corrientes, la capacidad de carga de enfriamiento y las temperaturas de salida finales.

Entonces, con base en los datos obtenidos por medio del simulador, se resolvieron las ecuaciones algebraicas correspondientes por medio del software MATLAB v. 6.5 y estos fueron utilizados para obtener una función de transferencia con la cual es posible

representar una simulación de la respuesta dinámica del evaporador. Las condiciones para este caso son presentados en la Tabla 5.1.

Tabla 5.1

Resultados teóricos para el comportamiento de la corriente refrigerante en el evaporador para una temperatura de generación de 140°C a partir de los datos generados por medio del simulador ASPEN PLUS

| Parámetros (promedios) | Unidades | Valor teórico |
|--------------------------|----------|---------------|
| <i>Presiones</i> | | |
| Generador (GE) | bar | 13.5 |
| Evaporador (EV) | bar | 5 |
| <i>Razón de flujo</i> | | |
| Agua evaporador | kg/min | 13.3 |
| | g/s | 221.6 |
| m_{ref} | kg/min | 0.22 |
| | g/s | 3.6 |
| <i>Temperaturas(EV)</i> | | |
| T _{ent. ref.} | °C | 4.5 |
| T _{final. ref.} | °C | 8.3 |
| T _{ent. agua} | °C | 24 |
| T _{final. agua} | °C | 19.6 |
| T _{generación} | °C | 140 |
| $Q_{enfriamiento}$ | kW | 4 |
| $K_{evaporador}$ | °Cs/g | 1.1 |

5.1.2. Respuesta dinámica del refrigerante en el evaporador

Para la aplicación de este método en el análisis de sistemas térmicos, se requiere obtener previamente un conocimiento de la ganancia térmica K del equipo a analizar, ya que esta caracteriza la respuesta dinámica e indica la variación de calentamiento de un estado a otro en función de un cambio en la razón de flujo que circule por el mismo, la ganancia disminuye si el flujo de refrigerante aumenta.

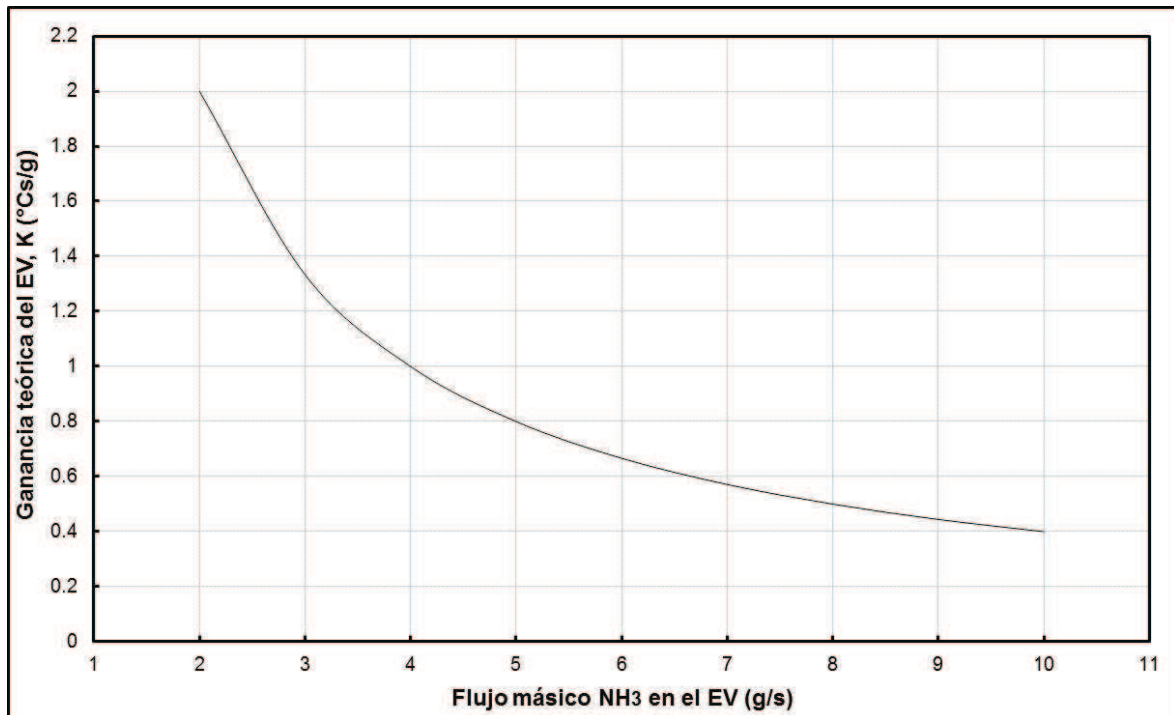


Fig. 5.1. Ganancia teórica del evaporador para las condiciones de diseño, $P_{GE}=20$ bar, $P_{EV}= 5$ bar.

La Fig. 5.1, presenta la relación teórica de la ganancia térmica del evaporador para las condiciones de diseño del sistema.

Entonces, la ecuación típica que caracteriza la relación entrada-salida de un sistema de primer orden, como son los intercambiadores de calor, en la forma de función de transferencia se define como:

$$\frac{C(s)}{U(s)} = \frac{1}{1 + \tau s} \quad (5.1)$$

La manera más usual de analizar la respuesta en el tiempo de un sistema de primer orden es la aplicación de una entrada escalón unitario. Notando que la transformada de Laplace de la entrada $U(s)$ para un escalón unitario es $\frac{1}{s}$ tenemos:

$$C(s) = \frac{1}{s(1 + \tau s)} \quad (5.2)$$

La respuesta $c(t)$ puede ser obtenida por medio del desarrollo en fracciones parciales y aplicando la Transformada Inversa:

$$c(t) = 1 - e^{-\frac{t}{\tau}} \quad (5.3)$$

Ahora, para un impulso de magnitud K la respuesta es:

$$c(t) = K(1 - e^{-\frac{t}{\tau}}) \quad (5.4)$$

Donde τ es la constante de tiempo del sistema y K en este caso es la ganancia proporcional del intercambiador.

5.1.3. Inversa de Laplace para el evaporador del sistema de refrigeración GAX del CIE.

Como se mencionó anteriormente, la transformada de Laplace convierte la ecuación diferencial en una ecuación algebraica en el dominio de s ; aunque la solución final se obtiene tomando la transformada inversa de Laplace.

Para pasar de la expresión en variable compleja a la expresión en función de tiempo se utiliza el modelo matemático de la transformación inversa; su notación es la siguiente:

$$\mathcal{L}^{-1}[F(s)] = f(t)$$

Matemáticamente, se obtiene $f(t)$ de $F(s)$ con la siguiente expresión:

$$f(t) = \frac{1}{2\pi j} \int_{c-j\infty}^{c+j\infty} F(s)e^{st} ds \quad (t > 0)$$

Al resolver la ecuación anterior, se obtiene directamente la respuesta de la variable de interés en función del tiempo.

Finalmente, la ecuación que caracteriza el comportamiento de la respuesta de la temperatura del refrigerante a la salida del evaporador ante un cambio en la entrada por medio de la aplicación de la transformada inversa de Laplace es:

$$\Delta T_{en} = \Delta T_{sal} - \Delta m_{ref} \cdot K \cdot (1 - e^{-\frac{t}{\tau}}) \quad (5.5)$$

De esta manera, con los resultados derivados por la ec. (5.5) es posible calcular por medio de balances de energía la carga de refrigeración en el evaporador.

Algunos casos estudiados con este mismo tipo de análisis son los de Aprea et al., [Aprea et al., 2001] quienes presentan las funciones de transferencia de primer y segundo orden de un evaporador acoplado a una planta de refrigeración por compresión y Li et al. [Li et al., 2004], el cual presenta una función de transferencia para el evaporador de un sistema de aire acondicionado de un automóvil.

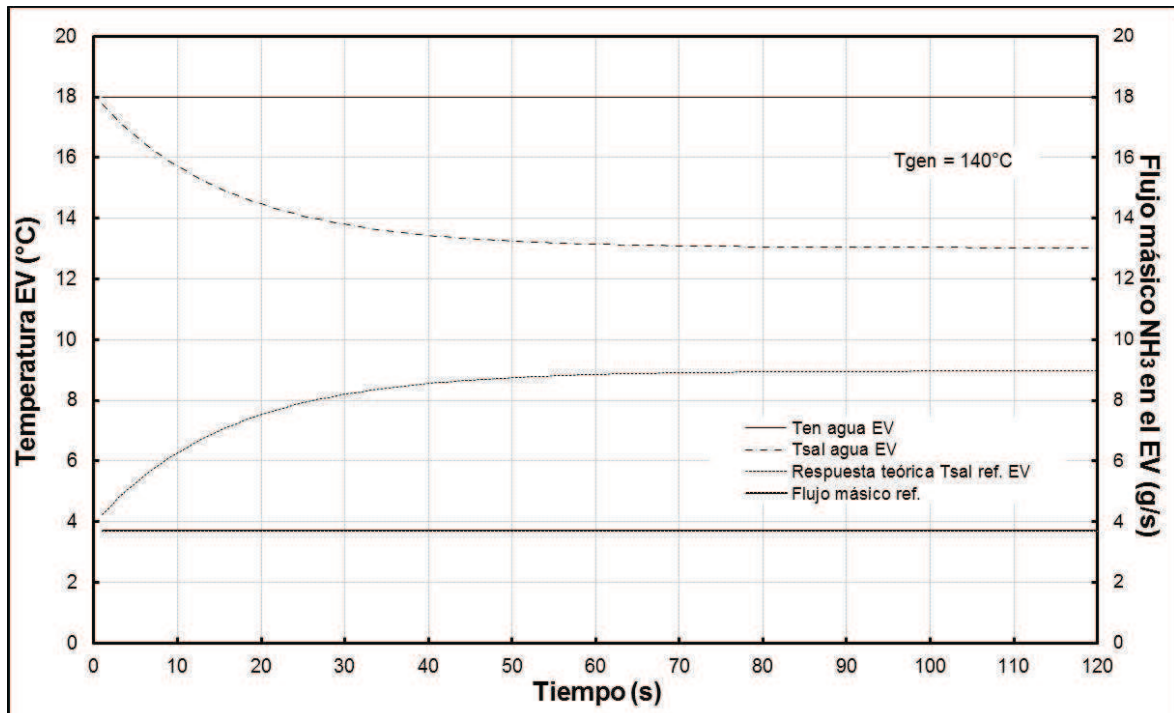


Fig. 5.2. Respuesta teórica de comportamiento dinámico del refrigerante en el evaporador por medio de los datos obtenidos por el simulador ASPEN PLUS para una $T_{GE}=140^{\circ}\text{C}$.

La Fig. 5.2 presenta el comportamiento teórico de las corrientes refrigerantes en el evaporador por medio de la ecuación (5.5) y los datos obtenidos del simulador ASPEN PLUS para una $T_{GE}=140^{\circ}\text{C}$, $P_{GE}=13.45$ bar, $P_{EV}= 5$ bar; con las condiciones preestablecidas es posible obtener una carga de refrigeración de 4.5 kW, el COP en este caso resulta mucho más pequeño que el reportado en el caso de diseño y se debe principalmente a la temperatura de generación, ya que prácticamente no existe recuperación energética interna entre componentes que constituyen al sistema, de esta forma el equipo trabaja como si fuera un sistema de simple efecto. Bajo estas condiciones el evaporador alcanza su punto de estabilización de las corrientes en aproximadamente 1.6 min (96 s).

5.2. SIMULACIÓN DE LA RESPUESTA DINÁMICA DE LAS CORRIENTES REFRIGERANTES EN EL EVAPORADOR DEL GAX PARA LOS DATOS DE DISEÑO.

En la actualidad existen un sin número de métodos que permiten desarrollar sistemas de control de una amplia gama y/o características; sin embargo cuando se cuenta con un sistema físico preconstruido y en operación, es difícil encontrar sus principales parámetros equivalentes para implementarse en una función de transferencia equivalente. Por todo esto, se pueden generar dificultades insalvables para realizar un control efectivo y confiable, así que poder determinar, aunque sea en forma aproximada los parámetros más importantes de una función de transferencia de un sistema, se convierte en una necesidad inevitable.

El primer paso para abordar este análisis es la determinación del orden del sistema, es decir, si puede presentar un comportamiento de segundo orden, utilizando la respuesta en el tiempo a un salto escalón de entrada.

La identificación del orden de un sistema consiste en la determinación de la función de transferencia de la misma o de sus parámetros fundamentales, a partir de mediciones experimentales; sin embargo para aplicaciones de análisis teóricas es válido optar por este tipo de comportamiento, ya que a pesar de que su función de transferencia pueda contener más de dos polos, la respuesta al salto escalón de entrada puede ser representada en forma

aproximada por la respuesta de un sistema de segundo orden. Ello es posible porque frecuentemente los otros polos adicionales están ubicados más lejos del eje imaginario que estos polos dominantes y por ende la influencia de los mismos en la respuesta en el tiempo resulta menor. Lo anterior se cumple significativamente cuando la relación entre las partes reales de los otros polos y las partes reales de los polos dominantes es mayor de 5 y no hay ceros cercanos. Por ello, se le puede representar aproximadamente por un sistema de segundo orden conocido como de polos dominantes.

Físicamente, se puede considerar que un elemento o sistema tiene una respuesta de segundo orden si almacena energía y la devuelve con retraso, produciendo una oscilación. La función de transferencia típica que caracteriza a un sistema de segundo orden con tiempo muerto o de retardo, se define de la siguiente forma:

$$\Delta T(s) = \dot{m}(s) \cdot K \cdot \left[\frac{\omega_n^2 e^{-Ts}}{s^2 + 2\delta\omega_n s + \omega_n^2} \right] \quad (5.6)$$

La ec. (5.6) está compuesta de la respuesta típica que caracteriza a un sistema de segundo orden y como puede observarse ya se encuentran incluidos los parámetros de razón de flujo másico y la ganancia proporcional. Aunque la función de transferencia incluye las unidades necesarias para relacionar la entrada con la salida, no provee ninguna información respecto a la estructura física del sistema; por lo cual, las funciones de transferencia de muchos sistemas físicamente distintos pueden ser iguales, sin embargo son las constantes proporcionales la que hacen diferentes a cada una de ellas.

Para el caso del análisis del GAX del CIE, la respuesta final, se obtiene resolviendo la ecuación (5.6) con una señal de prueba escalón unitario y suponiendo que las condiciones iniciales son nulas. Físicamente entonces es posible reconocer tres formas posibles de respuestas, las cuales han sido ya presentadas en la sección 4.4.2.

Con ayuda de MatLab, se han encontrado los polos correspondientes a este caso; los cuales se encuentran entre el siguiente intervalo de amortiguamiento $0 < \delta < 1$, es decir, la

respuesta es un sistema subamortiguado; las fórmulas utilizadas en el cálculo de los factores de amortiguamiento y tiempo de crecimiento son presentados en el anexo A. Entonces basándose en los datos de diseño reportados por Velázquez [Velázquez, 2002], se obtiene la siguiente tabla:

Tabla 5.2. Resultados obtenidos a partir de los datos de diseño reportados por Velázquez [Velázquez, 2002]

| <i>Equipo</i> | <i>K</i> °Cs/g | <i>m</i> | | δ adim | <i>P_{ent}</i> bar | <i>X_{ent}</i> NH ₃ /kg sol |
|-------------------------------|-------------------|----------|------|------------------|-------------------------------|---|
| | | kg/min | g/s | | | |
| Evaporador | 0.43 | 0.5558 | 9.26 | 0.6 | 5 | 0.9939 |
| Circuito agua de enfriamiento | 0.15 | 25.14 | 419 | 0.6 | - | - |

Finalmente la solución de la ecuación (5.6) para este caso es:

$$T_{sal} = T_{en} + \dot{m}_r \cdot K \cdot \left(1 - \frac{e^{-\delta\omega_n t}}{\sqrt{1-\delta^2}} \operatorname{sen} \left[\omega_d t + \tan^{-1} \frac{\sqrt{1-\delta^2}}{\delta} \right] \right) \quad (5.7)$$

Donde δ es el factor de amortiguamiento (el cual es el responsable de modificar el tiempo de respuesta) y ω_n es la frecuencia natural del sistema.

Por medio de la ecuación (5.7) es posible obtener la respuesta dinámica del refrigerante que circula por el evaporador, y por consiguiente por medio de balances de energía es posible obtener las cargas de refrigeración y los tiempos de estabilización para diferentes condiciones de operación.

A continuación se muestran las representaciones teóricas del comportamiento del refrigerante usado en el evaporador del sistema GAX, así como también el perfil de temperatura del circuito de agua de enfriamiento del evaporador; las cuales han sido desarrolladas a partir de la ecuación (5.7) y los datos de la Tabla 5.2.

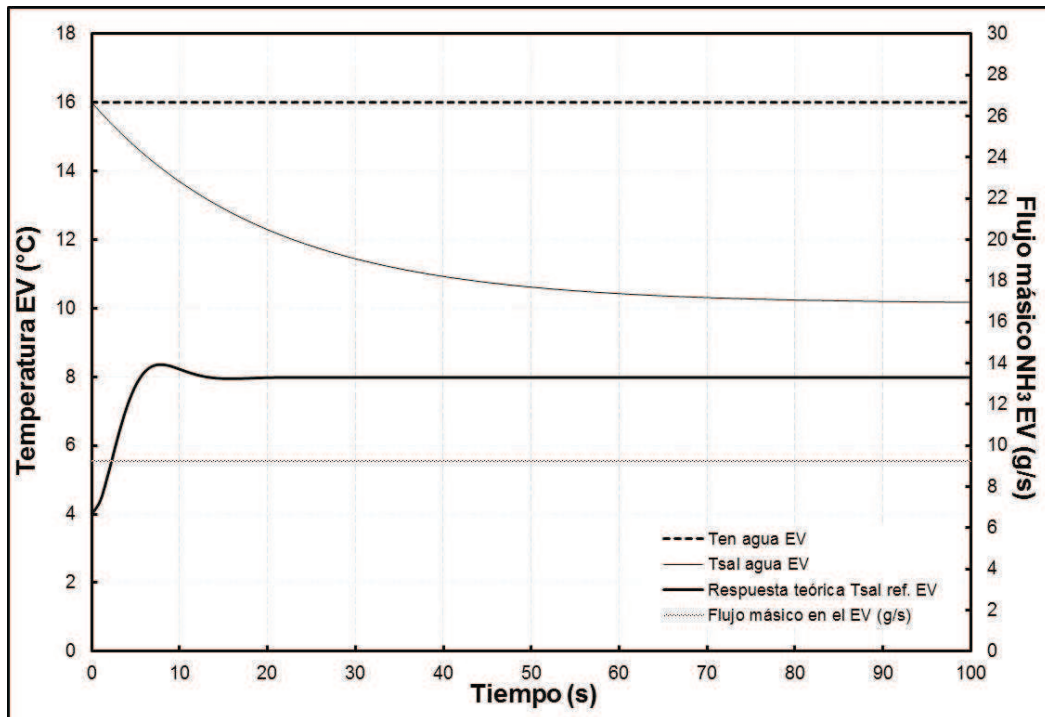


Fig. 5.3. Respuesta teórica de comportamiento dinámico del refrigerante en el evaporador para los datos de diseño reportados por Velázquez [Velázquez, 2002].

La Fig. 5.3, presenta los resultados teóricos del comportamiento dinámico de las corrientes refrigerantes en el evaporador de sistema GAX; es importante notar que por el lado de la solución $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$, la respuesta en el tiempo de este equipo se comporta como un sistema de segundo orden, sin embargo por el lado del circuito de agua de enfriamiento, lo hace como un sistema de primer orden. Esto se debe principalmente a las características termodinámicas tanto de la mezcla $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ como a la del agua de enfriamiento, además otro parámetro a tomar en consideración en el tipo de respuesta es el flujo másico circulante por ambas partes.

Para este caso de diseño, se puede observar que el tiempo de estabilización de la mezcla amoníaco-agua es alrededor de 0.5 min, mientras que para el circuito de agua de enfriamiento la estabilización comienza prácticamente a partir de 1.5 min. Esto es comprensible debido que la cantidad de flujo refrigerante es mucho menor en comparación con el flujo de agua.

Con las condiciones preestablecidas de diseño es posible obtener un ΔT_{agua} de 6 °C y una carga de refrigeración por el lado del agua de 10.2 kW; para este flujo másico la ganancia térmica del evaporador es de 0.43 °Cs/g.

5.3. ANÁLISIS EXPERIMENTAL DE LA RESPUESTA TRANSITORIA

Implementar un método de control para mantener ajustados los indicadores energéticos que afectan el desempeño y estabilidad de los sistemas de absorción, como son la relación de circulación RC que es la masa de solución diluida en amoníaco que deja el generador entre la masa de refrigerante saliente, la relación de flujo RF que es la masa de solución concentrada en amoníaco que entra al generador entre la masa de refrigerante que sale y el COP que es el cociente de la potencia en el evaporador y la potencia en el generador más los equipos auxiliares (como pueden ser ventiladores y bombas) en caso de que existan, es de suma importancia; con este método de control implementado es posible minimizar el consumo de energía bajo diferentes condiciones de operación lo que propiciará una modificación en el COP.

Por otra parte, la estabilidad operacional del sistema es de suma importancia en el factor de ahorro de energía durante la fase de operación. Esta estabilidad es función de las presiones de trabajo y de la cantidad de refrigerante que circula por todo el sistema.

5.3.1. Estabilización de la planta experimental

La operación del sistema GAX es compleja, debido a la gran cantidad de componentes con que cuenta. De esta manera, es que su operación se realiza por etapas. En primera instancia se lleva a cabo la etapa de estabilización de las columnas absorbedor y generador; primero se homogeniza la solución dentro del absorbedor (AB), una vez alcanzada la presión de diseño en el absorbedor (aprox. 5 bar) se deja pasar solución a la columna generador (GE) previamente precalentada. El sistema propuesto ha sido diseñado para operar en forma híbrida con energía solar y gas natural en la sección de calentamiento del generador, sin

embargo actualmente para simplificar y controlar el análisis experimental, la adición de calor que se suministra al generador, se realiza por medio de la circulación por la parte externa de los tubos aletados de un aceite térmico Mobil therm 603, calentado por una resistencia eléctrica de 24 kW para cerciorarse de las temperaturas de generación entre las cuales es posible obtener recuperación energética interna entre sus componentes.

Una vez que se ha alcanzado la presión de trabajo del generador (superior a 15 bar), el vapor de amoníaco con alta pureza, saturado y seco, se hace pasar al condensador (CO) donde es enfriado y sale como líquido saturado; luego es subenfriado en el preenfriador (PRE) y posteriormente pasa a un proceso de expansión en una válvula de estrangulamiento (TV1), donde la presión es reducida, dando como resultado un fluido frío en dos fases (mezcla líquido- vapor).

El refrigerante entra al evaporador (EV), donde al recibir calor del agua a enfriar, termina de convertirse en vapor, produciendo el efecto frigorífico y sale en forma de vapor saturado; este vapor entra a la columna absorbedor-GAX por la parte inferior, donde es condensado y absorbido en tres diferentes etapas por medio de una solución amoníaco agua a baja concentración proveniente del generador completando así el ciclo.

Por medio de la bibliografía revisada, se encontró que la mejor forma de mantener un sistema de refrigeración por compresión es la modulación de la velocidad del compresor, ya que mejora la eficiencia en estado estable del equipo y reduce en gran medida las pérdidas del ciclo on/off debido a que no existe una gran diferencia de presiones en el compresor.

Este concepto puede aplicarse de manera similar para el sistema GAX presentado, tomando en consideración que en este tipo de sistemas la acción del compresor la realiza la columna del generador (GE) en combinación con la columna absorbedor (AB), y las variables a controlar en este caso al igual que en los sistemas mecánicos, es la cantidad de flujo refrigerante y la cantidad de energía (calor) suministrada al sistema.

En este sentido, con los instrumentos de control instalados y presentados en el capítulo 2, se asegura que siempre exista la cantidad necesaria de solución para ser evaporada y a la vez se mantiene constante la presión de trabajo en esta zona, debido a esto el equipo se mantiene en una fase de estabilidad operacional.

Para el estudio de las pruebas experimentales, se llevó en primera instancia al equipo a una estabilidad operacional relativa, para después modificar la cantidad de refrigerante al evaporador por medio de la apertura controlada de la válvula de expansión TV1 (ver Fig. 2.2).

La Fig. 5.4, presenta los resultados experimentales del inicio de una prueba con el equipo propuesto, la cual comienza con la fase de estabilización de la presión en la columna generador. Para conseguir lo anterior, la temperatura interna de la columna generador debe mantenerse sin cambios considerables por medio de la recirculación de aceite térmico previamente calentada.

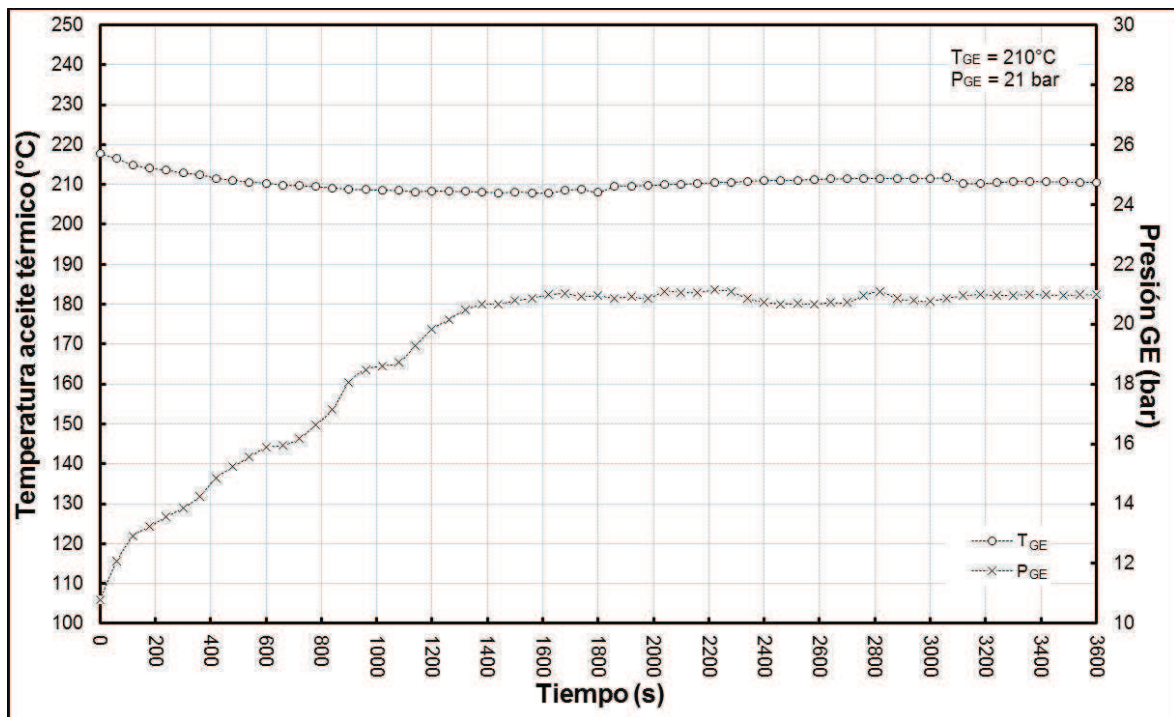


Fig. 5.4. Estabilización experimental de la presión de vapor de NH₃ en la columna generador durante la fase de arranque. $T_{GE} = 210\text{ }^{\circ}\text{C}$, $P_{GE} = 21\text{ bar}$

Como puede observarse en la gráfica, la estabilización de la columna generador sucede alrededor de los 22 min. a 21 bar, este periodo de tiempo relativamente prolongado se debe a que la cantidad de refrigerante que debe ser evaporado es muy grande debido a las dimensiones de la columna. Una vez alcanzada esta fase, es posible comenzar con la fase de condensación y evaporación. Para asegurar el flujo continuo de refrigerante durante la fase de evaporación, previamente se realiza una etapa de condensado y almacenamiento.

Las variaciones existentes en el flujo másico de refrigerante a la entrada del evaporador propician en la realidad un incremento o decremento de la potencia frigorífica, esto es comparable al efecto producido por una entrada escalón en el modelo matemático. Estos cambios han sido producidos experimentalmente por medio de la apertura de la válvula de expansión (TV1) con la finalidad de estudiar el comportamiento de la respuesta dinámica del sistema.

Como se mencionó anteriormente, un factor muy importante en la respuesta dinámica del evaporador, es la ganancia térmica K ; aunque ésta fue presentada en el modelo matemático para el desarrollo de este trabajo fue necesario determinar experimentalmente estos valores para obtener resultados experimentales confiables y que a su vez sirvieran para corregir y acercar más los obtenidos con el modelo teórico.

5.3.2. Ganancia térmica experimental

La Fig. 5.5, muestra los valores experimentales de K para el evaporador del sistema GAX. Los datos experimentales para el cálculo de la ganancia fueron obtenidos por medio de la modificación del flujo másico de refrigerante en la sección de entrada y registrando la variación de calentamiento en la sección de salida del evaporador; con estos dos parámetros se obtuvo una correlación para el cálculo de la constante. Los parámetros que condicionaron la obtención de esta constante son: $P_{GE}=20.4$ bar y $P_{EV}=4.2$ bar

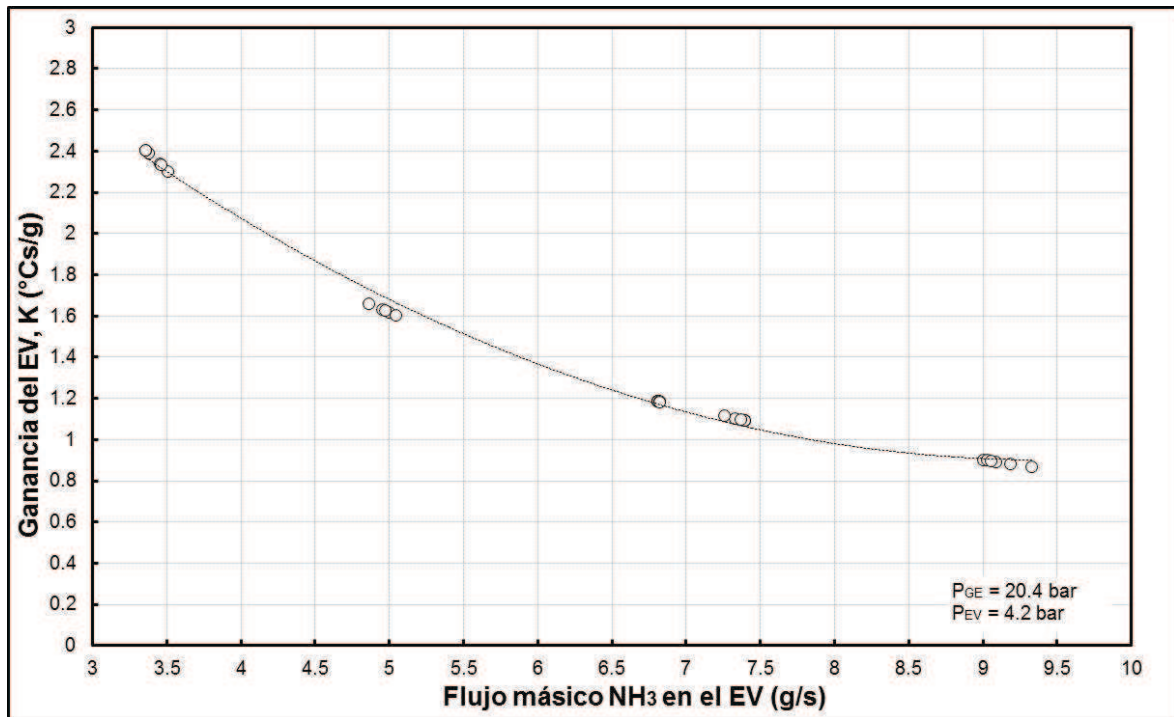


Fig. 5.5. Cálculo de la ganancia térmica, valores experimentales de K ($P_{GE}=20.4$ bar, $P_{EV}=4.2$ bar).

Al inicio de la fase de evaporación el flujo de refrigerante ha sido previamente establecido por la apertura de la válvula de expansión TV1 y es registrado por medio de un medidor de flujo másico tipo Coriolis el cual tiene un error de $\pm 0.1\%$ de la medición. Las temperaturas y presiones de salida del refrigerante a la salida del generador y la válvula de expansión son monitoreadas por medio de medidores tipo RTD con una exactitud de ± 0.5 °C y transductores de presión con una exactitud de ± 0.2 bar.

Con los datos experimentales de la ganancia térmica se comenzó con el análisis dinámico del evaporador por medio de la aplicación de la ec. (5.7) y fue validado con datos obtenidos experimentalmente.

Para la comparación con los resultados experimentales se utilizaron las siguientes definiciones:

$$\%error.puntual = 100 \cdot \frac{|T_{sal-exp} - T_{sal-pred}|}{T_{sal-exp}} \text{ (}^\circ\text{C)} \quad (5.8)$$

$$\%error.promedio = \frac{1}{k} \sum_{i=1}^k \%error_i \quad (5.9)$$

Donde k es el número de datos, $T_{sal-exp}$ es la medición obtenida por medio de los sensores de temperatura tipo RTD y $T_{sal-pred}$ ($^\circ\text{C}$) es la temperatura predicha con el análisis experimental del evaporador.

5.4. COMPARACIÓN DE LOS RESULTADOS EXPERIMENTALES CON LA SIMULACIÓN

El sistema de refrigeración propuesto cuenta con la posibilidad de trabajar las corrientes de flujo tanto a contracorriente como en flujo paralelo. Los resultados experimentales aquí presentados han sido obtenidos trabajando a contracorriente ya que se ha observado que con este método se consigue una mayor transferencia de calor entre las corrientes y en el sistema.

Las pruebas experimentales se plantearon de la siguiente manera, una vez estabilizada la presión de trabajo en el generador se realizaron modificaciones al flujo refrigerante a la entrada del evaporador.

Para el primer caso de estudio se propuso fijar la entrada del refrigerante en 0.23 kg/min o 3.8 g/s, con una temperatura de generación de 210 $^\circ\text{C}$ y un flujo de agua a la entrada del evaporador de 12 kg/min, las presiones de trabajo son $P_{GE}=19.5$ bar y $P_{EV}=3.2$ bar respectivamente; estas condiciones de operación son cercanas a las condiciones de diseño original ($P_{GE}=20$ bar y $P_{EV}=5$ bar) por lo que los resultados presentados a continuación se

consideran aceptables para estas condiciones de operación, los resultados son presentados en la Fig. 5.6.

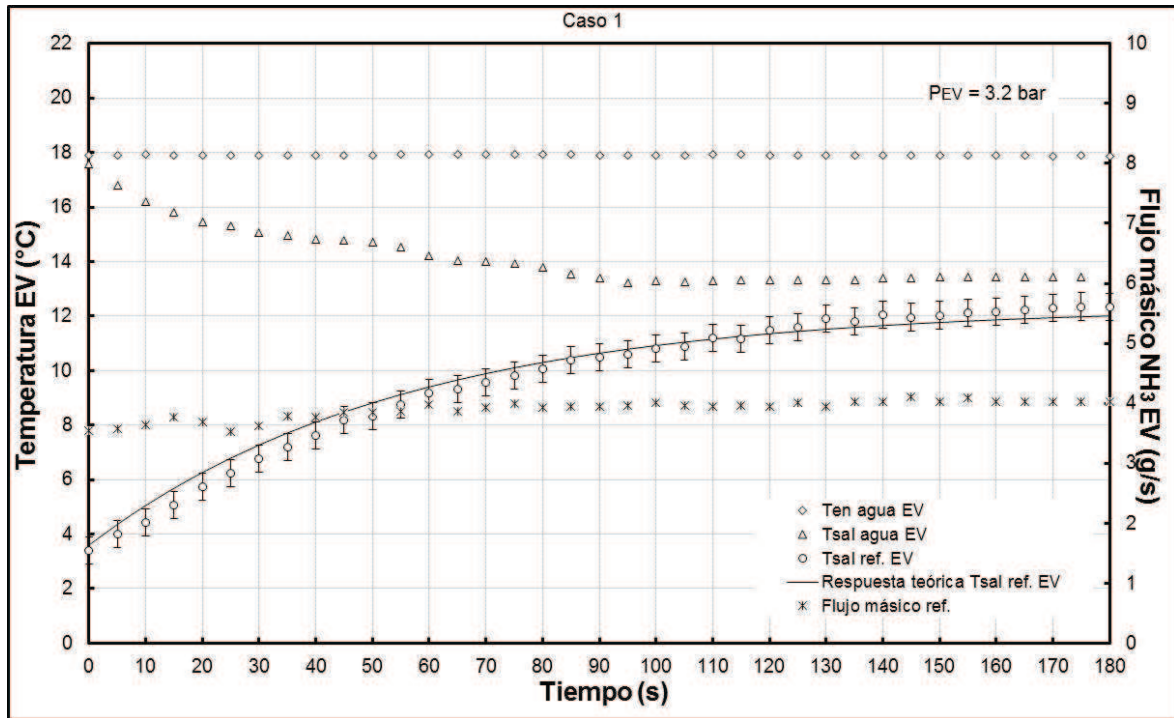


Fig. 5.6. Caso 1. Respuesta experimental y teórica de la temperatura de la corriente refrigerante NH_3 durante la fase de evaporación. Perfil de la corriente de agua de enfriamiento.

El error de los sensores de medición de temperatura $\pm 0.5^{\circ}\text{C}$, es representado en la Fig. 5.6 por medio de las barras de error y como puede observarse la respuesta teórica cae dentro de las mismas.

En la Fig. 5.6, se presenta la respuesta experimental de la mezcla refrigerante NH_3 en el evaporador acompañada de la respuesta teórica obtenida por medio de la función de transferencia; así mismo se observan las temperaturas experimentales de entrada y salida del agua. Se puede observar que la respuesta teórica del refrigerante es cercana a la experimental, las desviaciones existentes para el caso de la validación experimental, se deben a que a pesar de que las temperaturas de entrada se mantienen casi constantes, pequeñas desviaciones en la medición se producen debido a los errores propios de los instrumentos de medición, estos errores repercuten directamente en la respuesta final.

La aplicación de la ec. (5.7) para la predicción del comportamiento dinámico arroja un porcentaje de error de $\pm 3.9\%$ respecto a los datos experimentales, una desviación estándar de ± 2.6 y un tiempo de estabilización de aproximadamente 2.5 min (150 s) para este caso, sin embargo este tiempo y los errores pueden disminuir si las condiciones de operación se acercan aún más a las de diseño.

Una de las características importantes de una curva de respuesta como la presentada, es que es posible obtener la constante de tiempo τ , el cual representa el tiempo necesario del sistema para alcanzar un 63.2% de su valor final de estabilización, el cual para este caso es de aproximadamente 50 s.

Se presenta también la respuesta dinámica de la corriente de agua a la salida del evaporador; como puede observarse, bajo las condiciones de operación preestablecidas es posible obtener un ΔT en el agua de 4.5°C una vez que se ha alcanzado el tiempo de estabilización de la corriente refrigerante. En este caso la carga térmica máxima obtenida para este caso es de aproximadamente 3.8 kW y la ganancia para este caso es alrededor de $2.1^\circ\text{C}/\text{g}$. Las condiciones de operación para la Fig. 5.6 son presentados en la Tabla 5.3 (caso 1).

Se han examinado diferentes casos experimentales para comprobar la factibilidad de la función de transferencia bajo diversas condiciones de operación durante la fase de evaporación; por ejemplo la Fig. 5.7 presenta la comparación de los resultados teóricos y experimentales de una prueba con un flujo de refrigerante al evaporador de 6.8 g/s. Se puede observar que la tendencia de los datos experimentales se acopla en buena medida con la respuesta obtenida por la ec. (5.7), arrojando un error promedio de las mediciones experimentales de $\pm 2.2\%$ y una desviación estándar de ± 2.6 . Se observó experimentalmente que la ganancia K del evaporador disminuye en función del aumento de flujo másico, esto modifica directamente el tiempo de estabilización de la temperatura de la corriente de NH_3 en el evaporador, el cual en este caso se aproxima a los 2.1 min. (125 s) reduciendo el tiempo de estabilización respecto al caso anterior.

Tabla 5.3

Condiciones experimentales y resultados para los casos experimentales

| Parámetros | Unidades | Valor experimental Caso 1 | Valor experimental Caso 2 | Valor experimental Caso 3 |
|--------------------------|----------|------------------------------|------------------------------|------------------------------|
| Presiones | | | | |
| Generador (GE) | bar | 19.5 | 20.1 | 20.4 |
| Evaporador (EV) | bar | 3.2 | 3.8 | 5.3 |
| Flujos máxicos | | | | |
| Agua en el evaporador | kg/min | 12 | 12 | 12 |
| \dot{m}_{ref} | kg/min | 0.23 | 0.41 | 0.56 |
| | g/s | 3.8 | 6.8 | 9.3 |
| Temperaturas (EV) | | | | |
| $T_{en\ ref}$ | °C | 3.4 | 6.1 | 6.8 |
| $T_{sal\ ref}$ | °C | 12.3, 11.9* | 15.4, 15.5* | 18.1, 18.4* |
| $T_{en\ agua}$ | °C | 17.9 | 24.2 | 27.7 |
| $T_{sal\ agua}$ | °C | 13.4 | 17.5 | 18.8 |
| $T_{aceite\ GE}$ | °C | 210 | 215 | 215 |
| $Q_{refrigeración}$ | kW | 3.8 | 5.6 | 7.5 |
| $K_{evaporador}$ | °Cs/g | 2.1 | 1.3 | 1 |

* Resultados de la respuesta teórica en condiciones estables.

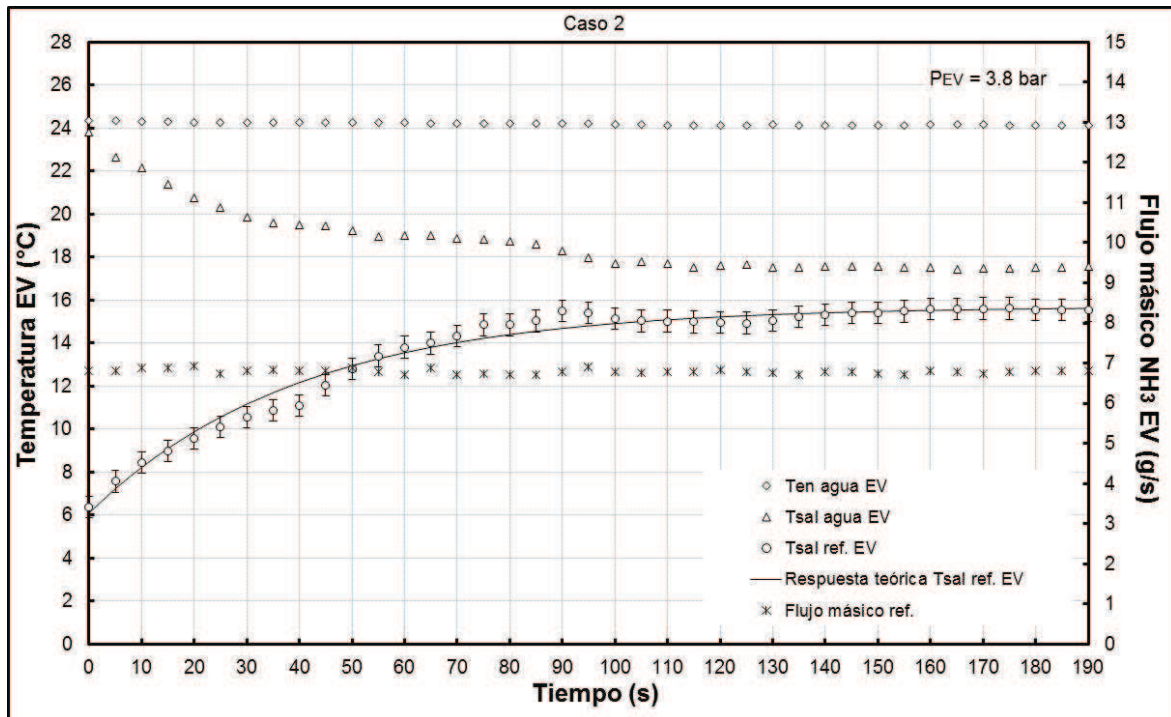


Fig. 5.7. Caso 2. Respuesta experimental y teórica de la temperatura de la corriente refrigerante NH₃ durante la fase de evaporación. Perfil de la corriente de agua de enfriamiento.

Más allá de la reducción del tiempo de estabilización de la corriente refrigerante, es importante observar experimentalmente el aumento del ΔT de temperaturas en el agua de enfriamiento, el cual se aproxima a 6.6 °C; con lo cual es posible obtener una carga máxima de refrigeración en el evaporador de 5.5 kW y la ganancia térmica del evaporador oscila alrededor de 1.3 °Cs/g. Las condiciones de operación y los resultados de esta prueba son presentados en la tabla 5.3 (caso 2).

Durante el desarrollo de las pruebas experimentales fue posible observar una respuesta por parte del evaporador como un sistema de segundo orden. Experimentalmente se comprobó que este comportamiento se presentaba cuando el flujo de refrigerante al evaporador excede los 8.5 g/s de solución propiciado una respuesta en el perfil de temperatura del refrigerante como la mostrada en la Fig. 5.8.

Para el caso de segundo orden, el análisis de la respuesta en el tiempo de la corriente de NH₃ fue abordado por medio de la ec. (5.6) y (5.7) y con ayuda del software MatLab 6.5.

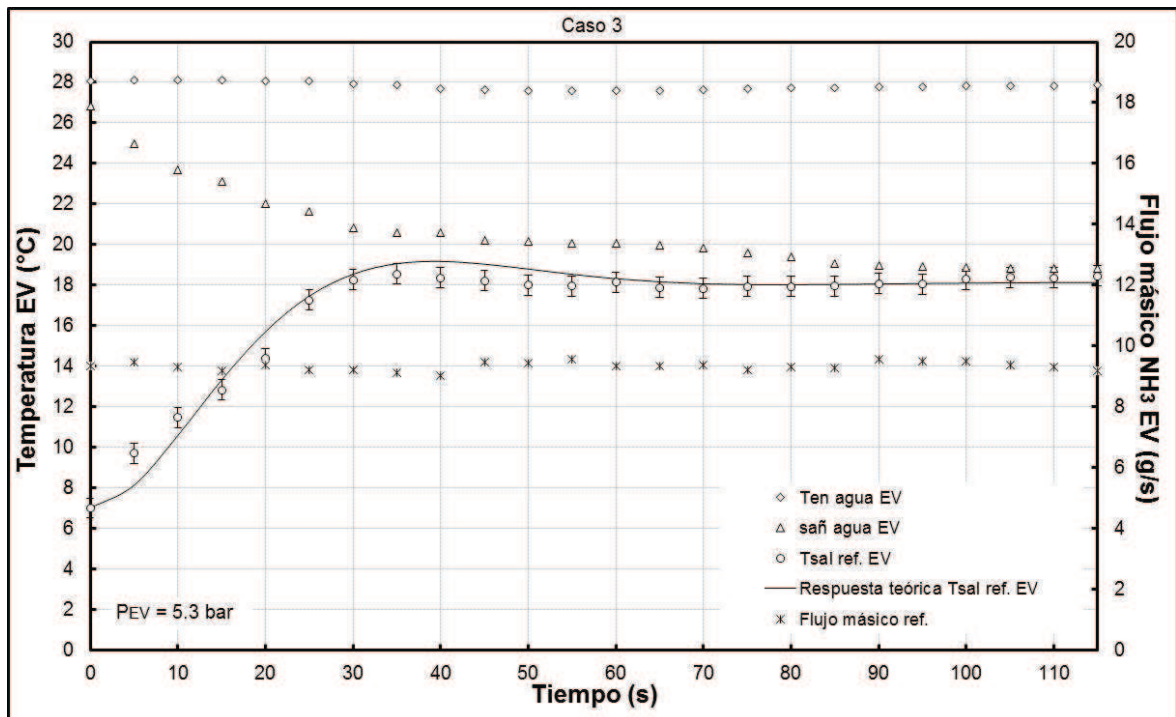


Fig. 5.8. Caso 3. Respuesta experimental de segundo orden de la corriente NH₃ en el evaporador del sistema GAX propuesto. Perfil de la corriente de agua de enfriamiento.

En este caso, el ΔT del agua final en la etapa de estabilización superó los 8.8 °C, con lo cual es posible obtener una carga máxima de refrigeración de 7.5 kW, se encontró un error del $\pm 3.5\%$ entre las mediciones, una desviación estándar de ± 3.1 y se observó también que la ganancia térmica K oscila en 1°Cs/g. Es posible notar que la respuesta experimental se ajusta en buena medida con el modelo teórico propuesto, además el tiempo de estabilización de la corriente refrigerante se redujo en aproximadamente 1 min. con respecto al caso anterior. Las condiciones de operación son presentadas en la Tabla 5.3 (caso 3).

Se debe hacer notar que el análisis de sistemas térmicos involucra términos como la resistencia y capacitancia térmica; sin embargo, estas no pueden ser representadas como parámetros concentrados, ya que se encuentran distribuidas en todas las masas de los equipos, materiales y en toda la masa refrigerante; para evitar lo anterior, es necesario utilizar modelos de parámetros distribuidos. Es por esta razón que se presentan desviaciones entre la respuesta experimental y el modelo desarrollado para el evaporador por medio de una función de transferencia (*caja negra*, el cual es utilizado normalmente para representar intercambiadores de calor), sin embargo, como ha podido observarse de los resultados experimentales, estos errores son pequeños.

En conclusión, las desviaciones son debidas a que el sistema se asume con un modelo de parámetros distribuidos, en un menor grado a las condiciones de estabilidad en los flujos máscicos y a los errores propios de los instrumentos de medición.

Por lo tanto es posible concluir a partir de las respuestas experimentales, que el uso de funciones de transferencia es aceptable en la predicción del comportamiento dinámico del flujo máscico de refrigerante en el evaporador del sistema GAX del CIE.

5.5. CONTROL TÉRMICO DEL EVAPORADOR EN FUNCIÓN DE LA TEMPERATURA DE GENERACIÓN.

Con la aplicación de este análisis se ha confirmado que la variación del refrigerante en el evaporador, conducirá por su parte a una modificación en la carga de refrigeración si los demás parámetros participantes son mantenidos sin cambios considerables, lo que se puede observar claramente en las Figuras 5.6, 5.7 y 5.8, además de ser la variable primordial en el estudio del tiempo de estabilización de las temperaturas y es fundamental para obtener un control térmico óptimo del sistema.

Se ha verificado también que la temperatura de generación (T_{GE}) es primordial en el comportamiento operacional del sistema y por lo tanto afecta también al desempeño del evaporador, ya que se ha advertido que cuando existe una mayor temperatura en el generador existe también un flujo mayor de refrigerante que puede ser evaporado y mandado al evaporador; en consecuencia es posible encontrar una relación directa entre la cantidad de refrigerante evaporado en el generador y la carga térmica de refrigeración en el evaporador.

Así con la aplicación de este estudio, es posible entonces obtener una caracterización de las principales corrientes de trabajo para desarrollar un algoritmo de control y conseguir una autonomía operacional.

El algoritmo de control, se incorporará al lazo de control presentado en la Fig. 2.1 y tendrá como base la relación del calor que debe ser suministrada al generador (GE) para evaporar y obtener el flujo de refrigerante necesario para modificar la carga de refrigeración en el evaporador (EV), la relación es presentada en las Figs. 5.9, 5.10 y 5.11.

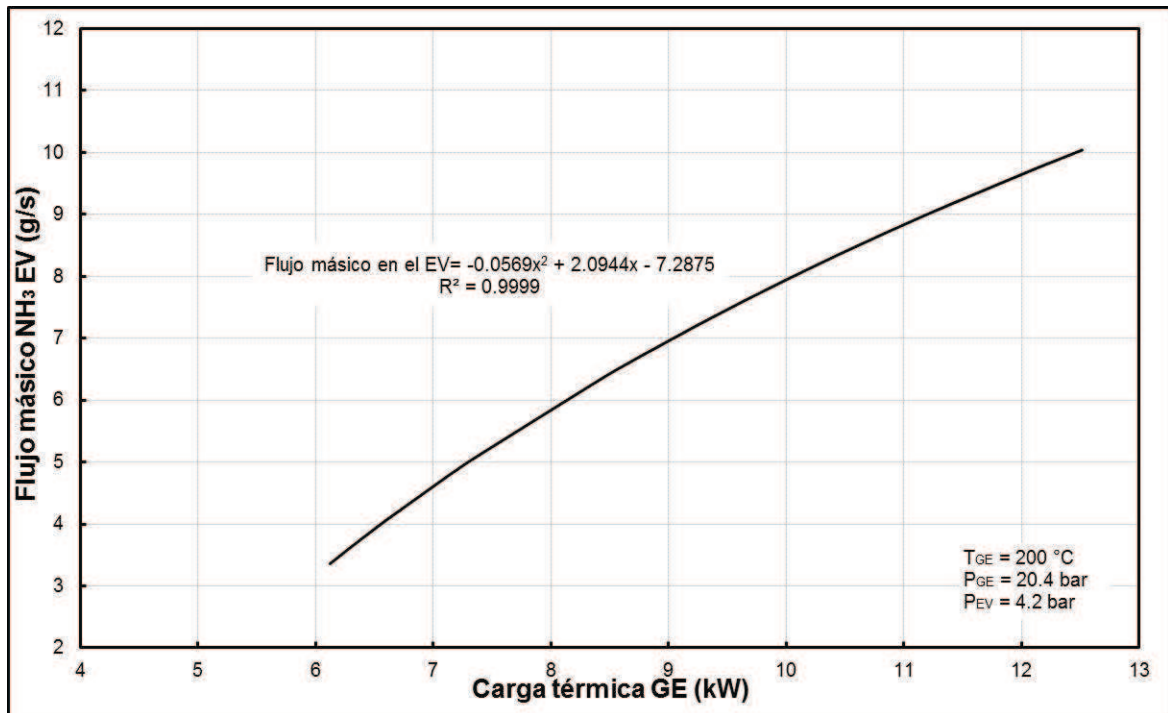


Fig. 5.9. Relación teórica Flujo de calor (GE) vs. Flujo másico refrigerante (EV) para una $T_{GE} = 200^{\circ}\text{C}$

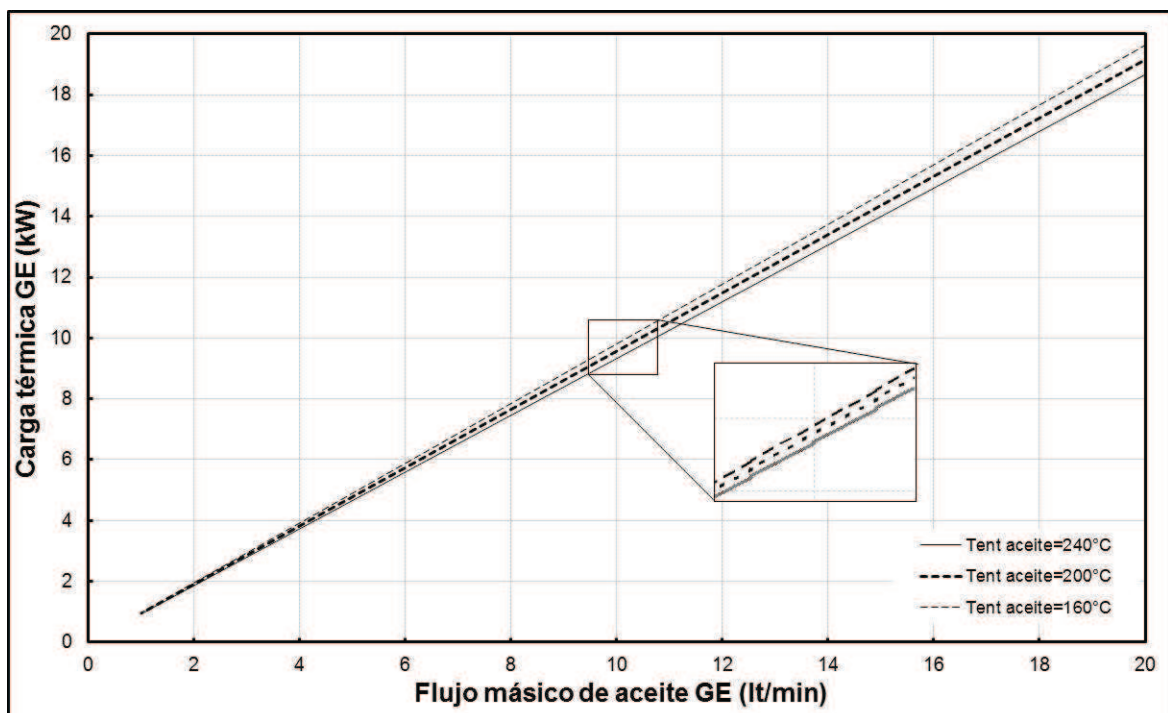


Fig. 5.10. Relación experimental flujo de aceite vs. calor en el generador.

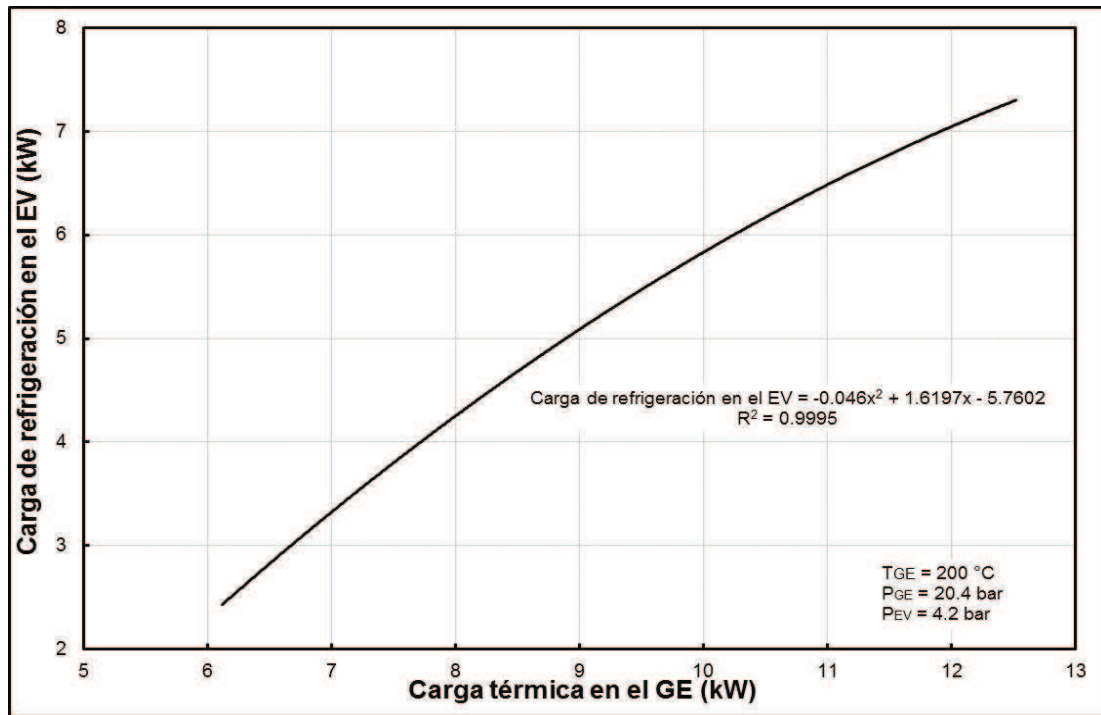


Fig. 5.11. Relación experimental de la cantidad de energía térmica suministrada en el generador y la carga de refrigeración en el evaporador.

En la Fig. 5.11 es posible observar la relación encontrada entre la potencia suministrada al generador y la carga de refrigeración en el evaporador. La relación polinómica obtenida con esta gráfica puede ser fácilmente implementada en un software de adquisición y control de datos para obtener una autonomía completa del sistema GAX, en función de los parámetros más importantes.

La aplicación del lazo de control eliminará la necesidad de utilizar la válvula de expansión (TV1) a la entrada del evaporador, y puede ser reemplazada por un tubo capilar, ya que estos son ampliamente usados en sistemas convencionales por compresión debido a que son sencillos, seguros y de muy bajo costo.

5.5.1. Comportamiento del COP del sistema de refrigeración GAX

Como se mencionó anteriormente el COP de este tipo de sistemas de refrigeración está en función de los niveles de la temperatura de operación y las irreversibilidades termodinámicas del mismo. Una modificación de estos parámetros produce cambios en el punto óptimo de su funcionamiento.

Por otra parte, la reducción de las irreversibilidades es uno de los puntos clave en el comportamiento de cualquier ciclo. Por ejemplo, Tyagi et al. [Tyagi et al., 2004] presentan una optimización termoeconómica de un refrigerador trabajando en un ciclo Stirling, evalúan la carga de refrigeración por unidad de costos con respecto de las temperaturas del ciclo y la carga correspondiente, la energía de entrada y el COP para diferentes condiciones de operación.

Por otra parte, Sözen et al. [Sözen et al., 2002], encontraron que para cada temperatura en el condensador, absorbedor y evaporador, existe una temperatura óptima en el generador (OGT) donde la exergía total es mínima, en este punto el COP de refrigeración y calentamiento es el máximo.

Este incremento en el COP es debido a que si existe un incremento en la temperatura del generador producirá una evaporación mayor de refrigerante, por lo tanto, la razón de circulación RC decrece, a su vez esto genera que el COP se incremente ya que ambos son inversamente proporcionales Keçeciler et al., [Keçeciler et al., 2000]. Para alcanzar esta temperatura óptima de generación se requiere de un diseño correcto y una selección adecuada de los componentes del sistema GAX.

Un caso similar, puede observarse en el trabajo presentado por Tyagi et al. [Tyagi et al. 2006], en el cual llevaron a cabo un estudio de las irreversibilidades de un ciclo Brayton de refrigeración, y encontraron que existen valores óptimos para las temperaturas externas, la carga de enfriamiento y la energía de entrada al sistema en el cual el ciclo obtiene el máximo COP para un conjunto de parámetros establecidos.

Recientemente Tyagi et al. [Tyagi et al. 2010], presentaron una optimización de un modelo por medio de las irreversibilidades para un ciclo de Carnot que trabaja entre dos depósitos de calor. Los resultados muestran que el porcentaje máximo en la eficiencia de refrigeración obtenida por el modelo, es mayor que o al menos igual, que la obtenida por medio del concepto tradicional de elementos finitos.

Entonces, continuando con la aplicación de este análisis, es posible obtener una relación entre la energía suministrada y el COP del GAX. En este caso el COP_{teo} del sistema propuesto se define como:

$$COP_{teo} = \frac{Q_{EV}}{Q_{GE} + W_{RSP} + W_{AB} + W_{CO} + W_{REC}} \quad (5.10)$$

Se debe tomar en consideración que para este sistema la energía consumida por los quipos auxiliares (por ejemplo, ventiladores y bombas) representan aproximadamente el 4% de la energía total provista al sistema.

La Fig. 5.12, presenta relación entre el COP_{teo} y la temperatura de entrada al generador para un flujo constante de aceite térmico; se puede observar la forma en que el COP_{teo} se incrementa cuando la temperatura del aceite térmico que ingresa al generador se eleva.

Aunque el COP de un sistema de absorción es relativamente mayor al presentado en las pruebas experimentales anteriores, el análisis de este trabajo se concentra a la parte de dinámica de la respuesta del evaporador y a la estabilidad operacional durante la fase de operación. Un análisis mayor de eficiencia del sistema puede consultarse en Gómez et al., [Gómez et al., 2008].

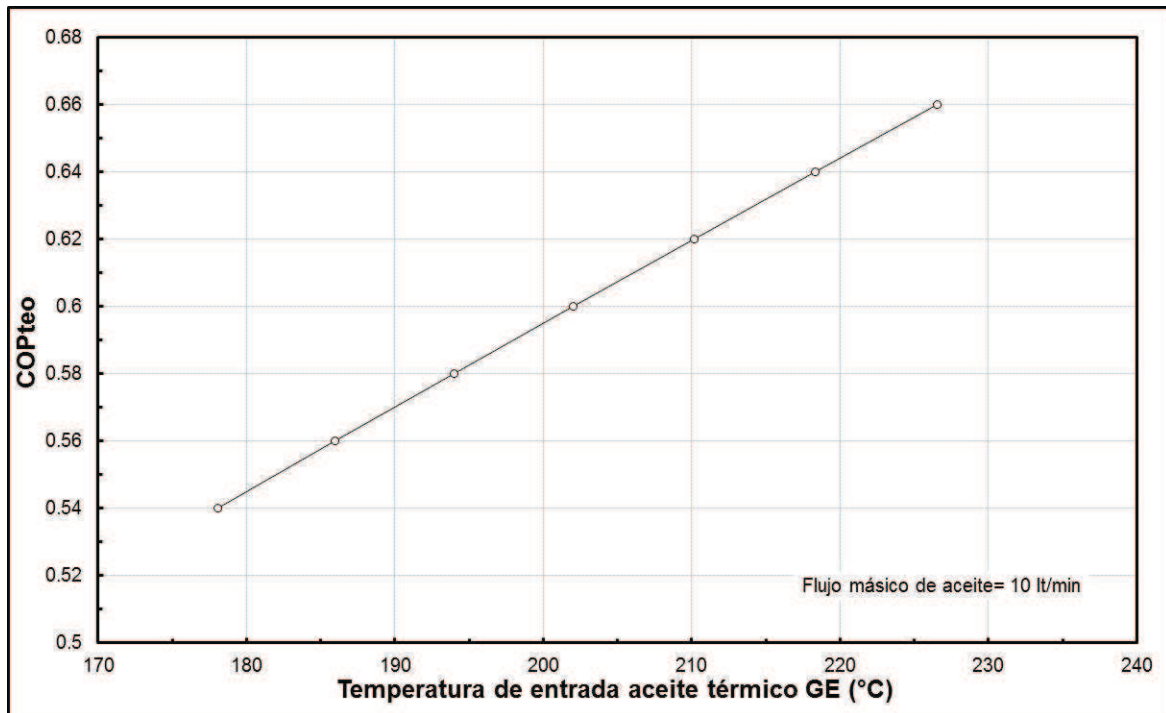


Fig. 5.12. COP_{teó} vs. temperatura de generación. [Gómez et al., 2008]

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

CONCLUSIONES

En este proyecto se presentó la factibilidad de controlar los diversos sistemas de refrigeración solar que se encuentran en fase experimental en el CIE-UNAM, con la finalidad de mejorar su rendimiento y facilitar su operación práctica.

Se planteó y abarcó una propuesta de control para el sistema de refrigeración solar intermitente por absorción, por medio de un medidor de nivel con señal de salida digital, una válvula tipo solenoide con control de cierre activado por un *set-point* relacionado con algún parámetro externo del sistema.

Se incorporó un tubo capilar en el sistema de refrigeración intermitente que se utilizará como lazo alterno de control para la adición de refrigerante al evaporador, evitando así la dependencia del usuario a la apertura de la válvula micrométrica de expansión con la que normalmente cuentan este tipo de sistemas.

Se desarrolló un medidor de flujo másico experimental, que no tiene partes móviles y que utiliza agua como fluido de trabajo, el cual podrá ser posteriormente utilizado en algunos de los sistemas de refrigeración por absorción con los que cuenta el CIE-UNAM, así el usuario podrá obtener mediciones aceptables de flujo con una baja inversión.

Se desarrolló un modelo numérico que ha sido utilizado para obtener un estudio paramétrico del sistema, configurar y construir el equipo experimental de medición de flujo. El modelo numérico del medidor de flujo desarrollado está basado en la aplicación de las ecuaciones gobernantes y se utilizaron correlaciones empíricas generales; de esta manera es posible utilizar el modelo para otro tipo de fluidos, mezclas y condiciones de operación (incluyendo gas o flujo en dos fases).

El medidor de flujo se desarrolló para un rango de flujos de 3 a 17 kg/min. Se obtuvieron experimentalmente tres ecuaciones polinomiales a 20 °C, 40 °C y 60 °C para caracterizar experimentalmente al sistema; las ecuaciones están basadas en la diferencia de temperaturas entre la entrada-salida y la energía suministrada al sistema. Las ecuaciones polinomiales obtenidas pueden ser fácilmente incorporadas en un arreglo electrónico para monitorización y control.

De las pruebas experimentales con el medidor de flujo diseñado se obtuvo un error promedio de $\pm 0.55\%$ del flujo másico medido, este error se puede considerar aceptable si se compara el costo de construcción y la calidad de la medición.

Se analizó y planteó una estrategia de operación para alcanzar una estabilidad operacional y controlar la carga de enfriamiento en el sistema de refrigeración por absorción (ARS) avanzado tipo GAX del CIE-UNAM, por medio de un lazo de control simple y auxiliado con instrumentos de control.

Se instalaron elementos de control, para modificar el nivel de solución en el generador para alcanzar las condiciones óptimas de trabajo por medio de una bomba de recirculación de solución, un medidor de nivel con señal de salida digital y un inversor de frecuencia.

Se implementaron válvulas tipo solenoide y tipo check en diferentes secciones del equipo con la finalidad de separar las secciones de alta y baja presión al momento del arranque-paro y para evitar la migración de fluido entre las columnas.

Se llevó a cabo el análisis dinámico del evaporador de tubo y coraza del sistema GAX cuando ocurren modificaciones del flujo refrigerante a la entrada del mismo, para encontrar una relación que permita modificar la carga de refrigeración requerida por el usuario, así como determinar los tiempos de estabilización y las temperaturas de salida finales.

El análisis dinámico fue abordado por medio de funciones de transferencia y la transformada inversa de Laplace.

Se analizó y obtuvo experimentalmente la ganancia térmica K del evaporador de tubo y coraza del sistema GAX, ya que esta caracteriza la respuesta dinámica e indica la variación de calentamiento de un estado a otro en función de un cambio en la razón de flujo que circule por el mismo.

Se simuló teóricamente el ciclo de refrigeración por absorción GAX, haciendo la consideración de que el sistema operaría a una carga parcial de alrededor de 4 kW de refrigeración utilizando el simulador ASPEN PLUS con el fin de predecir numéricamente las condiciones de operación de entrada y salida en cada uno de los equipos que componen al sistema GAX al trabajar a temperaturas de generación de entre 120° y 140° C; posteriormente estos datos fueron utilizados en el modelo numérico y comparados con resultados experimentales realizados ex profeso para este fin.

Las comparaciones entre el modelo teórico y los resultados experimentales, muestran un error de $\pm 2.2\%$ a $\pm 3.9\%$ en las temperaturas medidas en la sección de salida del evaporador, los cuales son aceptables si se considera la simplicidad del modelo utilizado y los errores de los instrumentos de medición.

Se encontró un tiempo promedio de estabilización de las corrientes en el evaporador de entre 1 a 2.5 min. en función de la cantidad de flujo másico refrigerante en el evaporador.

Las cargas de refrigeración en los casos estudiados fueron 3.8, 5.5 y 7.5 kW y se mantuvieron constantes sin cambios considerables una vez que se llegó al estado estable.

Con los resultados obtenidos por los análisis teórico o experimental, se pudo determinar la relación entre la carga térmica en el generador y el flujo másico refrigerante que pase por el evaporador.

Se obtuvo una relación experimental entre la carga térmica en el generador y la carga de refrigeración; la relación puede ser incorporada fácilmente en un software de adquisición y control una autonomía completa del sistema GAX en función de los parámetros más importantes.

La aplicación de la función de transferencia es una herramienta importante para el análisis dinámico de este tipo de sistemas de refrigeración no convencionales y puede también utilizarse de manera óptima en la validación de sistemas de acuerdo a las necesidades del usuario. Así es posible establecer un lazo de control para optimizar el funcionamiento del sistema y obtener la carga de enfriamiento deseada en función de la potencia suministrada al generador por medio de una variable fácil de controlar.

RECOMENDACIONES FUTURAS

Las recomendaciones sugeridas para complementar este trabajo son:

Del medidor de flujo experimental:

- Modificar el diseño del medidor, considerando que puede ser utilizado para fluidos y/o mezclas diferentes al agua, por lo que se recomienda cambiar la tubería de cobre por acero inoxidable o aluminio.
- Incorporar las ecuaciones polinomiales a un arreglo electrónico con el cual se pueda obtener el flujo de manera autónoma.

- Llevar a cabo la modificación del sistema por medio del *by-pass* presentado, si se requiere medir flujos mayores de 17 kg/min.

Del control de sistemas de refrigeración por absorción

- Rediseñar y/o corregir la columna absorbedor para obtener un mejor desempeño del sistema.
- Recalibrar la bomba de recirculación de aceite térmico para obtener certeza en la cantidad de flujo de aceite que es enviado al generador, ya que en función de la cantidad de calor es posible modificar la carga de refrigeración.
- Ya se ha montado un absorbedor de placas en la columna absorbedor, sin embargo es necesario realizar las conexiones necesarias para que el sistema pueda operar con ambos sistemas y aumentar la eficiencia del ciclo.
- De igual forma, ya se encuentran instalados los instrumentos para el lazo de control, por lo cual se pueden comenzar a realizar pruebas experimentales con la finalidad de cuantificar el ahorro de energía del sistema al momento del arranque.
- Aplicar el análisis realizado al evaporador a cada uno de los circuitos principales y llevar a cabo pruebas experimentales.
- Realizar un análisis de costos de la energía utilizada con y sin el método de estudio aquí planteado.

BIBLIOGRAFÍA

- **Aprea C., Renno C.** Experimental analysis of a transfer function for an air cooled evaporator. *Applied Thermal Engineering*, 21, 2001, 481-493.
- **Aprea, C., Mastrullo, R., Renno, C.** Fuzzy control of the compressor speed in a refrigeration plant. *International journal of refrigeration*, 27, 2004, 639-648.
- **Butz, D., Stephan, K.** Dynamic behavior of an absorption heat pump. *International Journal of Refrigeration*, 12, 1989, 204-212.
- **Hawk, C. E., Baker, W. C.** Measuring small gas flows into vacuum systems, *The Journal of Vacuum and Science Technology A*, 6 (1), 1968, 255-257.
- **Cano M., José M.** Refrigeración por absorción. Interés energético e impacto ambiental. Artículo Técnico de las jornadas técnicas de climatización, energía, 2001.
- **Carmody, S.A., Shelton, S.V.** Analysis of generator-absorber heat recovery for an ammonia-water absorption cycle. *Thermodynamics and the design, analysis and improvement of energy system*. AES vol. 30/HTD-vol. 266, ASME 1993.
- **Cerri, G., Battisti, L.** Valve control for optimum performance in compression refrigeration cycles. *Heat Recovery Systems & CHP* 14, 1994, 61-66.
- **Ding, G., Fu, L.** Performance analysis and improvement of air-to-water chiller for application in wide ambient temperature range. *Applied Thermal Engineering*, 25, 2005, 135-145.

- **Dorf, R. C.** Sistemas modernos de control. México. Addison-Wesley Iberoamericana, 1989.
- **Eames, I.W., Wu, S.** A valve operated absorption refrigerator. *Applied Thermal Engineering*, 23, 2003 417-429.
- **Fernández-Seara, J., Vázquez, M.** Study and control of the optimal generation temperature in NH₃-H₂O absorption refrigeration systems. *Applied Thermal Engineering*, 21, 2001, 343-357.
- **Belforte, G., Carello, M., Mazza, L., Pastorelli, S.** Test bench for flow rate measurement: calibration of variable area meters, *Measurement*, 20 (1), 1997, 67-74.
- **García, C.** Estudio sobre la estrategia de operación y control para sistema de refrigeración solar. Tesis Maestría, UNAM, 2005.
- **García-Valladares, O., Pérez-Segarra, C.D., Rigola, J.** Numerical simulation of double-pipe condensers and evaporators, *International Journal of Refrigeration*, 27 (6), 2004, 656-670.
- **Gómez V.H., Vidal A., Best R., García-Valladares O., Velázquez N.** Theoretical and experimental evaluation of an indirect-fired GAX cycle cooling system. *Applied Thermal Engineering*, 28, 8, 2008, 975-987.
- **Gómez, V. H.** Modelado, simulación y diseño de dos intercambiadores de calor con cambio de fase, empleando superficies extendidas. Tesis de maestría. UNAM, 2002.
- **Gómez, V., Vidal, A., García, C., García, O., Best, R., Velázquez, N.** Análisis teórico experimental de un ciclo de refrigeración por absorción avanzado GAX, operando a carga parcial y asistido con energía solar. ISES Latin America Regional Conference. Guanajuato, México. Memoria de congreso, 2004, 8-12 noviembre.
- **Han, Y., Kim, D. K., Kim, S. J.** Study on the transient characteristics of the sensor tube of a thermal mass flow meter, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 48, 2005, 2583-2592.

- **Hasse, H., Becker, M., Grossman, K., Maurer, G.** Top-down model for dynamic simulation of cold-storage plants. *International Journal of Refrigeration*, 19, 1996, 10-18.
- **Herold, K. E., Radermacher, R., Klein, S.** Absorption chillers and heat pumps. CRC Press, 1996.
- **Hinkle, L. D., Mariano, C. F.** Toward understanding the fundamental mechanisms and properties of the thermal mass flow controller, *The Journal of Vacuum and Science Technology A*, 9 (3), 1991, 2043-2047.
- **Howell, John R. y Buckius, Richard O.** 1990. Principios de termodinámica para ingenieros. McGraw-Hill.
- **<http://www.omega.com/techref/table1.html>**
- **Incropera, Frank P., Hewitt, David P.** 1996. Fundamentos de transferencia de calor. Prentice-Hall.
- **Komiya, K., Higuchi, F., Ohtani, K.** Characteristics of a thermal gas flowmeter, *Review Scientific Instruments*, 59 (3), 1988, 477-479.
- **Toda, K., Maeda, Y., Sanemasa, I., Ishikawa, K., Kimura, N.** Characteristics of a thermal mass-flow sensor in vacuum systems. *Sensors and Actuators A*, 69, 1998, 62-67.
- **Kang, Y., T. Chen, W.** 1996, Design of ammonia-water condenser with fluted tube. *ASHRAE Transactions: Symposia*, 1996, 587-593.
- **Kang, Y.T., Hong, H., Park, K.S.** Performance analysis of advanced hibryd GAX cycles: HGAX, *International Journal of Refrigeration*, 27, 2004, 442-448.
- **Keçeciler, H., Ibrahim Acar, A. Dogan.** Thermodynamic analysis of the absorption refrigeration system with geothermal energy: an experimental study. *Energy Conversion and Management* 41, 2000, 37-48.

- **Kim, D. K., Han, I. Y., Kim, S. J.** Study on the steady-state characteristics of the sensor tube of a thermal mass flow meter, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 50, 2007, 1206-1211.
- **Kim, S. J., S. P. J.,** Experimental and numerical analysis of the heat transfer phenomena in a sensor tube of a mass flow controller, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 44, 2001, 1711-1724.
- **Koury, R.N.N., Machado, L., Ismail, K.A.R.** Numerical simulation of a variable speed refrigeration system. *International Journal of Refrigeration*, 24, 2001, 192-200.
- **Kuo Benjamin C.** *Sistemas automáticos de control*. C.E.C.S.A. 1983.
- **Li X., Chen J., Chen Z., Liu W., Hu W., Liu X.** A new method for controlling refrigerant flow in automobile air conditioning. *Applied Thermal Engineering*, 24, 2004, 1073-1085.
- **MacArthur, J.W.** *Transient heat pump behaviour: a theoretical investigation*. Technology Strategy Center. 1983.
- **Manual de operaciones**, Medidor de flujo de Coriolis, Endress Hauser, 2000
- **Meng Joo Er, Aik Chong Lua, Jimmy Han Leong Kay, Chee Chong Lim,** Design and development of a low-cost digital display for water flow rate measurement, *Microprocessors and Microsystems* 25, 2001, 359-368.
- **National Instruments**, LabVIEW 7.1, (2004).
- **Ogata k.** *Ingeniería de control moderna*. Prentice Hall 1980.
- **Ohgata, A., Yamashita, Y., Nishitani, H.** Robust control of an absorption heat pump system. *Computers Chemical Engineering*, 21, 1997, suppl., pp. S131-S136.
- **Pettit, N.B.O.L., Willatzen, M., Ploug-Sorensen, L.,** A general dynamic simulation model for evaporators and condensers in refrigeration. Part II: simulation and control of an evaporator. *International Journal of Refrigeration*, 21, 1998, 404-414.

- **Pilatowsky, I., Geffroy, E., Hernández, J.** Evaluación de un prototipo experimental de un refrigerador intermitente por absorción amoniac-agua. ANES. Memorias de la VIII Reunión de Energía Solar, Cd. Madero, Tams. (1984).
- **Pilatowsky, I., Best, R., Valiente, A., Lage, J.C., Quinto, D., Gutiérrez, F., Hernández J., Hieras, J., Martínez, E.** Principios básicos de refrigeración, Métodos de producción en frío. UNAM, México 1993.
- **Qureshi, T. Q., Tassou, S. A.** Variable-speed capacity control in refrigeration systems. Applied thermal engineering, 16, 1996, 103-113.
- **Radermacher, R., Klein, S. A., Didion, D. A.** Investigation of the part-load performance of an absorption chiller. ASHRAE transactions 89, 1983, 205-214.
- **Rivera, C.O.** Simulación, diseño y evaluación de un refrigerador solar intermitente usando un CPC como generador-absorbedor. Tesis Doctorado. UNAM, 2006.
- **Rivera, C.O., Rivera, W.** Modeling of an intermittent solar absorption refrigeration system operating whit ammonia-lithium nitrate mixture. Solar Energy Materials & Solar Cells, 76, 2003, 417-427.
- **Rudent, P., Navratil, P., Giani, A., Boyer, A.** Design of a new sensor for mass flow controller using thin-film technology based on a analytical thermal model. The Journal of Vacuum Science and Technology, A 16 (6), 1998, 3559-3563.
- **Tyagi, S. K., Lin, G., Kaushik, S. C. , Chen, J.** Thermoeconomic optimization of an irreversible Stirling cryogenic refrigerator cycle. International Journal of Refrigeration, 27, 2004, 924-931.
- **Tyagi, S. K., Chen, G. M., Wang, Q., Kaushik, S. C.** A new thermoeconomic approach and parametric study of an irreversible regenerative Brayton refrigeration cycle. International Journal of Refrigeration, 29, 2006, 1167-1174.
- **Tyagi, S. K., Quin Wang, Xia, P., Chen, G. M.** Optimisation of an irreversible Carnot refrigerator working between two heat reservoirs. International Journal of Exergy, 7 (1), 2010, 76- 88.

- **Tyagi, S. K., Park, S. R., Tyagi, V. V., Anand, S.** Second law based performance evaluation and parametric study of a sea water source cascade heat pump, *International Journal of Exergy*, 7 (3), 2010, 369-386.
- **Sanz Hernando, S.** Tecnologías de control y automatización aplicadas a sistemas de enfriamiento solar. Curso Centro de Investigación en Energía, UNAM. 31 agosto-3 septiembre de 2004.
- **Saucedo, S., Rodriguez, J.L.** Control automático de procesos, IPN México, 1985
- **Schwanzenbach, J., Gill, K. T.** System modelling and control. London, 1984.
- **Skogestad S., Postlethwaite I.** Multivariable Feedback control. John Wiley, 1996
- **Sousa, J.M., Babuska, R., Verbruggen, H.B.** Fuzzy predictive control applied to an air-conditioning system. *Control Engineering Practice*, 5 (10), 1997, 1395-1406.
- **Sözen, D. Altiparmak, H. Usta.** Development and testing of a prototype of absorption heat pump system operated by solar energy. *Applied Thermal Engineering*, 22, 2002, 1847-1859.
- **Tison, S. A.** A critical evaluation of thermal mass flow meters. *The Journal of Vacuum Science and Technology A*, 14 (4), 1996, 2582-2591.
- **Underwood, C.P.** The dynamic thermal modelling and capacity control of the absorption cycle heat pump. 3rd International symposium on the large scale applications of heat pumps. Oxford, England. 25-27 march. Paper J2, 1987, 185-196.
- **Vargas, J.V.C., Horuz, I., Callander, T.M.S., Fleming, J.S., Parise, J.A.R.** Simulation of the transient response of heat driven refrigerators with continuous temperature control. *International Journal of Refrigeration*, 21, 1998, 648-660.
- **Vargas, J.V.C., Parise, J.A.R.** Simulation in transient regime of a heat pump with closed-loop and on-off control. *International Journal of Refrigeration*, 18, 1995, 235-243.

- **Velázquez, N.** Estudio de sistemas de absorción avanzados para operar con gas natural asistidos por energía solar. Tesis de doctorado. UNAM, 2002.
- **Velázquez, N., Best, R.** Methodology for the energy analysis of an air cooled GAX absorption heat pump operated by natural gas and solar energy. *Applied Thermal Engineering*, 22, 2002, 1089-1103.
- **Viswanathan, M., Kandaswamy, a., Sreekala, S.K., Sajna, K.V.** Development, modeling and certain investigation on thermal mass flow meters, *Flow Measurement and Instrumentation*, 12, 2002, 353-360.
- **Viswanathan, M., Rajesh, R., Kandaswamy, A.** Desing and development of thermal mass flowmeters for high pressure applications, *Flow Measurement and Instrumentation*, 13, 2002, 95-102.
- **Wu, C., Xingxi, Z., himing, D.** Development of control method and dynamic model for multi-evaporator air conditioners (MEAC). *Energy Conversion and Management*, 43, 2004, 451-465.
- **Yaqub, M., Zubair, S.M.** Thermodynamic analysis of capacity-control schemes for refrigeration and air-conditioning systems. *Energy*, 21, 1996, 463-472.
- **Yunus A. Çengel, Michael A. Boles,** *Termodinámica (Tomo I)*, Mc Graw-Hill, 1996
- **Zhang, H., Huang, Y., Sun, Z.** A study of mass flow rate measurement based on vortex shedding principle, *Flow Measurement and Instrumentation*, 17, 2006, 29-38.
- **Zheng, D., Chen, B., Qi, Y.** Thermodynamic analysis of a novel absorption power/cooling combined cycle. *International Sorption Heat Pump Conference*, Shanghai, China, 2002, 204-209.

ANEXO A

Fórmulas para especificaciones, en función de la frecuencia natural y del coeficiente de amortiguamiento del sistema.

Tiempo de crecimiento:

$$t_r = \frac{1}{\omega_d} \tan^{-1} \left[-\frac{\sqrt{1-\delta^2}}{\delta} \right]$$

Tiempo pico:

$$t_p = \frac{\pi}{\omega_d}$$

Máximo sobreimpulso:

$$M_p = e^{-(\delta/\sqrt{1-\delta^2})\pi}$$

Máximo sobreimpulso porcentual:

$$M_p = e^{-(\delta/\sqrt{1-\delta^2})\pi} \times 100\%$$

Tiempo de establecimiento

Criterio del 2%

$$t_s = \frac{4}{\delta\omega_n}$$

Criterio del 5%

$$t_s = \frac{3}{\delta\omega_n}$$