

Facultad de Metalurgia y Electromecánica

Departamento Metalurgia - Química



Universidad de Moa
Dr. Antonio Núñez Jiménez

DISEÑO DE UN SISTEMA DE REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN (AMONIACO-AGUA) PARA LA UNIVERSIDAD DE MOA

Tesis En opción al Título de Ingeniero Metalúrgico

Ernesto Cruz Martínez

Moa 2019

Facultad de Metalurgia y Electromecánica

Departamento Metalurgia - Química



Universidad de Moa
Dr. Antonio Núñez Jiménez

DISEÑO DE UN SISTEMA DE REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN (AMONIACO-AGUA) PARA LA UNIVERSIDAD DE MOA

Tesis En opción al Título de Ingeniero Metalúrgico

Autor: Ernesto Cruz Martínez

Firma: _____

Tutor: Dr.C Ever Góngora Leyva

Firma: _____

Tutor: MsC. Yosbel Guerra González

Firma: _____

Cosultante: MsC. Elieski Cruz Martínez

Firma: _____

Moa 2019

AGRADECIMIENTOS

Los resultados del presente trabajo han sido fruto del esfuerzo conjunto, la dedicación y colaboración de varias personas, las cuales me sirvieron de mucho apoyo para que se cumpliera este sueño en realidad. Por esta razón es necesario agradecer a quienes de alguna manera contribuyeron al feliz término de la misma y a quienes estuvieron presentes en estos arduos años de estudio.

- Especial agradecimiento a mi madre Elsa Martínez Lobaina y mi padre Elieser Cruz Tamayo por sus esfuerzos y apoyo en todo momento y por la simple razón de darme la vida.
- A mi hermano Msc. Elieski Cruz Martínez por estar presente en todo el tiempo de la realización de esta tesis brindando su apoyo incondicional aun en las madrugadas.
- A mis tutores el Dr.C Ever Góngora Leyva y Msc. Yosbel Guerra González por transmitirme sus conocimientos y dedicarme su tiempo cuando lo necesité.
- A mi esposa Mardelis Bicet Lara, por su atención, consejos, apoyo y comprensión.
- A todos mis amigos y mis compañeros en especial a Ing. Rafael Soto Suarez por extenderme sus manos, gracias por sus consejos sabios, sus apoyos, comprensión, sus ayudas en los momentos precisos.

A Todos, MUCHAS GRACIAS.

RESUMEN

El presente trabajo tiene como finalidad diseñar un sistema de refrigeración por absorción aplicando herramientas en Matlab para facilitar y dinamizar el procedimiento de cálculo de los parámetros de selección de los equipos del sistema. Se muestra la metodología de cálculo de los parámetros termodinámicos necesarios y la selección de los componentes que integran el sistema además de la confección de una herramienta en Matlab. Se determinó que la carga necesaria en el generador se obtiene con un flujo másico de 10.1 kg/s y una superficie de intercambio de 60.5 m², a una temperatura de 80 °C. En el absorbedor el flujo másico es de 33.82 kg/s y una superficie de intercambio de 86.1 m². Para enfriar el refrigerante en el condensador se necesita 18.51 kg/s de agua a una temperatura de entrada de 26 °C y una superficie de intercambio de 30.73 m². En el caso del intercambiador de calor la superficie de intercambio es de 6.03 m². Para vencer la carga de climatización en el evaporador se necesita un flujo másico de 15.7 kg/s y una superficie de intercambio de 18.3 m², además con la herramienta diseñada en Matlab se facilitó el cálculo para la selección de los componentes que integran el sistema de refrigeración por absorción y se realizó la modelación de dos variantes de refrigeración de la Universidad de Moa.

ABSTRACT

The purpose of this work is to design an absorption refrigeration system by applying tools in Matlab to facilitate and streamline the procedure for calculating the selection parameters of the system equipment. It shows the methodology of calculation of the thermodynamic parameters required and the selection of the components that make up the system in addition to the preparation of a tool in Matlab. It was determined that the necessary load in the generator is obtained with a mass flow of 10.1 kg/s and an exchange surface of 60.5 m², at a temperature of 80 °C. In the absorber, the mass flow is 33.82 kg/s and an exchange surface of 86.1 m². To cool the refrigerant in the condenser, 18.51 kg/s of water at an inlet temperature of 26 °C and an exchange surface of 30.73 m² are needed. In the case of the heat exchanger, the exchange surface is 6.03 m². To overcome the load of air conditioning in the evaporator requires a mass flow of 15.7 kg/s and an exchange surface of 18.3 m². In addition with the tool designed in Matlab the calculation was facilitated for the selection of the components that make up the cooling system by absorption and modeling of two cooling variants of the University of Moa.

INTRODUCCIÓN	1
1 MARCO TEÓRICO CONCEPTUAL.....	4
1.1. Introducción	4
1.2. Antecedentes históricos del ciclo de refrigeración por absorción	4
1.3. Ciclo de refrigeración convencional.....	7
1.4. Ciclo de refrigeración por absorción	8
1.4.1. Partes componentes de un sistema de refrigeración por absorción.	9
1.4.2. Clasificación de las máquinas de absorción.	10
1.4.3. Ventajas de la refrigeración por absorción.	11
1.4.4. Ciclo regenerativo de refrigeración por absorción.	12
1.4.5. Frigorífico Servel – Electrolux	13
1.5. Combinación refrigerante absorbente.....	14
1.6. Selección del refrigerante	14
1.7. El amoníaco R-717	15
1.7.1. Ventajas e inconvenientes del amoníaco con respecto a los refrigerantes compuestos por cloro, flúor y carbono (CFC).....	15
1.8. Plano termodinámico de Merkel/ Bosnjakovic	16
1.9. Software para desarrollo del diseño	17
1.10. Conclusiones del capítulo	17
2 DISEÑO DEL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN.....	19
2.1. Introducción.	19
2.2. Análisis termodinámico del sistema de refrigeración por absorción.	19
2.3. Intercambiador de calor de coraza y tubos.....	23

2.3.1.	Relaciones de diseño y cálculo para intercambiador de coraza y tubos..	23
2.3.2.	Coeficiente global de transferencia de calor (U).....	24
2.3.3.	Longitud para un solo tubo.....	25
2.4.	Diseño Hidráulico.	27
2.4.1.	Caída de presión para el lado de la coraza.	27
2.4.2.	La caída de presión total del lado de los tubos.....	28
2.4.3.	Procedimiento a seguir para cálculo de pérdidas en circuitería de Refrigeración.	29
2.5.	Procedimiento en Matlab	30
2.5.1.	Explicación del flujo para el cálculo en Matlab	31
2.6.	Conclusiones del capítulo	33
3	ANÁLISIS Y DISCUSIÓN DE LOS RESULTADOS	34
3.1.	Introducción	34
3.2.	Procedimiento en Matlab e interfaz gráfica.....	34
3.3.	Diseño del sistema para carga de la Universidad de Moa.....	35
3.3.1.	Variante del sistema de refrigeración por absorción para la Universidad de Moa.....	35
3.3.2.	Instalación de un solo Sistema.....	35
3.3.3.	Instalación por edificio.....	37
3.3.4.	Análisis de las variantes.....	38
3.3.5.	Fuente de calor para el uso del sistema de refrigeración.	38
3.3.6.	Análisis de rentabilidad.	39
3.3.7.	Instalación de las tuberías.....	41
3.4.	Conclusiones del capítulo	41
	CONCLUSIONES GENERALES.	42

RECOMENDACIONES.....	43
Bibliografías.....	44
ANEXOS	

INTRODUCCIÓN

Los equipos de refrigeración por absorción han tenido un aumento considerable en los últimos años, debido a la posibilidad de trabajar con fuentes de energía primaria derivadas de procesos industriales tales como, vapores residuales, agua de enfriamiento de determinados equipos, e inclusive con fuentes de energía renovables como es la energía solar térmica, y algunas menos nocivas con el medio ambiente como es el caso del biogás. La mayoría de los sistemas de refrigeración en la actualidad son por compresión de vapor, en el que se realiza un trabajo a entropía constante para elevar la presión del refrigerante proveniente del evaporador, hacia el condensador, utilizándose para ello un compresor o varios de estos, consumiendo gran cantidad de energía eléctrica (Pons Hernández, Díaz Rodríguez, & Soler Pérez, 1987).

Las investigaciones realizadas en el campo de la refrigeración con el objetivo de prescindir del consumo de energía eléctrica o reducirla, han dado lugar al desarrollo progresivo de los equipos de refrigeración por absorción, la cual se basa en la capacidad que tienen algunas sustancias de absorber a otras y en la que el compresor, gran consumidor de energía eléctrica, es sustituido por un absorbedor y un generador garantizándose así, la presión requerida en el sistema. En los sistemas de refrigeración convencional se han utilizado refrigerantes perjudiciales para el medio ambiente como los CFC (productos compuestos por cloro, flúor y carbono) que destruyen la capa de ozono, a diferencia de la refrigeración por absorción que utiliza por lo general compuestos orgánicos como el agua/bromuro de litio o el amoníaco/agua, por lo que se vuelve una alternativa muy eficaz, para el ahorro de energía eléctrica y la disminución de la contaminación ambiental.

La actual preocupación acerca de las emisiones de CO₂ ha propiciado que se investiguen diferentes alternativas que ayuden a la preservación del medio ambiente, incluyendo la eficiencia de los equipos de refrigeración y racionalización de la energía. En dichos campos, los sistemas de refrigeración por absorción cumplen con los requerimientos necesarios para avanzar en concordancia con la problemática

existente. Actualmente se utilizan unidades de refrigeración con el uso del compresor y de la energía eléctrica, que contribuye solo en parte en la protección del medio ambiente; si se utilizaran más sistemas de absorción el aporte en la protección del medio ambiente sería mayor.

Situación Problemática

Tanto en los procesos industriales como en los de servicios, existen fuentes de suministro de calor que constituyen pérdidas de energía en dichos procesos, los cuales pueden emplearse como fuentes de energía en sistemas de refrigeración por absorción. Por tales motivos existe la necesidad de crear una herramienta de cálculo a partir de los criterios para la selección de los elementos que integran un sistema de refrigeración por absorción, desde el análisis de las diferentes fuentes de suministro de calor para la generación de frío, favoreciendo así, la disminución de los gastos de consumo de energía eléctrica por concepto de climatización y a la eliminación del uso de los refrigerantes que dañan la capa de ozono.

Problema

¿Cómo establecer un procedimiento de calculo que integre los criterios de evaluación, diseño y selección de los equipos que componen los sistemas de refrigeración por absorción para estimar con mayor facilidad las fuentes de energía más apropiadas para la climatización de la Universidad de Moa?

Objeto de estudio

Los sistemas de refrigeración por absorción para la Universidad de Moa.

Objetivo

Diseñar un sistema de refrigeración por absorción aplicando herramientas en Matlab para facilitar y dinamizar el procedimiento de cálculo de los parámetros de selección de los equipos del sistema de refrigeración en la Universidad de Moa.

Hipótesis

Si se establece un procedimiento que integre los criterios de evaluación, diseño y selección de los equipos que componen los sistemas de refrigeración por absorción, entonces se podrán estimar con mayor facilidad las fuentes de energía más apropiadas para la producción de frío.

Campo de acción

Los procesos de transferencia de calor en los sistemas de refrigeración.

Objetivo Específicos

1. Calcular los parámetros termodinámicos del sistema de refrigeración por absorción.
2. Calcular los componentes del sistema de refrigeración por absorción.
3. Diseñar una herramienta para el cálculo del diseño del sistema de refrigeración por absorción utilizando el Software Matlab.

Tareas

1. Valoración del estado del arte sobre la temática tratada a partir del análisis Bibliográfico.
2. Descripción del procedimiento de cálculo para determinar los parámetros termodinámicos que caracterizan el ciclo de refrigeración por absorción.
3. Descripción de la metodología para el diseño de los componentes del sistema de refrigeración por absorción.
4. Realizar una herramienta para el cálculo del diseño del sistema de refrigeración por absorción utilizando el Software Matlab.

1 MARCO TEÓRICO CONCEPTUAL

1.1. Introducción

En la actualidad la refrigeración por absorción es una de las principales fuentes de investigación en sistemas de cogeneración y trigeneración en la industria moderna, debido a su posibilidad de trabajar con fuentes primarias de energía, derivadas de procesos tecnológicos tales como, vapores residuales, gases producto de la combustión, agua caliente entre otras y no consumir energía eléctrica o muy poco de esta, lo cual los sitúa en un buen lugar con respecto a los equipos amigables con el medio ambiente. La producción de frío en los sectores residencial y empresarial para el acondicionamiento de aire en los locales climatizados, exige una demanda considerable de energía eléctrica, por estar basada en equipos convencionales de refrigeración por compresión de vapor, por lo que el empleo de equipos de refrigeración por absorción es una buena manera de garantizar el ahorro necesario en este tipo de instalaciones, y por ende aprovechar al máximo las fuentes de energía caloríficas que se consideraban pérdidas.

Objetivo del capítulo

Establecer el marco teórico sobre la refrigeración por absorción y definir los principales parámetros que constituyen los mismos, así como también comparar sus prestaciones con respecto a la refrigeración convencional.

1.2. Antecedentes históricos del ciclo de refrigeración por absorción

Los antecedentes del ciclo de absorción pueden situarse a 1774 cuando el inglés Joseph Priestly aísla los gases de amoníaco, oxígeno y dióxido de carbono. Pero no es hasta 1824, cuando Michael Faraday, expuso el polvo de cloruro de plata al amoníaco gaseoso y cuando ya había absorbido la mayor cantidad posible, selló el compuesto en un tubo de ensayo en forma de U invertida, luego aplicó calor al extremo del tubo para separar el amoníaco y en el otro lado colocó agua para condensarlo,

retirada la fuente de calor, al poco tiempo el amoníaco líquido comenzó a evaporarse nuevamente para ser absorbido por el cloruro de plata, observando que al hacerlo este se enfriaba y extraía calor del medio (Marcos del Cano, 2008) (Romero Romo, 2006). Fue finalmente el francés Ferdinand Carré quien patentó el sistema de refrigeración por absorción en 1860 y obtuvo el premio de la Exposición Universal de Londres de 1862. (Absorsistem, 2003) (Stoecker, 1985)

Durante la guerra de secesión norteamericana, cuando los estados del Norte cortaron el suministro de hielo natural a los estados de la Confederación; se empleó por primera vez a gran escala la máquina de absorción. (Stoecker, 1985)

Para el estudio de los equipos de refrigeración por absorción se modela el proceso de transferencia de calor y de masa en los intercambiadores de calor que lo componen, se proponen las expresiones que caracterizan el comportamiento de la temperatura, el área y el coeficiente global de transferencia de calor, para la mezcla refrigerante amoníaco/agua. Apoyados en un banco de prueba determinan las distintas condiciones de operación y configuraciones de flujo en el absorbedor. (Cerezo Román, 2006) (Cisneros, 2002)

(Conde, 2006) propone un modelo matemático para el cálculo de las propiedades de la mezcla amoníaco agua, partiendo de la necesidad inevitable de utilizar la modelación en los ciclos de refrigeración por absorción, debido a la complejidad de esto, ya que con diagramas termodinámicos se hace muy engorrosa. (Dos Santos, Aparecida, Luz Silveira, & Aguirre Reto, 2006) propone un modelo matemático para obtener la entalpía y la entropía en un sistema de refrigeración por absorción, empleando la mezcla amoníaco/agua.

(Romero Romo, 2006) analiza termodinámicamente a dos ciclos de refrigeración por absorción, (ciclo de refrigeración por absorción simple y el ciclo de refrigeración por absorción regenerativo) utilizando modelos matemáticos que se desarrollan para predecir el equilibrio líquido-vapor de la mezcla amoníaco agua, así como, la

evaluación de las propiedades termodinámicas como la entalpía, entropía y volumen específico, utilizando la ecuación viral de estado.

(Salguero Fernández, 2011) modela y simula una máquina de refrigeración por absorción de doble efecto con mezcla de trabajo agua/bromuro de litio y activada por una planta de energía solar, utilizando colectores lineales Fresnel. Exponiendo las ventajas en el rendimiento comparadas con las máquinas de simple efecto.

(E Gaia, Bessone, & Cortés, 2000) proponen la colocación de un sistema de calentamiento por colectores concéntricos parabólicos y tanque acumulador, para hacer funcionar una heladera de absorción de tipo Electrolux.

(Romero Paguay & Carbonell Morales, 2014) calculan la carga térmica de un consultorio médico y proponen la climatización del mismo con una máquina de refrigeración por absorción simple efecto de la marca ClimateWell 10, con 10 kW de potencia de enfriamiento que utiliza como absorbente el par cloruro de litio y agua, y calculan el área de captación solar para emplear colectores de tubos al vacío marca Thermomax. (Boas Matamoros, 2004) propone la construcción de un refrigerador por absorción de tipo intermitente para una capacidad de 10 W que funcione únicamente con energía solar.

(Cañadas Navarro & Torres Guzman, 2010) calculan los parámetros fundamentales de un refrigerador por absorción de 1,8 kW utilizando el diagrama de entalpía concentración, y diseñan cada uno de sus componentes de forma didáctica, para lo cual también proponen el acoplamiento de un sistema de colectores solares para hacer funcionar el mismo.

(Salavera Muñoz, 2005) realiza un estudio acerca de las propiedades que presenta la mezcla de trabajo amoníaco/agua, al añadirle hidróxidos alcalinos (de sodio y de potasio) y la mezcla bromuro de litio y agua, al incorporarle sales de litio (cloruro, nitrato y yoduro). Determinando la solubilidad, la capacidad calorífica y la densidad de las disoluciones.

(Martínez Díaz, Montelíer Hernández, & Castellanos Álvarez, 2005) determinan la disponibilidad de dos posibles fuentes residuales de energía a emplear, que son, vapores residuales y gases productos de la combustión en una empresa de productos lácteos, donde a partir de la potencia frigorífica evalúan un ciclo de refrigeración por absorción amoníaco agua para la misma.

(Cano Marcos, 2001) realiza un estudio detallado de la refrigeración por absorción en la que abarca desde los fundamentos físicos, ámbito reglamentario, consideraciones sobre operación y mantenimiento hasta el interés energético e impacto ambiental. También expone las consideraciones de diseño actual de estos equipos.

(Khaled Bataineh, 2016) presentaron una revisión bibliográfica sobre el desarrollo reciente de las tecnologías de sistemas de enfriamiento por absorción solar, el objetivo es elevar el bajo rendimiento y disminuir el alto costo de los equipos que conforman estos sistemas. El trabajo muestra un comparativo de los sistemas de absorción y adsorción, en cuestión de equipamiento, operación, aplicaciones, costos de operación, rendimientos y países que utilizan estas tecnologías. El informe muestra que el alto costo inicial y el bajo rendimiento de los sistemas de enfriamiento por absorción solar, son los principales motivos por lo que esta tecnología no tiene un crecimiento comercial acelerado, aun así, la investigación sigue activa para reducir los inconvenientes técnicos y económicos de las tecnologías de absorción solar. Además, reportan que el sistema de refrigeración por absorción solar es más dominante por obtener un COP mayor (entre 0.5 y 0.8) que los sistemas de adsorción. Los principales países que utilizan estas tecnologías se encuentran en Europa y Asia.

1.3. Ciclo de refrigeración convencional

El procedimiento más común de proporcionar refrigeración es mediante un sistema de compresión de un vapor, donde el refrigerante vaporizado entra al compresor, que puede ser una máquina rotativa o de movimiento alternativo y este a su vez aumenta su presión y temperatura para entrar al condensador, en el cual cede calor al medio

ambiente, al final del condensador el refrigerante líquido pasa a través de una válvula de expansión para disminuir su presión y temperatura a la del evaporador, en el que hierve extrayendo consigo el calor del medio o sustancia a refrigerar, y vuelve al compresor para completar el ciclo. (Moring Faires, 1969)

1.4. Ciclo de refrigeración por absorción

La refrigeración por absorción se fundamenta físicamente en la capacidad que tienen algunas sustancias, tales como el agua y algunas sales como el bromuro de litio, para absorber, en fase líquida, vapores de otras sustancias tales como el amoníaco y el agua respectivamente. En este tipo de sistemas se le conoce a la sustancia que absorbe los vapores, como absorbente y a la sustancia que se evapora y extrae calor del medio, como refrigerante o agente frigorífico. Para estos dos casos mencionados anteriormente, serían absorbentes el agua y la solución de bromuro de litio, y refrigerantes el amoníaco y el agua destilada, en los ciclos de absorción amoníaco/agua y Agua/bromuro de litio. (Marcos del Cano, 2008)

En el ciclo amoníaco/agua que se muestra en la Figura.1.1, el amoníaco (refrigerante) en un circuito a baja presión, se evapora en un intercambiador de calor, llamado evaporador, el cual enfría ambientes o cámaras. Acto seguido el vapor es absorbido por el agua (absorbente) en el absorbedor, produciendo una solución concentrada (solución fuerte). Esta solución es bombeada al generador, donde se separan absorbente y refrigerante por medio de calor procedente de una fuente externa; el vapor de amoníaco pasa al condensador donde cede calor al medio ambiente, saliendo de este como líquido saturado y luego es estrangulado en una válvula de expansión para garantizar la diferencia de presión en el evaporador y volver a extraer calor del medio a refrigerar evaporándose este, conjuntamente la solución débil de amoníaco agua procedente del generador es devuelta al absorbedor para completar el ciclo. Al igual que los sistemas de compresión que utilizan agua en sus procesos, el sistema requiere una torre de enfriamiento para disipar el calor sobrante.

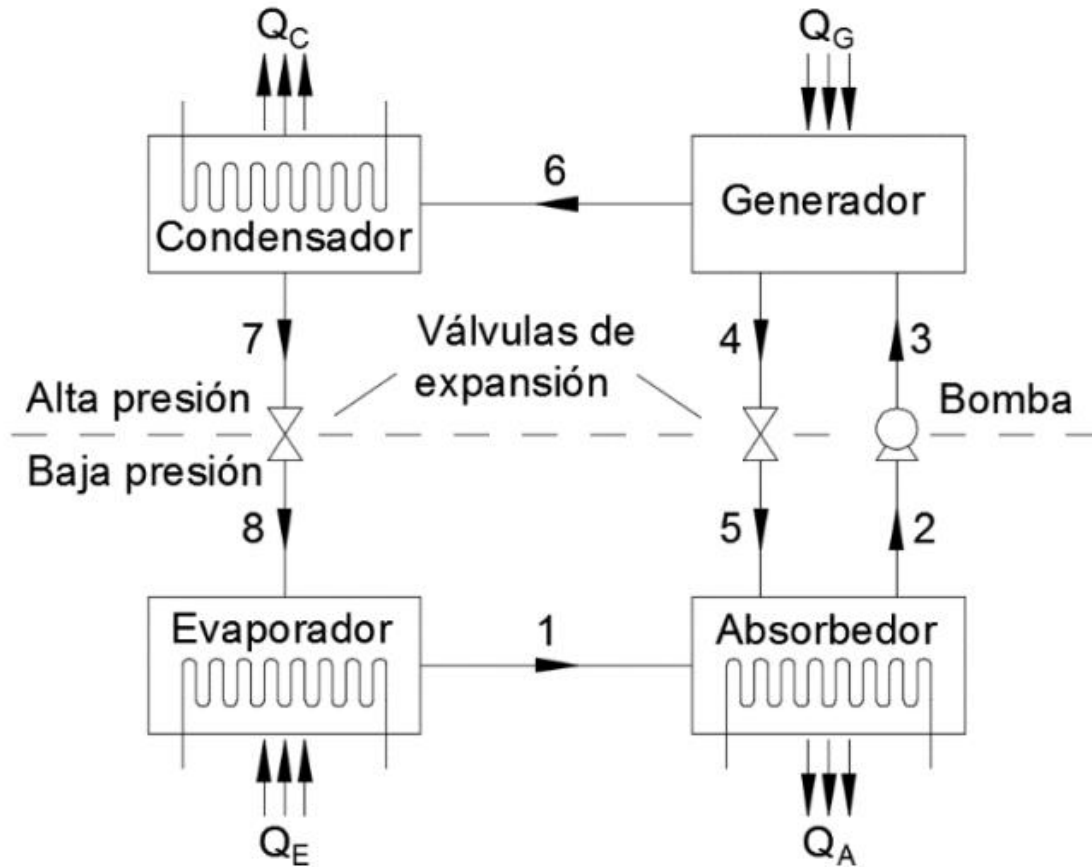


Figura.1.1 Ciclo básico de refrigeración por absorción.

1.4.1. Partes componentes de un sistema de refrigeración por absorción.

Absorbedor: En el absorbedor el vapor refrigerante proveniente del evaporador es absorbido por el líquido contenido en el mismo, produciéndose una reacción exotérmica, como la cantidad de refrigerante que se puede absorber es inversamente proporcional a la temperatura, este tiene que ser enfriado mediante la circulación de un fluido que generalmente es agua, luego la solución resultante en el mismo (solución fuerte) es bombeada al generador.

Generador: El generador es el encargado de separar el refrigerante contenido en la solución por medio de calor. A la solución fuerte procedente del absorbedor se le aumenta la temperatura para vaporizar el refrigerante contenido en la misma,

produciéndose dos salidas de fluidos, una de vapor refrigerante hacia el condensador, y la otra, de líquido con bajo contenido de refrigerante, caliente, hacia el absorbedor.

Condensador: Es el encargado de recibir el vapor refrigerante procedente del generador, eliminar el calor del mismo y licuarlo, para poder introducirlo luego en el evaporador. El condensador es el lugar donde se produce la eliminación de calor en un sistema de refrigeración, que puede ser mediante el enfriamiento por agua o al aire ambiente.

Evaporador: Es un tipo de intercambiador de calor en el cual, el refrigerante en ebullición, absorbe el calor de la sustancia que se va a enfriar, este tiene como objetivo extraer el calor del aire, agua o cualquier otra sustancia que se quiera refrigerar.

Válvula de expansión: Este dispositivo es el encargado de reducir la presión del refrigerante líquido y regular su paso al evaporador. Está presente en casi todos los equipos de refrigeración y su función se basa en el estrangulamiento del fluido, producto a un estrechamiento en su sección.

Bomba: Es la encargada de desplazar el fluido proveniente del absorbedor (solución fuerte) hasta el generador y elevar su presión, manteniendo la continuidad del ciclo de absorción, similar al trabajo del compresor en un sistema de refrigeración convencional.

1.4.2. Clasificación de las máquinas de absorción.

Existen varios criterios para clasificar las máquinas de absorción. (Salguero Fernández, 2011)

Número de efectos:

- Simple efecto: con un solo generador.
- Doble efecto: con dos generadores.
- Triple efecto: con tres generadores.

Número de etapas:

- Simple etapa: con un absorbedor.
- Doble etapa: con dos absorbedores.
- Triple etapa: con tres absorbedores.

Fuente de calor empleada para el funcionamiento de la máquina:

- Tipo directo o “llama directa”: la potencia calorífica proviene de la combustión de fuentes de energía fósiles (líquidas o gaseosas).
- Tipo indirecto: la potencia calorífica proviene de la transferencia de calor entre dos fluidos a través de un intercambiador.

Sistema de condensación:

- Por agua.
- Por aire.

1.4.3. Ventajas de la refrigeración por absorción.

Las principales ventajas de los equipos de absorción respecto a los de compresión (Salavera Muñoz, 2005) son:

- Requieren mucha menos potencia eléctrica.
- Pueden utilizar calor residual de centrales térmicas o de procesos industriales como fuente de energía.
- Tienen la posibilidad de utilizar quemadores de gas a llama directa.
- No contribuyen a la destrucción de la capa de ozono y presentan un menor impacto sobre el calentamiento de la superficie terrestre que otras tecnologías.
- La ausencia de partes móviles alarga la vida del equipo y reduce su mantenimiento.
- Son silenciosos y no producen vibraciones.
- Presentan un funcionamiento más flexible y fiable que los equipos de compresión.

1.4.4. Ciclo regenerativo de refrigeración por absorción.

En esencia es el mismo principio que el ciclo convencional de refrigeración por absorción, pero con algunas mejoras introducidas. Entre el generador y el evaporador existe un intercambiador de calor (Figura. 1.2), con el objetivo de disminuir la temperatura de la solución débil dirigida hacia el absorbedor y a su vez aumentar la que se envía hacia el generador, garantizando una reducción de la cantidad de calor que debe añadirse a la solución fuerte en el generador, resultando en una reducción del costo del calentamiento y de enfriamiento.

El mezclador es un intercambiador de calor de contacto directo que consiste en una serie de bandejas colocadas encima del generador, la solución fuerte procedente del absorbedor fluye hacia abajo por las bandejas para enfriar el vapor que sube procedente del generador. Otra mejora es colocar un rectificador a la salida del generador, garantizando una mayor concentración del refrigerante en el circuito de refrigeración y subenfriar el líquido a la salida del condensador para conseguir así, un aumento del efecto frigorífico.

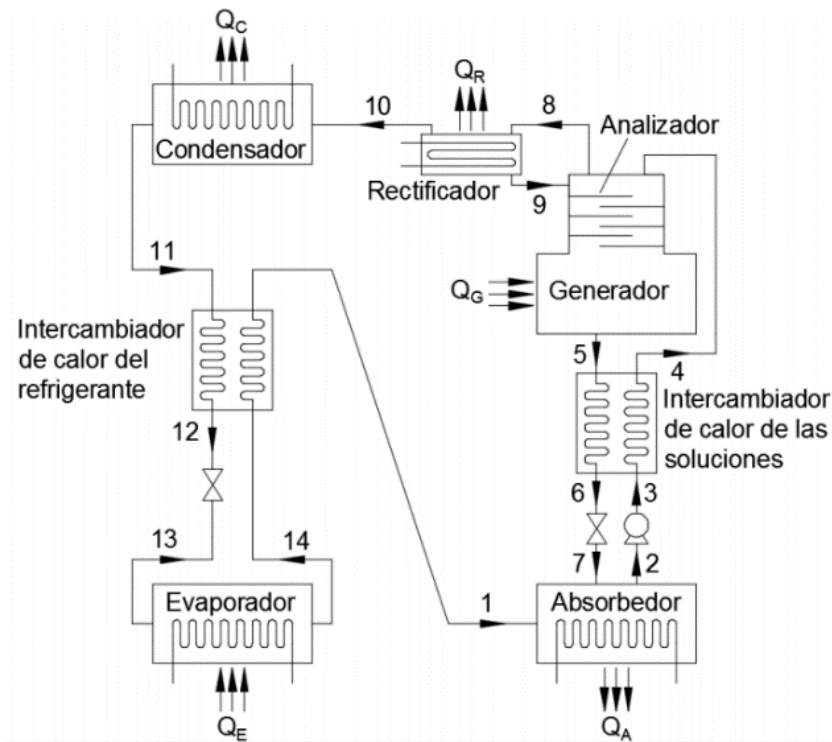


Figura. 1.2. Esquema de un ciclo regenerativo de refrigeración por absorción.

1.4.5. Frigorífico Servel – Electrolux

El sistema Servel-Electrolux introduce una modificación interesante, y es que la sustancia refrigerante describe un ciclo sin emplear maquinaria que tenga partes móviles (Figura. 1.3) funcionando continuamente; esta sustancia refrigerante es gas amoníaco liberado de una disolución acuosa y transportado de una parte a otra mediante una atmósfera de hidrógeno. La presión total, suma de las presiones parciales del amoníaco y del hidrógeno es constante en todos los puntos del sistema y por lo tanto no hay necesidad de ningún tipo de válvulas. Fue inventado por Carl Munters y Baltzer von platen en Suecia. (Stoecker, 1985)

Lo más peculiar de este tipo de frigorífico por absorción, quizás sea la posibilidad de no usar electricidad en su funcionamiento, puesto que no posee una bomba para hacer circular el fluido en su interior. Esto lo coloca entre uno de los sistemas más utilizados actualmente para generar frío por medio de la energía solar, al adaptar el generador a un circuito de calentamiento por algún fluido caloportador utilizando captadores solares.

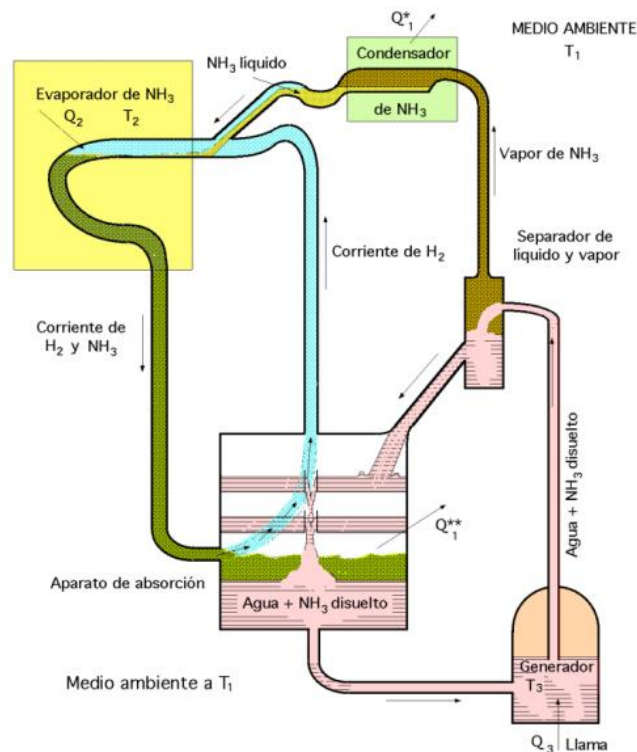


Figura. 1.3 .Esquema de un frigorífico Servel-Electrolux

1.5. Combinación refrigerante absorbente

En la actualidad las combinaciones refrigerantes absorbentes más difundidas son el agua/bromuro de litio y el amoniaco/agua. (Boas Matamoros, 2004)

- Agua/bromuro de litio. Mezcla ampliamente utilizada en enfriadoras de agua industriales y equipos de climatización por su elevada eficiencia. Sus principales desventajas son los problemas de cristalización que limita de forma significativa la temperatura de operación del absorbedor, no permiten operar a temperaturas menores a 0 °C y por otro lado, su alto nivel de corrosión principalmente a temperatura elevada.
- Amoniaco/agua. Es el par de trabajo ampliamente utilizado en los equipos de absorción que deben operar a temperaturas inferiores a 0 °C. Además, es la mezcla utilizada por la mayor parte de equipos de absorción comercializados para el sector residencial e industrial. Su principal desventaja es la necesidad de rectificación, el bajo rendimiento en modo refrigeración y su incompatibilidad con el cobre.
- Metano/bromuro de litio. Con esta combinación se pueden obtener temperaturas inferiores a 0 °C, no presenta problemas de cristalización en el absorbedor en las condiciones habituales de operación. La desventaja de esta mezcla es que es inestable a temperaturas elevadas lo que limita su aplicación a sistemas de simple efecto.
- Agua/hidróxido sódico, potásico y de cesio. Su principal punto de interés reside en el incremento sustancial de la temperatura de operación del absorbedor respecto al sistema agua/bromuro de litio. Su principal desventaja es su poder corrosivo, sobre todo a temperaturas elevadas.

1.6. Selección del refrigerante

Se seleccionó el amoniaco como refrigerante por sus buenas propiedades termodinámicas y su gran disponibilidad en Cuba, aparte de ser un refrigerante competitivo entre los equipos de absorción.

Precio

El amoníaco tiene una amplia variedad de usos, pero en cualquier caso su precio es inferior al de los refrigerantes fluorados (alrededor de un 20 % menor) y, además, con cantidades significativamente inferiores se consiguen los mismos efectos. (Cañadas Navarro & Torres Guzman, 2010)

1.7. El amoníaco R-717

Es el único refrigerante que se ha utilizado desde los inicios de la refrigeración hasta la actualidad. La enorme experiencia que ha podido acumularse junto con el hecho de ser un refrigerante natural de nulo impacto ambiental, lo han revalorizado de nuevo, teniendo en cuenta además que es un excelente transmisor del calor y mucho más económico que los halocarburos. Las propiedades físicas del amoníaco R-717 se relacionan en la Tabla 1.1. Propiedades del amoníaco a 0 °C y presión de 101,3 kPa.

Tabla 1.1. Propiedades del amoníaco a 0 °C y presión de 101,3 kPa.

Propiedades	Valor
Densidad	0,73 kg/m ³
Masa molar	17,031 g/mol
Punto de fusión	195,42 K
Punto de ebullición	239,81 K
Punto de descomposición	773 K
Temperatura crítica	405,5 K
Índice de refracción	1,353

1.7.1. Ventajas e inconvenientes del amoníaco con respecto a los refrigerantes compuestos por cloro, flúor y carbono (CFC)

Ventajas:

- Bajo costo.
- Se encuentra en la naturaleza.

- Químicamente neutro, excepto para el cobre.
- Potencial de destrucción del ozono: 0,0
- Potencial de efecto invernadero: 0,0
- Necesita menor caudal másico que el resto de los refrigerantes; mayor eficiencia.
- Menor conductividad térmica que los CFC líquidos.
- Mejor rendimiento en la mayoría de gamas de temperatura.
- Dimensiones más reducidas de las tuberías para una misma potencia frigorífica.
- Bajo costo de bombeo.
- Se detectan instantáneamente las fugas por el olfato sin llegar a niveles tóxicos.
- Reutilizables. En la agricultura.

Inconvenientes:

- Incompatible con el cobre y sus aleaciones.
- Umbral de toxicidad bajo.
- Incompatible con la presencia de personas desprevenidas.
- Requiere formación apropiada del personal de mantenimiento.

1.8. Plano termodinámico de Merkel/ Bosnjakovic

El diagrama de Merkel permite un estudio completo de la máquina a absorción, ya que ofrece los balances térmicos de los diferentes componentes del ciclo por medio de la lectura directa de las diferencias de entalpía. El eje de las abscisas está graduado en concentraciones de la fase líquida (x) y el eje de las ordenadas en entalpías (h). El diagrama de equilibrio amoníaco-agua contiene en la parte inferior, una red de isothermas e isobaras al igual que curvas de igual concentración de la fase vapor en equilibrio con la fase líquida. En la parte superior las curvas de referencia permiten, partiendo de un punto de equilibrio determinado en la parte inferior, definir las características de la fase vapor. (Pilatowsky & Best, 2002)

1.9. Software para desarrollo del diseño

El diseño de un sistema de refrigeración por absorción requiere un considerable volumen de cálculo. Hecho que lo convierte en un proceso extremadamente complejo, engorroso y plagado de demoras. Es por eso que se optó por el uso de un software que lo facilite.

MATLAB es un potente paquete de software para computación científica, orientado al cálculo numérico, a las operaciones matriciales y especialmente a las aplicaciones científicas y de ingeniería. Puede ser utilizado como simple calculadora matricial, pero su interés principal radica en los cientos de funciones tanto de propósito general como especializadas que posee, así como en sus posibilidades para la visualización gráfica.

MATLAB posee además un lenguaje de programación propio, muy próximo a los habituales en cálculo numérico (Fortran, C, ...) que permite al usuario escribir sus propios scripts (conjunto de comandos escritos en un fichero, que se pueden ejecutar con una única orden) para resolver un problema concreto y también escribir nuevas funciones con, por ejemplo, sus propios algoritmos. MATLAB dispone, además, de numerosas Toolboxes, que le añaden funcionalidades especializadas. (Hanselman & Littlefield, 1997)

Numerosas contribuciones de sus miles de usuarios en todo el mundo pueden encontrarse en la web de The MathWorks: www.mathworks.es

En las universidades Matlab se ha convertido en una herramienta básica tanto para estudiantes, como para docentes e investigadores por su amplio abanico de programas especializados llamados Toolboxes que cubren casi todas las áreas del conocimiento.

1.10. Conclusiones del capítulo

- La bibliografía consultada aborda el estudio de los sistemas de refrigeración por absorción y las condiciones que dieron lugar a su origen, aportando elementos de interés para el desarrollo de la investigación.

- Los documentos donde se evalúan los ciclos de refrigeración por absorción no muestran un procedimiento, o una metodología uniforme que permita la reproducción de los mismos, lo que obliga a consultar diferentes fuentes bibliográficas.

2 DISEÑO DEL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN.

2.1. Introducción.

En este capítulo se expone la metodología de cálculo que permitirá determinar los parámetros de un equipo de refrigeración por absorción. Las propiedades de la sustancia de trabajo se calculan utilizando el cálculo expuesto por (Patek & Klomfar, Simple functions for fast calculations of selected thermodynamic properties of the ammonia-water system, 1995), el cual permite determinar las propiedades termodinámicas de las soluciones concentrada y diluida, involucradas en cada transformación de la mezcla de trabajo amoníaco agua.

Objetivo del capítulo

Establecer la metodología de cálculo para determinar los principales parámetros del sistema de refrigeración por absorción mediante el software Matlab.

2.2. Análisis termodinámico del sistema de refrigeración por absorción.

El análisis termodinámico del sistema se hace con ayuda de dos balances básicos, balance de masa y balance de energía. Para realizar estos balances se asume que:

- Estado estable
- Flujo estable
- Cambios en energía cinética despreciables
- Cambios en energía potencial despreciables

El análisis es ligeramente diferente al realizado cuando se tiene un fluido puro, por el comportamiento de las propiedades termodinámicas de la mezcla. Del análisis termodinámico se obtienen datos necesarios para obtener propiedades termo-físicas y dimensionar los componentes del sistema (Cañadas Navarro & Torres Guzman, 2010). A continuación, se muestra el diagrama que caracteriza el sistema en la Figura 2.1

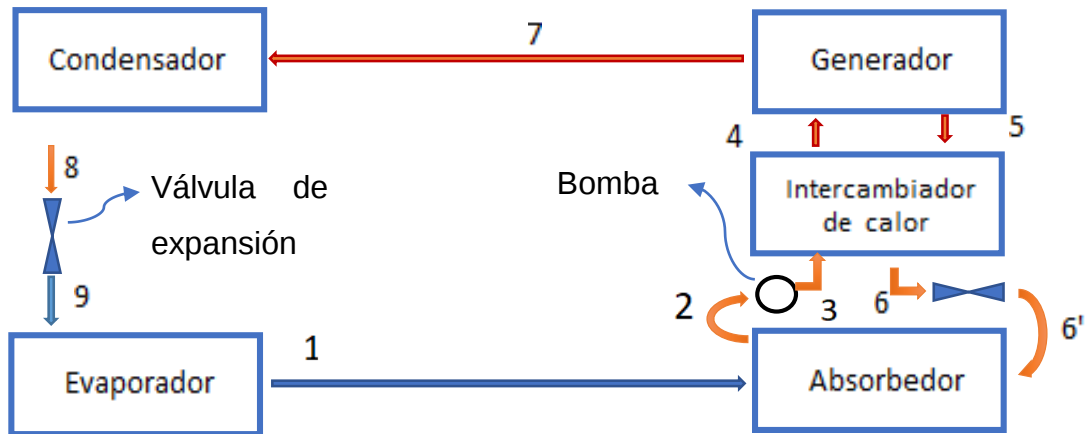


Figura 2.1 Diagrama del Sistema de refrigeración por absorción.

De acuerdo al diagrama se pueden realizar los siguientes balances:

- Balance de energía

$$Q_E + Q_G = Q_C + Q_A + W_B \quad (2.1)$$

Donde:

Q_E : Carga térmica a vencer por el equipo, kW;

Q_C : Calor expulsado en el condensador, kW;

Q_A : Calor absorbido, kW;

Q_G : Calor necesario en el Generador, kW;

W_B : Trabajo de la bomba, kW.

$$COP = \frac{Q_E}{(Q_G + W_B)} \quad (2.2)$$

Donde:

COP : Coeficiente de rendimiento.

$$Q_E = m_g \cdot (h_9 - h_1) \quad (2.3)$$

Donde:

m_g : Flujo másico en el punto 9, Kg/s;

h_9 : Entalpía en el punto 9, kJ/Kg;

h_1 : Entalpía en el punto 1, kJ/Kg.

$$Q_C = m_8 \cdot (h_8 - h_7) \quad (2.4)$$

Donde:

m_8 : Flujo masico en el punto 8, Kg/s;

h_8 : Entalpía en el punto 8, kJ/Kg;

h_7 : Entalpía en el punto 7, kJ/Kg.

$$Q_{3-4} = Q_{6-5} \quad (2.5)$$

Donde:

Q_{3-4} : Calor absorbido en el intercambiador de calor, kW;

Q_{6-5} : Calor expulsado en el intercambiador de calor, kW.

$$Q_{3-4} = m_{3-4} \cdot (h_3 - h_4) \quad (2.6)$$

Donde:

m_{3-4} : Flujo másico en puntos 3 y 4, Kg/s;

h_3 : Entalpía en el punto 3, kJ/Kg;

h_4 : Entalpía en el punto 4, kJ/Kg.

$$Q_{6-5} = m_{6-5} \cdot (h_6 - h_5) \quad (2.7)$$

Donde:

m_{6-5} : Flujo masico en puntos 6 y 5, Kg/s;

h_6 : Entalpía en el punto 6, kJ/Kg;

h_5 : Entalpía en el punto 5, kJ/Kg.

$$Q_A = (m_{6'}h_{6'} + m_1h_1) - m_2h_2 \quad (2.8)$$

Donde:

$m_{6'}$: Flujo masico en el punto 6', Kg/s;

m_1 : Flujo masico en el punto 1, Kg/s;

m_2 : Flujo masico en el punto 2, Kg/s;

$h_{6'}$: Entalpía en el punto 6', kJ/Kg;

h_2 : Entalpía en el punto 2, kJ/Kg.

$$Q_G = (m_5h_5 + m_7h_7) - m_4h_4 \quad (2.9)$$

Donde:

m_7 : Flujo masico en el punto 7, Kg/s.

- Balance de masa

$$m_1 = m_7 = m_8 = m_9 \quad (2.10)$$

$$m_2 = m_3 = m_4 \quad (2.11)$$

$$m_5 = m_6 = m_{6'} \quad (2.12)$$

$$m_{6'} + m_1 = m_2 \quad (2.13)$$

$$m_5 + m_7 = m_4 \quad (2.14)$$

- Balance de masa de amoniaco

$$x_1 = x_7 = x_8 = x_9 \quad (2.15)$$

Donde:

x_1, x_7, x_8, x_9 : Fracción másica del amoniaco en puntos 1,7,8 y 9 respectivamente

$$x_2 = x_3 = x_4 \quad (2.16)$$

Donde:

x_2, x_3, x_4 : Fracción másica del amoniaco en puntos 2,3 y 4' respectivamente

$$x_5 = x_6 = x_{6'} \quad (2.17)$$

Donde:

$x_5, x_6, x_{6'}$: Fracción másica del amoniaco en puntos 5,6 y 6' respectivamente

$$m_{6'}x_{6'} + m_1x_1 = x_2m_2 \quad (2.18)$$

$$m_5x_5 + m_7x_7 = x_4m_4 \quad (2.19)$$

- Proceso de expansión isoentálpico

$$h_6 = h_{6'} \quad (2.20)$$

$$h_8 = h_9 \quad (2.21)$$

- Trabajo de la bomba

$$W_B = (\Delta P) \cdot \frac{\dot{m}}{\rho} \quad (2.22)$$

Donde:

$\dot{m}$: Flujo másico.

ρ : densidad

ΔP : diferencia de presión

$$W_B = m_2 \cdot (h_3 - h_2) \quad (2.23)$$

2.3. Intercambiador de calor de coraza y tubos.

El equipo seleccionado a diseñar es un intercambiador de calor de coraza y tubos, este equipo es ampliamente manejado a nivel industrial y comercial, brinda características de construcción que facilitan su implementación, como el costo, la consecución de materiales y la facilidad del proceso de fabricación.

2.5.1. Relaciones de diseño y cálculo para intercambiador de coraza y tubos.

El método que se escogió para realizar el diseño de los intercambiadores de calor de coraza y tubos es: el método de diseño de LMTD (Diferencia de Temperatura Media Logarítmica), con el cual es necesario conocer de las temperaturas de entrada y de salida, además del flujo másico de los fluidos es posible determinar el área de transferencia de calor siguiendo un procedimiento lógico y adecuado. (Burbano Rojas, 2014)

$$LMTD = \frac{(T_2 - T_{i\text{ salida}}) - (T_3 - T_{i\text{ entrada}})}{\ln\left(\frac{(T_2 - T_{i\text{ salida}})}{(T_3 - T_{i\text{ entrada}})}\right)} \quad (2.24)$$

$$LMTD = \Delta T_{In} \quad (2.25)$$

Donde:

T_2 : Temperatura de entrada del fluido caliente, K;

T_3 : Temperatura de salida del fluido caliente, K.

Temperatura promedio de los tubos.

La temperatura promedio de la suma entre las temperaturas de entrada y de salida del fluido a trabajar en el intercambiador de calor de coraza y tubos.

$$T_s \text{ prom} = \frac{(T_{i\text{ entrada}} + T_{i\text{ salida}})}{2} \quad (2.26)$$

Donde:

$T_s \text{ prom}$: Temperatura promedio, K.

2.5.2. Coeficiente global de transferencia de calor (U).

El coeficiente global de transferencia de calor entre un fluido caliente y otro frío, separados por medio de tubería se define mediante la siguiente ecuación:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_o}} \quad (2.27)$$

Donde:

h_i : Coeficiente en los tubos, W/m²K;

h_o : Coeficiente en el exterior de los tubos, W/m²K.

$$h_i = \frac{k \cdot NU}{di} \quad (2.28)$$

Donde:

k : Conductividad térmica, W/m²K;

NU : números de Nusselt;

di : Diametro interno, m.

$$NU = 0.023 \cdot R_e^{0.8} \cdot Pr^n \quad (2.29)$$

Donde:

$n=0.4$ Para calentamiento;

$n=0.3$ Para enfriamiento;

R_e : Numero de Reynolds;

Pr : Número de Prandtl.

$$Re = \frac{\rho_l \cdot V_{max} \cdot d}{\mu} = \frac{V_{max} \cdot d}{\nu} \quad (2.30)$$

Donde:

ρ : Densidad, kg/m³;

V_{max} : velocidad máxima, m/s;

d : Diámetro de la tubería, m;

μ : Viscosidad dinámica, kg/ms;

ν : Viscosidad cinemática, m²/s.

$$Pr = \frac{\text{Difusividad molecular de la cantidad de movimiento}}{\text{Difusividad molecular del calor}} = \frac{\mu C_p}{k} \quad (2.31)$$

Donde:

C_p : Calor específico, J/kgK.

$$NU = \frac{\text{Transferencia de calor por convección}}{\text{Transferencia de calor por conducción}} = \frac{hL}{k} \quad (2.32)$$

Donde:

h : Coeficiente corregido, W/mK;

L : Longitud, m.

$$h_o = 0.729 \left[\frac{g \cdot \rho_l \cdot h_{fg}^* \cdot k^3}{\mu \cdot de \cdot (T_{sat} - T_s)} \right]^{\frac{1}{4}} \quad (2.33)$$

Donde:

g : Gravedad, m²/s;

de : Diámetro exterior del tubo, m;

h_{fg}^* : Calor latente de vaporización, kJ/kg;

$$h_{fg}^* = h_{fg} + 0,68 C_p (T_{sat} - T_s) \quad (2.34)$$

Donde:

h_{fg} : Calor latente, kJ/kg;

T_{sat} : Temperatura de entrada del fluido, K.

2.5.3. Longitud para un solo tubo.

La longitud del tubo se encuentra definida por la siguiente ecuación.

$$L = \frac{q_i}{\pi \cdot d \cdot U \cdot LTDM} \quad (2.35)$$

Donde:

q_i : Calor, W.

$$q_i = \dot{m}_i \cdot C_p \cdot \Delta T_i \quad (2.36)$$

Donde:

$\dot{m}$: Flujo másico, kg/s;

ΔT_i : Delta de temperatura (Diferencia de temperatura).

$$\dot{m} = \frac{Q_{co}}{C_p \Delta T} \quad (2.37)$$

$$\Delta T_i = T_{i \text{ Salida}} - T_{i \text{ entrada}} \quad (2.38)$$

Donde:

$T_{i \text{ Salida}}$: Temperatura del intercambiador de salida, K;

$T_{i \text{ entrada}}$: Temperatura del intercambiador de entrada, K.

Coeficientes corregidos.

$$h = \frac{1}{n^4} \cdot h_o \quad (2.39)$$

Donde:

n : Número de tubos.

$$n = \frac{4 \cdot A}{\pi d_i^2} \quad (2.40)$$

Donde:

d_i : Diámetro interno de las tuberías, m;

A : Área, m².

$$A = \frac{\dot{m}}{\rho \cdot v} \quad (2.41)$$

- Coeficiente global de transferencia de calor corregido:

$$U_n = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{1}{h}} \quad (2.42)$$

- Área superficial

$$A_s = \frac{q_i}{U_n \cdot LTDM} \quad (2.43)$$

- Longitud de los tubos

$$L_t = \frac{A_s}{\pi \cdot D \cdot n} \quad (2.44)$$

Calculo del diámetro del haz de tubos

$$D_b = de \left(\frac{n}{K_1} \right)^{\frac{1}{C_1}} \quad (2.45)$$

Donde:

D_b : Diámetro del haz de tubos, m;

K_1, C_1 : Constantes empíricas (ver Anexo 1).

2.6. Diseño Hidráulico.

El diseño hidráulico establece las variables como la caída de presión que sufren los fluidos, para ello es necesario realizar los cálculos pertinentes.

2.7.1. Caída de presión para el lado de la coraza.

La caída de presión a través de la coraza de un intercambiador es proporcional al número de veces que el fluido cruza el haz entre los deflectores. También es proporcional a la distancia a través del haz, cada vez que lo cruza. Usando una modificación de la ecuación 3.44 de (Q. Kern, 1999) se ha obtenido una correlación la cual haciendo uso del producto de la distancia a través del haz, tomando dc en m como el diámetro interior de la carcasa. Si L es la longitud del tubo en metros.

$$dc \approx D_b \quad (2.46)$$

El diámetro equivalente usado para calcular la caída de presión es el mismo que para la transferencia de calor, se desprecia la fricción adicional de la carcasa. La ecuación

isotérmica para la caída de presión en fluidos que se calientan o enfrían y que incluye las pérdidas de entrada y salida es:

$$\Delta P_s = \frac{f G_s^2 L N_p}{2 g \rho D_{e'} \phi_s} \quad (2.47)$$

$$G_s = \frac{\dot{m}}{a_s} \quad (2.48)$$

$$a_s = \frac{\pi}{4} d_c^2 - \frac{\pi}{4} n_t d_e^2 \quad (2.49)$$

$$D_{e'} = \frac{4 a_s}{\text{perímetro humedo friccional}} \quad (2.50)$$

$$f = 1.325 \cdot \left[\ln \left(\frac{e}{3.7} + \frac{5.74}{Re^{0.9}} \right) \right]^{-2} \quad (2.51)$$

Donde:

ΔP_s : Caída de presión, Pa;

G_s : velocidad másica, kg/m²s

f : factor de fricción;

ϕ_s : relación de viscosidades;

$D_{e'}$: diámetro equivalente corregido, m;

e : rugosidad absoluta, mm.

2.7.2. La caída de presión total del lado de los tubos.

$$\Delta P_T = \Delta P_t + \Delta P_r \quad (2.52)$$

Para la caída de presión del lado de los tubos se usa la siguiente ecuación

$$\Delta P_t = \frac{f \cdot G_s^2 \cdot L \cdot N_p}{2g\rho d_i \phi_s} \quad (2.53)$$

El cambio de dirección introduce una caída de presión adicional ΔP_r llamada pérdida de regreso y se considera la altura de velocidad $V^2/2g$ multiplicada por un factor de cuatro para cada paso como pérdida. La pérdida de regreso para cualquier fluido será:

$$\Delta P_r = \frac{4n V^2}{s 2g} \quad (2.54)$$

2.7.3. Procedimiento a seguir para cálculo de pérdidas en circuitería de Refrigeración.

- Para tuberías de vapor refrigerante se aplicará la fórmula de Un Win.

$$\Delta P = \frac{c \cdot V_g \cdot L \dot{m}^2}{d^5} \quad (2.55)$$

Donde:

$$c = \frac{3625 \cdot \left(1 + \frac{3,6}{di}\right)}{1 \cdot 10^{11}} \quad (2.56)$$

- Tuberías de refrigerante líquido, se utilizarán las siguientes relaciones.

$$Q = A \cdot v \quad (2.57)$$

$$Q = \dot{m} \cdot V \quad (2.58)$$

$$Re = \frac{\rho \cdot v \cdot di}{\mu} \quad (2.59)$$

$$h_f = f \cdot \frac{L}{di} \cdot \frac{v^2}{2g} \cdot \rho \quad (2.60)$$

$$h_s = k \cdot \frac{\rho \cdot v^2}{2g} \quad (2.61)$$

$$\Delta P = h_f + h_s \quad (2.62)$$

- Tuberías de solución amoníaco-agua

El cálculo de pérdidas por fricción en este tipo de solución o mezcla se hará en función del amoníaco, luego haciendo uso de un factor multiplicador (F) se determinarán las del agua. Las ecuaciones a utilizar son las siguientes:

$$F = S \cdot \frac{f_{H2O}}{f_{NH3}} \quad (2.63)$$

Donde:

S : Gravedad específica;

f_{H2O} =Factor de fricción del amoníaco;

f_{NH3} =Factor de fricción del agua.

$$V_{sol} = x \cdot V_{H2O} + (1 - x) \cdot V_{NH3} \quad (2.64)$$

2.8. Procedimiento en Matlab

El diseño del sistema de refrigeración por absorción requiere un considerable volumen de cálculo. Hecho que lo convierte en un proceso extremadamente complejo, engorroso y plagado de demoras. Es por eso que se optó por el uso de un software que lo facilite. En la Figura 2.2 se observa el flujo de operación del sistema.

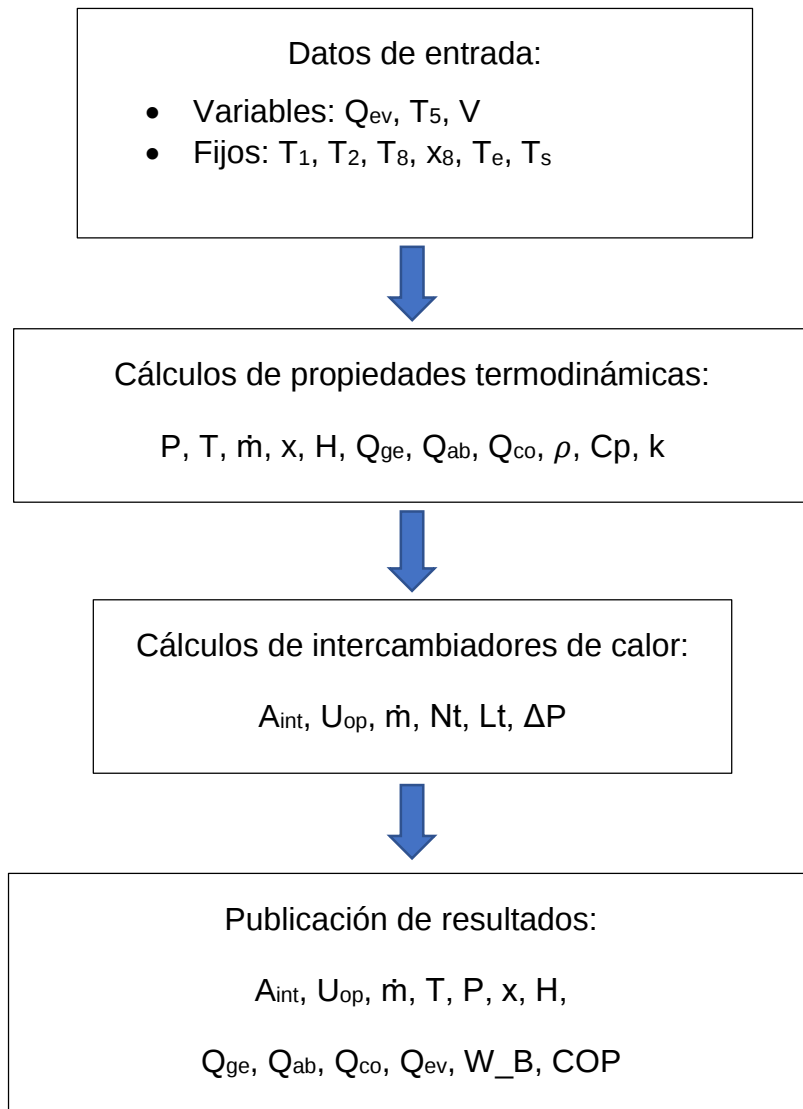


Figura 2.2 Flujo para el diseño del sistema de refrigeración.

2.9.1. Explicación del flujo para el cálculo en Matlab

Como el diagrama indica, en los datos de entrada tenemos datos variables y datos fijos:

Datos variables:

- Carga a vencer o calor absorbido por el evaporador (Q_{ev})
- Temperatura en el generador (T_5)

- Velocidad del flujo (V)

Datos Fijos o asumidos:

- Temperatura a la salida del evaporador (T_1)
- Temperatura a la salida del absorbedor (T_2)
- Temperatura a la salida del condensador (T_8)
- Fracción másica en la salida del condensador (x_8)
- Temperatura de entrada en intercambiadores de calor (T_e)
- Temperatura de salida en intercambiadores de calor (T_s)

En el segundo bloque se tienen los resultados las propiedades termodinámicas en cada punto del sistema calculadas según los datos de entrada.

- Presión (P)
- Temperatura (T)
- Flujo másico ($\dot{m}$)
- Fracción másica (x)
- Entalpía (H)
- Densidad (ρ)
- Capacidad Calorífica (C_p)
- Conductividad térmica (k)
- Calor necesario en el generador (Q_{ge})
- Calor a ceder en el condensador (Q_{co})
- Calor a ceder en el absorbedor (Q_{ab})

En el bloque siguiente con los datos de los bloques anteriores se calculan los intercambiadores de calores que se usarían en el sistema de refrigeración.

- Superficie de intercambio de calor (A_{int})
- Coeficiente global de transferencia de calor (U_{op})
- Flujo másico en los intercambiadores de calor ($\dot{m}$)
- Numero de tubos en los intercambiadores de calor (N_t)

- Longitud de tubos en los intercambiadores de calor (L_t)
- Caída de presión en los intercambiadores de calor (ΔP)

En el último bloque, como su nombre lo indica, se publican los resultados, tanto del diseño termodinámico como de los cálculos de los intercambiadores de calor, teniendo como nuevas variables, el trabajo de las bombas (W_B) y el Coeficiente de rendimiento (COP)

2.10. Conclusiones del capítulo

- Se realizó la metodología para el cálculo de los parámetros termodinámico y del intercambiador de calor además del diseño hidráulico para el sistema de refrigeración por absorción.
- Se describe el procedimiento desarrollado en Matlab para los cálculos del diseño del sistema de refrigeración por absorción.

3 ANÁLISIS Y DISCUSIÓN DE LOS RESULTADOS

3.2. Introducción

En los capítulos anteriores se fundamentan los conceptos, definiciones y criterios necesarios para determinar los parámetros termodinámicos de un sistema de refrigeración por absorción.

Objetivo del capítulo

Exponer los resultados evaluando dos variantes de cálculo para la refrigeración de la Universidad de Moa teniendo en cuenta la carga térmica actual instalada.

3.3. Procedimiento en Matlab e interfaz gráfica

Un error pequeño puede tener una gran significación en el resultado final. En virtud de evitar demoras y revisiones detalladas en cada sustitución y cálculo, se desarrolló un procedimiento que facilite su ejecución. (Figura 2.2)

Para la ejecución del mismo se realizó una programación en el software profesional Matlab. El cual fue escogido por sus potencialidades en la solución de ecuaciones, entre otras bondades. Para facilitar el intercambio se desarrolló además una interfaz gráfica (Figura 3.1) que resume los principales parámetros a utilizar en el análisis

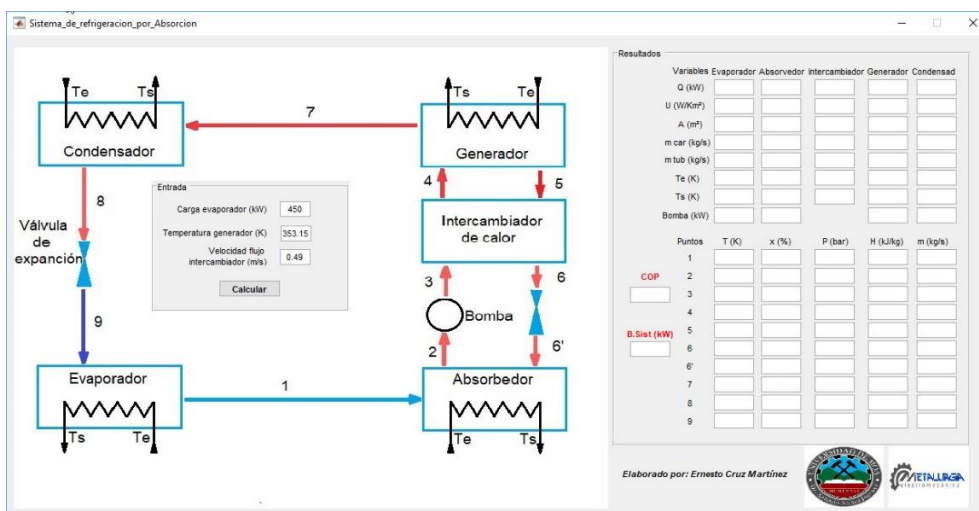


Figura 3.1 Interfaz gráfica para obtención de los resultados

En el centro de la figura que esquematiza el flujo del sistema se muestran como parámetros de entrada la carga en el evaporador, temperatura en el generador y la velocidad del flujo en los intercambiadores de calor y en la parte derecha los resultados que se obtienen. Es importante resaltar que los parámetros de entrada mostrados, no son los únicos (ver Figura 2.2), pero el resto de los parámetros o variables, han sido fijados para que variando los mostrados, se obtengan los resultados que caracterizan el diseño, aunque internamente se pueden obtener más resultados.

3.5. Diseño del sistema para carga de la Universidad de Moa

Para obtener un correcto diseño del sistema de refrigeración es necesario partir de una buena caracterización del lugar para el que se propone; en este caso la Universidad de Moa.

La potencia de climatización instalada en una instalación depende de la carga térmica total que exista sobre los locales, que, a su vez, dependen de la orientación de la instalación, el volumen del local, la diferencia de temperatura, entre otros. (Reyes Gómez, 2017) en su tesis de grado determina que la carga térmica en la Universidad de Moa es de 552.53 kW repartidos en 37 departamentos climatizados.

3.5.1. Variante del sistema de refrigeración por absorción para la Universidad de Moa.

Para la instalación del sistema en la universidad tenemos dos variantes cada una con sus ventajas y desventajas.

- Instalación de un solo Sistema para la Universidad completa.
- Instalación de un sistema por edificio en la universidad.

3.5.2. Instalación de un solo Sistema.

Una vez conocida la carga térmica de la Universidad e introducida en la aplicación desarrollada en Matlab se obtuvieron los resultados (Tabla 3.1 y Tabla 3.2) que forman

parte del diseño termodinámico, bombas e intercambiadores de calor del sistema de refrigeración por absorción respectivamente.

Tabla 3.1 Los resultados obtenidos para el diseño termodinámico (Variante uno).

COP		0.79			
Bomba del sistema		1.51 kW			
Puntos	T, K	X, %	P, bar	H, kJ/kg	$\dot{m}$, kg/s
1	278.15	99.5	0.71	1308.91	0.47
2	303.15	25.35	0.71	0.53	1.19
3	302.86	25.35	11.69	0.1	1.19
4	330.77	25.35	11.69	68.33	1.19
5	353.15	23.18	11.69	180.30	0.72
6	307.15	23.18	11.69	- 22.44	0.72
6'	307.15	23.18	0.71	- 22.44	0.72
7	328.45	99.5	11.69	1370.29	0.47
8	303.15	99.5	11.69	136.06	0.47
9	233.06	99.5	0.71	136.06	0.47

En la tabla anterior (Tabla 3.1) aparecen reflejados en cada punto del sistema, (Figura 2.1) la temperatura (T), fracción molar (x), la presión (P), entalpía (H), flujo másico ($\dot{m}$) y en la parte superior el coeficiente de rendimiento y la potencia de la bomba del sistema. Estos valores sirven de base para el cálculo de los intercambiadores de calor (ver Tabla 3.2) donde se destacan los valores de superficie de intercambio de calor (A), en los componentes del sistema ya que este arroja la información para la selección de los intercambiadores de calor en conjunto con el flujo másico ($\dot{m}$). Otro factor importante es la potencia de la bomba que permite la selección adecuada de esta para cada componente del sistema.

Tabla 3.2. Parámetros para la selección de los componentes del sistema (variante uno).

Variables	Evaporador	Absorbedor	Intercambiador de calor	Generador	Condensador
Q, kW	552	662.879	145.776	693.273	580.887
U, W/Km ²	1063.03	1278.67	1531.58	783.677	1338.42
A, m ²	18,2564	86.0971	6.02824	60.4864	30.7263
$\dot{m}$ car, kg/s	0.470651	1.18969	0.719044	0.470651	0.470651
$\dot{m}$ tub, kg/s	15.6951	33.8171	1.18969	10.0787	18.5127
Te, K	287.15	298.15	353.15	353.15	299.15
Ts, K	278.15	303.15	307.15	335.768	307.15
Bomba, kW	8.38381	16.4582		1.53852	10.4003

3.5.3. Instalación por edificio.

Anteriormente se mostraron los resultados utilizando una sola instalación para toda la universidad a continuación se muestran los resultados de dividir los sistemas por edificios, en este caso 4 donde la carga por edificio sería de 138 kW.

Tabla 3.3 Los resultados obtenidos para el diseño termodinámico (Variante dos).

COP		0.79			
Bomba del sistema		376.66 W			
Puntos	T, K	X, %	P, bar	H, kJ/kg	$\dot{m}$, kg/s
1	278.15	99.5	0.71	1308.91	0.12
2	303.15	25.35	0.71	0.53	0.3
3	302.86	25.35	11.69	0.1	0.3
4	330.77	25.35	11.69	68.33	0.3
5	353.15	23.18	11.69	180.30	0.18
6	307.15	23.18	11.69	- 22.44	0.18
6'	307.15	23.18	0.71	- 22.44	0.18
7	328.45	99.5	11.69	1370.29	0.12
8	303.15	99.5	11.69	136.06	0.12
9	233.06	99.5	0.71	136.06	0.12

En este caso como es de esperar la potencia de la bomba es un cuarto de la variante anterior reduciendo, de igual manera ocurre con la superficie de intercambio y las bombas de los elementos que componen el sistema, propiciado una reducción de tamaño. (Tabla 3.4)

Tabla 3.4 Parámetros para la selección de los componentes del sistema (variante dos).

Variables	Evaporador	Absorbedor	Intercambiador de calor	Generador	Condensador
Q, kW	138	165.72	36.44	173.32	145.22
U, W/Km ²	1063.03	1278.67	1531.58	783.68	1338.42
A, m ²	4.56	21.52	1.51	15.12	7.68
$\dot{m}$ car, kg/s	0.12	0.3	0.18	0.12	0.12
$\dot{m}$ tub, kg/s	3.92	8.45	0.3	2.52	4.63
Te, K	287.15	298.15	353.15	353.15	299.15
Ts, K	278.15	303.15	307.15	335.77	307.15
Bomba, kW	2.1	4.12		0.38	2.6

3.5.4. Análisis de las variantes

Instalación de un solo Sistema para la Universidad completa.

- La instalación de un sistema centralizado, facilita la posibilidad del uso de una fuente única de calor residual, como es el caso del vapor del proceso de cocción de alimentos.

Instalación por un sistema por edificio de la universidad

- Reducción de las dimensiones de los elementos que componen el sistema, lo que facilita su ubicación.
- Aunque en ambos casos se puede hacer uso de fuentes renovables de energía, esta reducción en las dimensiones del sistema implica también una reducción en el área que pueden ocupar para cada caso la instalación de dichas fuentes.
- La caída de presión en la transportación del flujo refrigerantes (en este caso agua) a los locales a refrigerar es menor ya que en caso de ser centralizado la lejanía de algunos locales puede afectar la caída de presión.
- En caso de mantenimiento o avería no afecta la totalidad del sistema de climatización de la universidad.

En caso de existir una fuente de calor residual centralizada capaz de satisfacer la carga del sistema, la mejor variante sería la primera ya que no sería necesario la instalación de un campo de colectores solares, que implicaría una inversión mayor.

En caso contrario sería mejor la implementación de la variante dos.

3.5.5. Fuente de calor para el uso del sistema de refrigeración.

En la Industria por lo general la mayor parte del calor generado para su funcionamiento es desperdiciado al ambiente sin aprovecharlo. Este calor residual es el ideal para el funcionamiento del sistema de refrigeración por absorción, teniendo en cuenta que el objeto de estudio tiene solo una fuente de energía residual de vapor, pero con un funcionamiento de período corto, se optó por la propuesta de campos colectores

solares, aprovechando así la energía renovable como fuente principal para el funcionamiento del sistema.

En la Universidad Central “Marta Abreu” de las Villas (Velázquez Fernández, 2015) realizó el cálculo de los colectores solares para un sistema de refrigeración por absorción, arrojando como resultado que en 182.5 m² se cubre una demanda de 522.2 kW, teniendo en cuenta que para la implementación de los mismos en la Universidad de Moa se necesita una carga en el Generador de 686 kW se cubriría esta carga en 239.75 m². Pero valorando que las propiedades de los objetos de estudios no son los mismos se decidió tomar un área de 311.67 m² para la carga total de la Universidad de Moa y 78 m² para la variante de instalación en cada edificio.

3.5.6. Análisis de rentabilidad.

Para el análisis de rentabilidad se tomó en cuenta la cantidad de equipos instalados en la universidad (Tabla 3.5). Donde el mayor consumo representa un 58.28% y corresponde a los aires acondicionados de ventanas 7,04 kW (2 TR). (Reyes Gómez, 2017)

Tabla 3.5 Carga Instalada en la Universidad de Moa.

Equipos	Consumo anual MWh (8 horas)	Cantidad
Aire acondicionado de ventana 5,28 kW (1,5 TR)	389.64	10
Aire acondicionado de ventana 7,04 kW (2 TR)	683.84	34
Minisplit 5,28 kW (1,5 TR)	484.38	5
Minisplit 7,04 kW (2 TR)	688.22	15
Total		64

Para el cálculo económico se tuvo en cuenta diferentes factores:

- Tasa de interés del 15%
- Costo aproximado del sistema de refrigeración por absorción: \$ 200 000.00
- Capacidad del sistema (157 t)

- Tiempo de operación anual (8000 h)
- Tarifa de la energía eléctrica (0.21 \$/kWh). Es válido aclarar que esta tarifa es en CUC, la tarifa en CUP es de 5 \$/kWh
- Vida útil del sistema 10 años

Con estos valores se estableció el cálculo del Valor Actual Neto (VAN) y el periodo de recuperación de la inversión (Payback) arrojando los siguientes resultados:

- VAN = 1 311 636.30 CUC
- Payback = 8 meses

La Tasa Interna de Retorno (TIR) no fue calculado ya que esta regla asume que se reinvierten los excedentes del flujo a una tasa igual a la TIR. (Marcillo Morla, 2002)

También se efectuó el cálculo económico (Tabla 3.6) con respecto al ahorro de energía eléctrica suponiendo que el sistema de absorción sustituya por completo al sistema de compresión y que se use fuente de energía renovable para generar el calor necesario en el Generador.

Tabla 3.6 Ahorro operacional anual

	Refrigeración por absorción (SRA)	Refrigeración por compresión (SCV)	Unidades
Capacidad de refrigeración	552	424,16	kW
Temperatura de evaporación	5	-10	°C
Hora de operación	8000	8000	h/año
Demanda de calor	686	0	kW
Potencia o trabajo (Bomba/Compresor)	1,51	197,3	kW
Potencia o trabajo (bomba de intercambiadores de calor)	18	0	kW
Tarifa eléctrica	0,21	0,21	\$/kWh
Consumo	144007	1578269,77	kW/año
Costo de la energía eléctrica anual	30241.19	331436.65	\$/año
Ahorro operacional anual	301195.14		\$/año
COP	0.79	2.15	

En la Tabla 3.6 se observa que el consumo del sistema de compresión es 1578 MW/año y el del sistema de absorción es de 144 MW/año siendo un ahorro de 1434 MW al año lo que estaría valorado en 301 mil CUC al año por concepto del ahorro de energía eléctrica, lo cual representa un monto significativo, además de aumentar 36 toneladas de refrigeración.

3.5.7. Instalación de las tuberías

Para la instalación de las tuberías sería necesario conocer datos como, longitud de tuberías, cantidad de válvulas de expansión y longitud de las mismas, cantidad de codo y longitud de los mismos. Dado que estos valores no se conocen no se pudieron calcular, no obstante, en la programación realizada en el software profesional Matlab, introduciendo los datos correspondientes se calculan las mismas.

3.6. Conclusiones del capítulo

La herramienta diseñada en Matlab permitió facilitar el cálculo correspondiente en cada punto del sistema resaltando un coeficiente de rendimiento de 0.79, además se realizó la modelación de dos variantes de refrigeración de la Universidad de Moa donde calculó los datos necesarios para la selección de los equipos a utilizar en ambos sistemas de refrigeración.

Se realizó un análisis económico donde el consumo del sistema de compresión es 1578 MW/año y el del sistema de absorción es de 144 MW/año siendo un ahorro de 1434 MW al año lo que estaría valorado en 301 mil CUC al año por concepto del ahorro de energía eléctrica, lo cual representa un monto significativo.

CONCLUSIONES GENERALES.

Se realizaron los cálculos correspondientes al sistema teniendo como resultado las propiedades termodinámicas en cada punto del mismo, donde con un flujo másico de 0.47 kg/s de refrigerante se pudo vencer una carga térmica de 552 kW con un coeficiente de rendimiento de 0.79, lo que representa una necesidad de calor en el generador de 694 kW.

Con un flujo másico de 10.1 kg/s y una superficie de intercambio de 60.5 m², a una temperatura de 80 °C se obtiene la carga necesaria en el generador. Para el absorbedor se obtiene un flujo másico de 33.82 kg/s y una superficie de intercambio de 86.1 m². En el caso del evaporador para vencer la carga de climatización se necesita un flujo másico de 15.7 kg/s y una superficie de intercambio de 18.3 m². Para enfriar el refrigerante en el condensador se necesita 18.51 kg/s de agua a una temperatura de entrada de 26 °C y una superficie de intercambio de 30.73 m². En el caso del intercambiador de calor la superficie de intercambio es de 6.03 m².

La herramienta diseñada en Matlab permitió facilitar el cálculo para la selección de los componentes que integran el sistema de refrigeración por absorción y se realizó la modelación de dos variantes de refrigeración para la Universidad de Moa.

RECOMENDACIONES.

1. Realizar el cálculo de los colectores solares capaces de generar la fuente de calor necesaria para la refrigeración de la Universidad de Moa.
2. Determinar el calor residual de las calderas para valorar posible uso en el sistema de refrigeración por absorción propuesto.
3. Realizar el cálculo de calores residuales en las empresas y entidades del territorio y analizar la implementación de sistemas de refrigeración por absorción en estas.

Bibliografías

- Reyes Gómez, J. M. (2017). *Evaluación del sistema de climatización los sistemas de climatización en centros universitarios*. Moa, Holguín: Instituto Superior Minero Metalúrgico de Moa.
- ABAS, N., KALAIR, A., KHAN, N., HAIDER, A., & SALE. (2018). Natural and synthetic refrigerants, global warming: A review. *Renewable and Sustainable Energy Review*.
- Absorsistem. (2003). Equipos de refrigeración utilizados. Plantas enfriadoras de agua, por absorción, alimentadas por agua caliente. *España*.
- Boas Matamoros, R. A. (2004). *Diseño y construcción de un refrigerador solar por absorción de tipo intermitente para una capacidad de enfriamiento de 10 W*. Guayaquil.
- Burbano Rojas, S. P. (2014). *DISEÑO DE UN MÓDULO DE INTERCAMBIADOR DE CALOR DE CORAZA Y TUBOS*. Bogotá DC: UNIVERSIDAD SANTO TOMÁS.
- Cano Marcos, J. M. (2001). *Refrigeración por absorción. Interés energético e impacto ambiental*.
- Cañadas Navarro, M. E., & Torres Guzman, J. A. (2010). *Diseño de un refrigerador por absorción para uso didáctico*.
- Cerezo Román, J. (2006). Estudio del proceso de absorción con amoníaco-agua en intercambiadores de placas para equipos de refrigeración por absorción.
- Cisneros, C. (2002). *Modelación de la transferencia de calor y masa en el absorbedor de una máquina de refrigeración por absorción*. Habana.
- Conde, M. (2006). *Thermophysical Properties of {NH₃ + H₂O} Mixtures for the Industrial Design of Absorption Refrigeration Equipment*.
- Donald Q, K. (1999). *Procesos de transferencia de calor*. Editorial Continental, trigésima primera reimpresión.

- Dos Santos, N., Aparecida, D., Luz Silveira, J., & Aguirre Reto, A. B. (2006). Confección del diagrama termodinámica asociado a la mixtura amoniaco - agua en la fase líquido - vapor.
- E Gaia, R., Bessone, H., & Cortés, A. (2000). *Energía solar para refrigeración doméstica*.
- Hanselman, D., & Littlefield, B. (1997). *The MathWorks Inc. The student edition of MATLAB : Version 5: User's guide*. Prentice Hall.
- Khaled Bataineh, Y. T. (2016). Review and recent improvements of solar sorption cooling systems. *Energy and Buildings*(22-37), 128.
- Marcillo Morla, F. (2002). *Manejo de Costos y Administración Financiera de Empresas Agrícolas*.
- Marcos del Cano, J. D. (2008). *Prototipo de máquina frigorífica de absorción de LiBr/H₂O de doble efecto condensada por aire*. Madrid.
- Martínez Díaz, L., Montelíer Hernández, S., & Castellanos Álvarez, J. (2005). *Factibilidad del uso de la refrigeración por absorción en el combinado lácteo de Cumanayagua*. Cienfuegos.
- Moring Faires, V. (1969). *Termodinámica*. La Habana: Pueblo y Educación.
- Patek, J., & Klomfar, J. (1995). Simple functions for fast calculations of selected thermodynamic properties of the ammonia-water system. *Elsevier Science Ltd and IIR*, 18(4), 228 234. doi:0140-7007(95)00006-2
- Pilatowsky, I., & Best, R. (2002). *Introducción a los métodos de producción de frío*. México.
- Pons Hernández, A., Díaz Rodríguez, J., & Soler Pérez, S. (1987). *Termodinámica técnica para ingenieros químicos*. La Habana: Pueblo y Educación.
- Q. Kern, D. (1999). *Procesos de transferencia de calor*. Editorial Continental, trigésima primera reimpresión.

- Reyes G, J. M. (2017). *Tesis de ingeniería "Efecto del uso de energía solar en el consumo eléctrico de los sistemas de climatización en centros universitarios"*.
- Romero Paguay, J. A., & Carbonell Morales, T. (2014). *Sistema de refrigeración solar por absorción para la comunidad de Kumay en Ecuador*. Ecuador: ISSN 1815 - 5901.
- Romero Romo, G. M. (2006). *Análisis termodinámico de ciclos de refrigeración por absorción (Amoniaco-Agua)*. México.
- Salavera Muñoz, D. (2005). *Propiedades termofísicas para nuevos fluidos de trabajo para sistemas de refrigeración por absorción*.
- Salguero Fernández, V. (2011). *Modelado y simulación de una máquina de absorción de doble efecto en una planta de refrigeración solar*. Sevilla.
- Stoecker, W. F. (1985). *Refrigeración y acondicionamiento de aire*.
- Velázquez Fernández, J. O. (2015). *Modelo de un sistema de refrigeración por absorción con vista a ser implementado en diferentes sectores de la provincia Villa Clara*. Santa Clara: Universidad Central "Marta Abreu" de Las Villas.

ANEXOS

Anexo 1: Configuración de los tubos y constantes empíricas para estimación de diámetro del haz de tubos

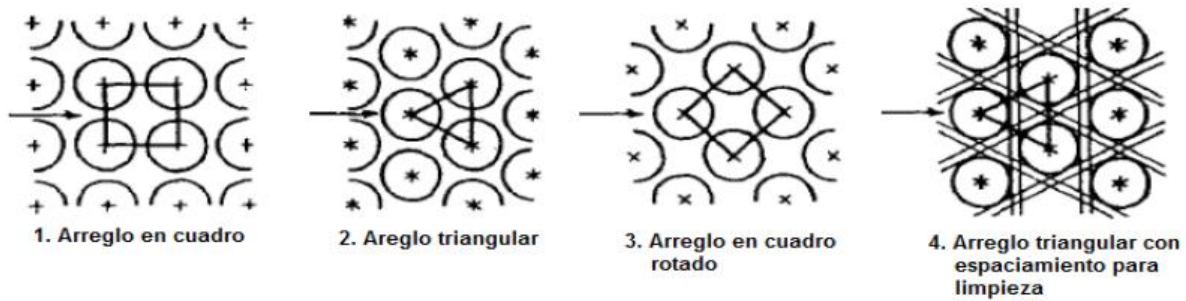


Figura A. 1. Configuración de los tubos.

Tabla A. 1. Constantes empíricas para la estimación de diámetro del haz de tubos.

Configuración Al tresbolillo o triangular; $P = 1.25 de$					
No de pasos por los tubos	1	2	4	6	8
K_1	0.319	0.249	0.175	0.0743	0.0365
C_1	2.142	2.207	2.285	5.499	2.675
Configuración Cuadrada, $P = 1.25 de$					
K_1	0.215	0.156	0.158	0.0402	0.0331
C_1	2.207	2.291	2.263	2.617	2.643

Anexo 2: Interfaz gráfica para obtención de los resultados

