



ESPE

**UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS
INNOVACIÓN PARA LA EXCELENCIA**

DEPARTAMENTO DE ELÉCTRICA Y ELECTRÓNICA

CARRERA DE INGENIERÍA ELECTROMECAÁNICA

**PROYECTO DE TITULACIÓN PREVIO A LA OBTENCIÓN
DEL TÍTULO DE INGENIERO ELECTROMECAÁNICO**

**TEMA: DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN PROTOTIPO DE
REFRIGERACIÓN SOLAR POR ABSORCIÓN MEDIANTE PAR
AMONIACO – AGUA PARA LA CONSERVACIÓN DE
ALIMENTOS**

AUTORES:

PABLO CÉSAR CATOTA OCAPANA

WALTER ABEL TONATO QUISPE

DIRECTOR: ING. MARIO JIMÉNEZ

CODIRECTOR: ING. FAUSTO ACUÑA

LATACUNGA

2015



DEPARTAMENTO DE ELÉCTRICA Y ELECTRÓNICA
CARRERA DE INGENIERÍA EN ELECTROMECAÁNICA

CERTIFICACIÓN

Certifico que el trabajo de titulación, "***DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN PROTOTIPO DE REFRIGERACIÓN SOLAR POR ABSORCIÓN MEDIANTE PAR AMONIACO – AGUA PARA LA CONSERVACIÓN DE ALIMENTOS***", realizado por los señores PABLO CÉSAR CATOTA OCAPANA y WALTER ABEL TONATO QUISPE, ha sido revisado en su totalidad y analizado por el software anti-plagio, el mismo cumple con los requisitos teóricos, científicos, técnicos, metodológicos y legales establecidos por la Universidad de Fuerzas Armadas ESPE, por lo tanto me permito acreditarlos y autorizarlos a los señores PABLO CÉSAR CATOTA OCAPANA y WALTER ABEL TONATO QUISPE para que lo sustente públicamente. Latacunga, 09 de Diciembre del 2015

Latacunga, Diciembre del 2015



Ing. Mario Jiménez
DIRECTOR



Ing. Fausto Acuña
CODIRECTOR



DEPARTAMENTO DE ELÉCTRICA Y ELECTRÓNICA
CARRERA DE INGENIERÍA ELECTROMECAÁNICA

AUTORÍA DE RESPONSABILIDAD

Nosotros, PABLO CÉSAR CATOTA OCAPANA, con cédula de identidad N° 0503758856, y WALTER ABEL TONATO QUISPE, con cédula de identidad N° 0503371171, declaramos que este trabajo de **"DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN PROTOTIPO DE REFRIGERACIÓN SOLAR POR ABSORCIÓN MEDIANTE PAR AMONIACO – AGUA PARA LA CONSERVACIÓN DE ALIMENTOS"**, ha sido desarrollado considerando los métodos de investigación existentes, así como también se ha respetado los derechos intelectuales de terceros considerándose en las citas bibliográficas.

Consecuentemente declaro que este trabajo es de nuestra autoría, en virtud de ello nos declaramos responsables del contenido, veracidad y alcance de la investigación mencionada.

Latacunga, 09 de Diciembre del 2015

.....
Pablo César Catota Ocapana

C.C.: 0503758856

.....
Walter Abel Tonato Quispe

C.C.: 0503371171



DEPARTAMENTO DE ELÉCTRICA Y ELECTRÓNICA
CARRERA DE INGENIERÍA ELECTROMECAÁNICA

AUTORIZACIÓN

Nosotros, PABLO CÉSAR CATOTA OCAPANA y WALTER ABEL TONATO QUISPE, autorizamos a la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE publicar en la biblioteca Virtual de la institución el presente trabajo de titulación **“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN PROTOTIPO DE REFRIGERACIÓN SOLAR POR ABSORCIÓN MEDIANTE PAR AMONIACO – AGUA PARA LA CONSERVACIÓN DE ALIMENTOS”**, cuyo contenido, ideas y criterios son de mi autoría y responsabilidad.

Latacunga, 09 de Diciembre del 2015

.....
Pablo César Catota Ocapana
C.C.: 0503758856

.....
Walter Abel Tonato Quispe
C.C.: 0503371171

DEDICATORIA

Este proyecto lo dedico a Dios por guiarme siempre por el camino correcto, para mis padres Manuel y María por apoyarme siempre, por ser pacientes y darme consejos en todo momento, por brindarme su con confianza y darme los recursos necesarios para poder estudiar y sobre todo por el amor y cariño incondicional.

A mi hermano y hermanas que siempre me apoyaron y me brindaron su confianza desde el inicio hasta el día que finalice mi carrera universitaria. A mis tíos Segundo y María que me apoyaron siempre, además quiero agradecer a mi familia, amigos y maestros quienes me apoyaron de una u otra forma cuando más lo necesitaba.

Pablo

Agradezco a Dios por haberme permitido llegar hasta este punto otorgándome salud y bienestar para lograr mis objetivos y cumplir todas mis metas, además por su infinita bondad y amor.

A mi padre por haberme apoyado en todo el transcurso de mis estudios tanto económicamente y moralmente ya que fue un pilar fundamental para lograr mi sueño y a mi madre que mediante sus consejos y sabiduría supieron guiarme por el camino del bien.

A todos mis hermanos por estar conmigo y apoyarme siempre y enseñarme que un resbalón no es caída y siempre hay que levantarse y seguir adelante.

A mis profesores por impartirme e inculcarme cada uno de sus conocimientos, a lo largo de mi carrera ya que estos serán de gran utilidad para mi desenvolvimiento como un gran profesional y como persona, y poner el alto el nombre de mi prestigiosa universidad.

Walter

AGRADECIMIENTO

Agradezco a Dios y a mis padres por darme la oportunidad de estudiar una carrera universitaria y a toda mi familia en general quienes me apoyaron, aconsejaron y confiaron siempre en mí.

Agradezco a mis amigos y maestros por sus consejos y enseñanzas, a mis tutores de tesis Ing. Mario Jiménez e Ing. Fausto Acuña por guiarme y apoyarme durante todo el proyecto.

Pablo

A mis padres por su apoyo incondicional que me brindaron, durante todo el transcurso de mi carrera para poder cumplir cada una de mis metas y poder sobresalir en la vida como un gran profesional.

A todos mis hermanos por cada uno de sus consejos que me brindaron en momentos difíciles por los que me encontraba y poder sobresalir de estos.

Walter

ÍNDICE DE CONTENIDOS

CARATULA	i
CERTIFICACIÓN	ii
AUTORÍA DE RESPONSABILIDAD	iii
AUTORIZACIÓN	iv
DEDICATORIA	v
AGRADECIMIENTO	vi
ÍNDICE DE CONTENIDOS	vii
ÍNDICE DE FIGURAS	xii
ÍNDICE DE TABLAS	xv
RESUMEN	xvi
SUMMARY	xvii

CAPÍTULO I

1. GENERALIDADES	1
1.1. Antecedentes	1
1.2. Planteamiento del problema	1
1.3. Justificación.....	2
1.4. Objetivos	3
1.4.1. Objetivo general	3
1.4.2. Objetivos específicos.....	3

CAPÍTULO II

2. ESTADO DEL ARTE Y FUNDAMENTO TEÓRICO	4
2.1. Sistemas de refrigeración	4
2.2. Refrigeración solar	4
2.2.1. Refrigeración por adsorción solar	4
2.2.2. Refrigeración por absorción solar	5
a. Ciclos de refrigeración por absorción	7

b.	Refrigeración por absorción de simple efecto	9
c.	Refrigeración por absorción de doble efecto.....	10
2.3.	Proyectos relacionados	11
2.3.1.	Investigaciones realizadas	11
2.4.	Sistemas de captación solar	15
2.5.	Refrigerantes	17
2.5.1.	Par amoniaco/agua	17
a.	Características del amoniaco	17
b.	Desventajas de utilizar el amoniaco como refrigerante	18
c.	Peligros asociados en el uso y manejo del amoníaco.....	18
d.	Principales daños por exposición al amoníaco.....	19
e.	Sistemas de protección y equipos de emergencias.....	20
f.	Que hacer en casos de derrame	21
g.	Ficha técnica del amoníaco	21
2.6.	Materiales termoaislantes	22
2.6.1.	Clasificación de materiales termoaislantes	23
a.	Aislantes térmicos de fibras minerales.....	23
2.7.	Mecanismos de transferencia de calor	24
a.	Conducción.....	24
b.	Convección.....	25
c.	Radiación.....	26
2.8.	La radiación solar	26
2.8.1.	Rendimiento de los captadores solares.....	28
2.8.2.	La primera ley de la termodinámica.....	28
a.	Balance de energía	29
b.	Coficiente de desempeño (COP)	29

c.	Rendimiento teórico de una máquina de absorción	30
2.9.	Intercambiadores de calor	31
2.9.1.	El coeficiente total de transferencia de calor.....	32
2.10.	Transferencia de calor desde superficies con aletas	32
2.10.1.	Eficiencia de la aleta	33
2.11.	Válvulas de estrangulación.....	34
2.12.	Propiedades de la mezcla de NH ₃ -H ₂ O	35
2.12.1.	Diagrama de propiedades termodinámicas del fluido de trabajo	38
2.13.	Cámara frigorífica	40
2.13.1.	Tipos de aislantes térmicos	41
2.13.2.	Convección natural.....	41
a.	Convección natural sobre superficies.....	42

CAPÍTULO III

3. DISEÑO Y SELECCIÓN DE LOS COMPONENTES DEL SISTEMA

	DE REFRIGERACIÓN.....	44
3.1.	Introducción	44
3.2.	Condiciones preliminares del diseño.....	44
3.2.1.	Condiciones de diseño:.....	44
3.2.2.	Determinación de la carga de refrigeración	45
3.3.	Diseño termodinámico	46
3.3.1.	Cálculos de flujos másicos del diseño termodinámico.....	48
3.3.2.	Cálculo de calores absorbidos y rechazados	50
3.4.	Diseño mecánico	51
3.4.1.	Diseño del evaporador.....	51
3.4.2.	Diseño del condensador	56
3.4.3.	Diseño de generador.....	62

3.4.4. Diseño del absorbedor	64
3.4.5. Diseño del rectificador	66
3.4.6. Selección de la fuente de color para el generador	68
a. Análisis colector solar plano y panel fotovoltaico	69
b. Análisis de la potencia requerida para el sistema mediante el panel fotovoltaico.	69
c. Evaluación del flujo de calor en el generador con la resistencia eléctrica	71
3.4.7. Selección de componentes del sistema de refrigeración	74
a. Válvula de expansión	74
b. Válvula de bola.....	75
c. Manómetros.....	76
3.5. Cálculo de las masas requeridas para el sistema de refrigeración.....	77
CAPÍTULO IV	78
4. CONSTRUCCIÓN Y PRUEBAS DE FUNCIONAMIENTO	78
4.1. Introducción	78
4.1.1. Descripción de las partes del sistema de refrigeración.....	79
a. Generador.	79
b. Evaporador	80
c. Condensador.....	81
d. Rectificador	83
e. Absorbedor	85
4.1.2. Instrumentación.....	86
a. Manómetros WIKA.....	86
4.2. Pruebas de funcionamiento	86
4.2.1. Pruebas de hermeticidad del sistema.....	86
4.2.2. Pasos para realizar las pruebas de vacío (generación)	88

4.2.3. Pasos para introducir el par amoniaco – agua al sistema	90
4.2.4. Pruebas experimentales de sistema	91
a. Adecuación del depósito de agua para el condensador	92
b. Adecuación del depósito de agua para el absorbedor.....	92
c. Acumulador de amoniaco.....	93
4.3. Monitoreo y adquisición de datos	93
4.3.1. Modo de operación del prototipo de refrigeración.....	94
4.4. Resultados y análisis	96
4.4.1. Prueba experimental 1 del prototipo de refrigeración solar	97
4.4.2. Prueba experimental 2 del prototipo de refrigeración solar	101
4.5. Costos de implementación	105
4.5.1. Análisis costo benéfico del prototipo de refrigeración solar.....	106

CAPÍTULO V

5. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	108
5.1. Conclusiones	108
5.2. Recomendaciones.....	109

BIBLIOGRAFÍA.....	110
--------------------------	------------

LINKOGRAFÍA.....	112
-------------------------	------------

ANEXOS	115
---------------------	------------

Anexo A Propiedades termodinámicas

Anexo B Planos mecánicos

Anexo C Plano eléctrico

Anexo D Sistema de refrigeración solar

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1: Esquema de refrigeración solar por adsorción	5
Figura 2: Ciclo de refrigeración por absorción solar	7
Figura 3: Sistema de refrigeración por absorción de simple efecto	9
Figura 4: Esquema de partes de un sistema de absorción de doble efecto	10
Figura 5: Colector solar plano	15
Figura 6: Estructura de un panel fotovoltaico	16
Figura 7: Interacción de la radiación solar con la atmósfera	27
Figura 8: Balance energético de un captador solar	28
Figura 9: Esquema de un refrigerador.....	30
Figura 10: Simulación de una máquina de absorción	30
Figura 11: Régimen de flujo y perfiles asociados al intercambiador de calor	32
Figura 12: Distribución real de la temperatura en una aleta.....	33
Figura 13: Válvula de estrangulamiento	34
Figura 14: Tasas de flujo de masa y energía asociadas a un flujo de vapor.....	36
Figura 15: Diagrama de concentración para amoníaco/agua.....	39
Figura 16: Diagrama termodinámico del ciclo de absorción $\text{NH}_3 - \text{H}_2\text{O}$	48
Figura 17: Diagrama termodinámico de operación del evaporador.....	52
Figura 18: Diferencia de temperatura entre el flujo frío y caliente en el evaporador.....	52
Figura 19: Evaporador helicoidal	55
Figura 20: Condensador de tubos y aletas.	56
Figura 21: Diagrama termodinámico de operación del condensador	57
Figura 22: Diagrama de temperatura para el flujo a contra corriente del condensador	57
Figura 23: Diagrama termodinámico de operación del generador.....	62
Figura 24: Esquema del generador.....	63
Figura 25: Esquema del absorbedor	65
Figura 26: Esquema del rectificador	67
Figura 27: Diagrama de sistema de transferencia de calor en el generador	72

Figura 28: Válvula de aguja con bote integral HAM-LET serie H300.....	75
Figura 29: Válvulas de control instaladas en el sistema de refrigeración.....	76
Figura 30: Manómetro WIKA tipo 232.54.....	76
Figura 31: Esquema del sistema de refrigeración	78
Figura 32: Diagrama de flujo para la construcción del generador	79
Figura 33: Resistencia eléctrica tipo abrazadera colocada en el generador.....	80
Figura 34: Diagrama de flujo para la construcción del evaporador	80
Figura 35: Evaporador helicoidal	81
Figura 36: Evaporador ensamblado	81
Figura 37: Condensador de tubos y aletas	82
Figura 38: Diagrama de flujo para la construcción del condensador.....	82
Figura 39: Diseño del condensador de tubos y aletas	83
Figura 40: Fijación de varillas al condensador de tubos y aletas	83
Figura 41: Diagrama de flujo para la construcción del rectificador.....	84
Figura 42: Rectificador tipo cilindro.....	84
Figura 43: Diagrama de flujo para la construcción del absorbedor	85
Figura 44: Rectificador tipo cilindro.....	85
Figura 45: Manómetros instalados en el sistema de refrigeración	86
Figura 46: Conexión de bomba de vacío	87
Figura 47: Fuga en conexión de la válvula de expansión	87
Figura 48: Fuga en junta soldada del intercambiador de calor.....	87
Figura 49: Instalación de los manómetros y mangueras en el sistema	88
Figura 50: Conexión de las mangueras al lado de alta y baja presión	89
Figura 51: Conexión de la bomba de vacío al sistema de refrigeración	89
Figura 52: Lectura de la presión de vacío generada en el sistema	90
Figura 53: Diagrama de conexión para realizar la recarga del refrigerante	91
Figura 54. Esquema del sistema de refrigeración rediseñado.....	92
Figura 55: Condensador inundado en agua	92
Figura 56: Absorbedor inundado en agua.....	93
Figura 57: Acumulador de amoníaco instalado a la salida del evaporador	93

Figura 58: Equipos instalados en el prototipo de refrigeración.....	94
Figura 59: Conexión serie de los paneles fotovoltaicos.....	94
Figura 60: Esquema del sistema de refrigeración en condiciones iniciales.....	95
Figura 61: Toma de datos de la radiación solar.....	95
Figura 62: Pruebas experimentales del Sistema de refrigeración.....	96
Figura 63: Comportamiento de temperatura en el generador y en el evaporador.	98
Figura 64: Comportamiento de las temperaturas de funcionamiento del prototipo de refrigeración solar.....	99
Figura 65: Comportamiento de la presión y la temperatura en el generador	100
Figura 66: Datos de radiación solar	100
Figura 67: Comportamiento de las temperaturas analizadas en la prueba experimental 2.....	103

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1: COP's y temperaturas de referencia para sistemas de absorción.....	10
Tabla 2: Diferencia de los paneles solares según la tecnología de fabricación	16
Tabla 3: Respuesta del organismo al exponerse al amoníaco	18
Tabla 4: Estado físico del amoníaco	22
Tabla 5: Eficiencia del área superficial de configuraciones comunes de aletas.....	34
Tabla 6: Propiedades de los aislantes utilizados en instalaciones frigoríficas	41
Tabla 7: Correlaciones empíricas del número promedio de Nusselt para convección natural sobre superficies	43
Tabla 8: Resumen de parámetros del diseño termodinámico.....	51
Tabla 9: Características del evaporador	56
Tabla 10: Características del condensador.....	61
Tabla 11: Características del tanque generador	64
Tabla 12: Características de absorbedor	66
Tabla 13: Características del rectificador.....	67
Tabla 14: Características de análisis para la selección de la fuente de calor para el generador del sistema de refrigeración.....	68
Tabla 15: Características generales para la selección de la válvula de expansión	74
Tabla 16: Datos obtenidos de la prueba experimental 1 mediante los paneles fotovoltaicos.....	97
Tabla 17: Factores de funcionamiento de los paneles fotovoltaicos.....	101
Tabla 18: Datos de la prueba experimenta 2 para el periodo de calentamiento	102
Tabla 19: Costos de materiales utilizados para la construcción del sistema.....	105

RESUMEN

El incremento de consumo de energía eléctrica en la actualidad por parte de la tecnología frigorífica ha afectado el sector energético, por su elevado consumo en el país que está alrededor del 44% (MEER) solo en refrigeración y conservación de alimentos. Considerando este problema se diseñó y construyó un prototipo de refrigeración solar por absorción mediante par amoníaco – agua que permita producir frío aprovechando la energía solar. Mediante la información obtenida se seleccionó un sistema intermitente el cual trabaja a una concentración de amoníaco en solución acuosa de $X=0,45$, el proceso se divide en dos etapas, la absorción y la generación. En la etapa de generación se tiene una mezcla rica en refrigerante al que se le suministra calor ($T=100^{\circ}\text{C}$) mediante un panel fotovoltaico y una resistencia eléctrica para que se produzca la separación del amoníaco de la solución acuosa. Una vez separado, pasa por el condensador para cambiar de estado de fase (gas – líquido), esta fase corresponde a la zona de alta presión. La segunda parte del ciclo comienza a partir de la válvula de expansión, que permite la estrangulación del refrigerante condensado al evaporador (zona de baja presión). Provocando una variación de presión para la producción de frío dentro de la cámara. El evaporador está conectado al absorbedor que contiene una concentración débil en refrigerante y es donde la solución vuelve a su condición inicial. En el sistema de refrigeración se logró obtener temperaturas entre 10°C y 16°C durante periodos cortos de tiempo, demostrando que es posible conservar alimentos.

PALABRAS CLAVES:

- **ENERGÍAS RENOVABLES**
- **REFRIGERACIÓN SOLAR**
- **AMONIACO – AGUA**
- **CONSERVACIÓN DE ALIMENTOS**
- **ENERGÍA SOLAR**

SUMMARY

The increase in consumption of electricity at present by cold storage technology to affected the energy sector, due to its high consumption in the country which is around 44% (MEER) only in refrigeration and food preservation. Whereas this problem it was designed and built a prototype of solar absorption cooling through par ammonia - water allowing to produce cold taking advantage of solar energy. Using the information obtained was selected an intermittent system which works to a concentration of ammonia in aqueous solution of $X = 0,45$, the process is divided into two stages, the absorption and generation. In the generation stage is rich in refrigerant mixture to which supplies it heat ($T = 100^{\circ}\text{C}$) by means of a photovoltaic panel and an electrical resistance to allow the separation of the aqueous solution of ammonia. Once separated, passes through the condenser to change of State of (gas - liquid) phase, this phase is the high pressure area. The second part of the cycle starting from the expansion valve, which allows the choke of the condensed refrigerant to the evaporator (low pressure area). Causing a pressure variation for the production of cold inside the Chamber. The evaporator is connected to the absorber that contains a low concentration in refrigerant and is where the solution returns to its initial condition. In the cooling system is managed to get temperatures between 10°C and 16°C for short periods of time, showing that it is possible to preserve food.

KEY WORDS:

- **RENEWABLE ENERGY**
- **SOLAR COOLING**
- **AMMONIA**
- **FOOD STORE**
- **SOLAR ENERGY**

CAPÍTULO I

1. GENERALIDADES

1.1. Antecedentes

El creciente aumento en el uso de fuentes de energía no renovables en los últimos años y la fuerte dependencia del sector energético a dichas fuentes, incentivan el estudio de aplicaciones que utilizan fuentes de energía renovables. En ese escenario, se ha observado en los últimos años un aumento en el número de investigaciones relacionadas con sistemas frigoríficos y aire acondicionado que utilizan otras fuentes de energía además de la eléctrica, como los sistemas de refrigeración por absorción.

El uso de la energía solar para producir frío y aire acondicionado en los últimos años tiene un campo con alto potencial para su aprovechamiento. El diseño de equipos para este propósito puede basarse en el ciclo por absorción que utiliza energía térmica proveniente del sol. El ciclo de absorción Agua – Amoníaco ($H_2O - NH_3$) es una de las tecnologías con extenso desarrollando que a tomando fuerza con el avance de la tecnología. Las plantas de refrigeración por absorción usan el amoníaco como refrigerante y tienen un campo de aplicación desde $8^{\circ}C$ hasta $-70^{\circ}C$, para nuestro caso el campo de aplicación es para la conservación de alimentos en buen estado. Siendo la energía solar la encargada de suministrar al sistema de refrigeración energía térmica, para que el proceso se lleve a cabo.

1.2. Planteamiento del problema

El incremento de consumo de energía eléctrica que existe en la actualidad por parte de la tecnología frigorífica es un factor muy importante que se debe considerar en el sector energético, debido a que su consumo en el país está alrededor del 44% (MEER,2011) del total solo en la refrigeración y conservación de productos para el consumo humano.

Además en la industria de la refrigeración se han prestado grandes cambios en cuanto a las restricciones impuestas a los refrigerantes sintéticos utilizados debido a la creciente preocupación del efecto perjudicial de estos en el calentamiento global y el impacto sobre la capa de ozono.

1.3. Justificación

Este tipo de tecnología son desarrollados con diferentes propósitos como: la alta demanda para conservar alimentos en buen estado, la fuerte dependencia de sistemas de refrigeración que utilizan refrigerantes sintéticos y el alto consumo de energía eléctrica que estos sistemas de refrigeración por compresión requieren para su funcionamiento, con la adaptación del sistema de refrigeración solar por absorción mediante par amoniaco-agua se ayudara a disminuir tales consumos.

En la actualidad los sistemas de compresión utilizan refrigerantes sintéticos que son muy contaminantes y destruyen la capa de ozono, con el uso de amoniaco como refrigerante clasificado por ASHRAE por las siglas R-717 y que está dentro del grupo de refrigerantes naturales que no destruyen la capa de ozono y no contribuye al efecto invernadero asociado al calentamiento global, de hecho el amoníaco es un compuesto que se puede encontrar fácilmente en la naturaleza (Márquez, 2009).

Con estos antecedentes se busca alternativas que reduzcan el impacto al medio ambiente a través de la utilización de tecnologías no convencionales, desarrollando sistemas de refrigeración que utilicen el recurso solar como fuente de energía. Uno de los factores importantes para el desarrollo de este proyecto es que nuestro país cuenta con un promedio de insolación favorable para la implementación de este tipo de sistema frigoríficos. El proyecto a desarrollarse tiene como finalidad la implementación de un módulo didáctico en el laboratorio de Energías Renovables de la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE – Latacunga, que servirá para que los estudiantes puedan realizar prácticas y el análisis del sistema de refrigeración solar por absorción mediante par amoniaco – agua.

1.4. Objetivos

1.4.1. Objetivo general

Diseñar y construir un prototipo de refrigeración solar por absorción mediante par amoniaco – agua para la conservación de alimentos.

1.4.2. Objetivos específicos

- Diseñar el sistema de refrigeración solar.
- Seleccionar los componentes principales del sistema de refrigeración.
- Implementar el sistema de refrigeración por absorción solar.
- Realizar las pruebas de funcionamiento del prototipo para la conservación de alimentos.

CAPÍTULO II

2. ESTADO DEL ARTE Y FUNDAMENTO TEÓRICO

2.1. Sistemas de refrigeración

Los sistemas de refrigeración se han estudiado y desarrollado a lo largo del tiempo para diferentes aplicaciones como la necesidad de conservar alimentos, fármacos y acondicionamiento de hogares entre otros, en la actualidad los sistemas de compresión de vapor son los más utilizados, pero la energía eléctrica que estos sistemas consumen a diario han incentivado que se investiguen sistemas que utilicen fuentes de energías alternativas para que ayuden a disminuir dicho consumo energético.

Actualmente se han desarrollado sistemas de refrigeración importantes que ayudan a reducir el consumo de energía eléctrica y ayudan a reducir la contaminación ambiental, entre los sistemas más desarrollados actualmente tenemos: la refrigeración por adsorción mediante carbón activo – metanol y la refrigeración por absorción que utilizan soluciones de amoníaco – agua y bromuro de litio – agua, a continuación se da una breve descripción de estos sistemas.

2.2. Refrigeración solar

En la actualidad existe varias investigaciones relacionadas con sistemas de refrigeración solar y existen varias tecnologías de captación solar que permiten aprovechar la energía térmica obtenida para la producción de frío. Por esta razón estos sistemas son una alternativa para ayudar a reducir el consumo de energía eléctrica.

2.2.1. Refrigeración por adsorción solar

El proceso de refrigeración es un fenómeno por el cual un cuerpo sólido de adsorción, bajo la liberación de una determinada cantidad de energía térmica, adsorbe o desorbe una solución en fase líquida o gaseosa. En estos procesos de refrigeración la

pareja adsorbente – sustancia adsorbida constituida por carbón activo y metanol respectivamente es uno de los sistemas más importantes para producir frío mediante la captación de energía solar (Beltrán, 2012).

En las máquinas de adsorción para aire acondicionado y refrigeración, en vez de un absorbente líquido se utiliza un adsorbente sólido. Los sólidos microporosos tienen la capacidad de adsorber reversiblemente gases. Esta propiedad permite el establecimiento de ciclos alternativos de adsorción – desorción para este tipo de sistemas. El Coeficiente de desempeño (COP's) de estos sistemas varían entre 0,3 y 0,7, y los rangos de temperatura para su funcionamiento están entre 45 y 90° C, en la figura 1 se muestra un esquema típico de estos sistemas (Ecotimes, 2008).

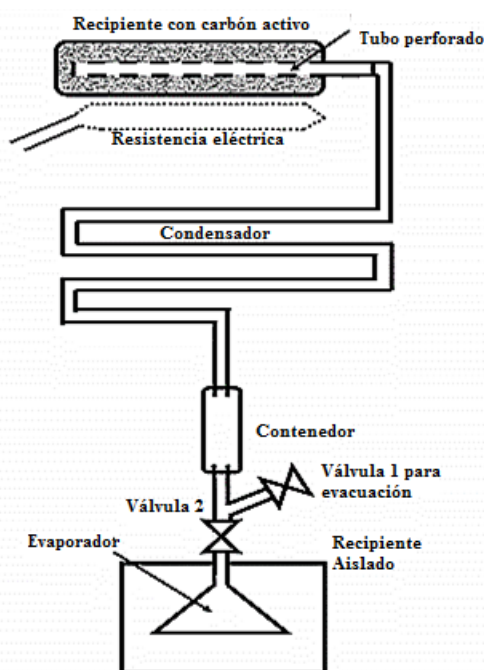


Figura 1: Esquema de refrigeración solar por adsorción

Fuente: (Samson, Echarri, & El Hasi, 2008)

2.2.2. Refrigeración por absorción solar

La refrigeración por absorción es una alternativa para frenar la dependencia de sistemas de refrigeración convencionales de compresión y ayudar a disminuir la gran demanda de sistemas de refrigeración y aire acondicionado que existe actualmente. El

desarrollo de este tipo de sistemas que aprovechen fuentes de energías renovables o por cogeneración de fuentes térmicas de procesos industriales que ayuden a minimizar el impacto ambiental y el consumo de energía eléctrica. Estos sistemas de refrigeración por absorción aprovechan una fuente de calor para la producción de frío y a diferencia de los sistemas de refrigeración por compresión de vapor no utilizan un compresor, la función de este lo realizan el generador y el absorbedor, compuesto por una solución binaria.

La circulación del fluido y el efecto de la presión que se obtiene a través de un compresor mecánico es reemplazado en el ciclo de absorción por el generador donde el refrigerante está mezclado con otro fluido denominado absorbente y cuya función es absorber el vapor producido en la zona de baja presión para poder devolverlo en forma líquida al generador (Silva & Giomar, 2005). El ciclo de absorción clásico consta de los siguientes elementos:

- **Generador:** Es la parte del sistema en la cual una solución de amoníaco y agua recibe calor de una fuente de alta temperatura, con lo cual se evapora en primera instancia el amoníaco. El vapor producido se lleva al condensador. El generador es un intercambiador de calor que se ocupa, como su propio nombre indica, de generar vapor refrigerante. Sobre este componente se suministra energía en forma de calor, q_G , suministrada por el foco que se encuentra a una temperatura T_G . Este calor puede proceder de la combustión de combustibles fósiles, calores residuales, o incluso calor renovable obtenido de la conversión de la energía solar, la biomasa, el calor de origen geotérmico, etc (Herrador, 2010).
- **Condensador:** En esta parte del sistema donde se elimina calor por intercambio entre el calor latente de licuefacción del amoníaco a alta presión y temperatura que viene del generador, con el aire exterior o con agua fría. El amoníaco licuado se deposita en el fondo del recipiente.
- **Válvula de Expansión:** Permite que baje la presión del líquido y produce una mezcla de líquido y vapor a baja temperatura y presión.
- **Evaporador:** en este dispositivo el amoníaco hierve absorbiendo calor de los alimentos almacenados en su interior.

- **Absorbedor:** este dispositivo permite la mezcla del vapor de amoníaco proveniente del evaporador con la solución débil de amoníaco – agua (al porcentaje de agua) para hacer que la concentración aumente liberando calor de la solución. Este calor debe liberarse al medio ambiente.
- **Bomba:** se usa para elevar la presión de la solución fuerte y llevarla nuevamente al generador (ODEBRECHT, 2011).

En la figura 2 se muestra un esquema de refrigeración por absorción típico que consta de cuatro partes que se utiliza para el proceso de refrigeración:

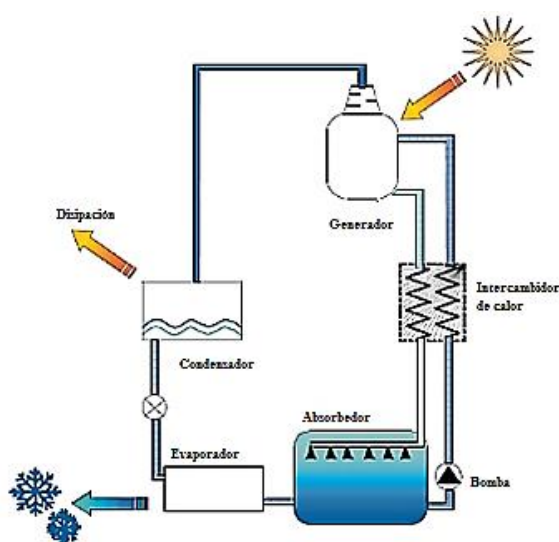


Figura 2: Ciclo de refrigeración por absorción solar

Fuente: (Freemeteo, 2007)

Para los sistemas de refrigeración por absorción de vapor existen dos tipos de ciclos: de ciclo intermitente y de ciclo continuo.

a. Ciclos de refrigeración por absorción

a1. Ciclo intermitente

En un refrigerador de ciclo intermitente la absorción y la generación no se realizan al mismo tiempo, ocurren de forma alternada. Se puede dividir este ciclo en dos partes: la de generación y la de absorción. En la etapa de generación se tiene, inicialmente,

una mezcla rica en refrigerante dentro del generador, al que se le suministra calor (haciendo uso de un colector solar) lo que produce la separación del refrigerante del absorbente. Una vez separado, el refrigerante se hace pasar por el condensador, a la salida de éste se tiene el refrigerante en estado líquido (de preferencia subenfriado) y se almacena en un tanque, este proceso continúa hasta separar todo el refrigerante disponible (o la cantidad necesaria para lograr el efecto refrigerante deseado). A toda esta fase corresponde la zona de alta presión.

La segunda parte del ciclo comienza a partir de la válvula de expansión, que permite la salida del refrigerante al evaporador (aquí comienza la zona de baja presión). El evaporador está conectado al generador, que ahora hace la función del absorbedor, debido a que contiene una solución débil en refrigerante. La evaporación se sigue llevando a cabo enfriando la cámara refrigerante, mientras que en el absorbedor la solución aumenta su calidad (cantidad de refrigerante en la mezcla). El proceso se lleva a cabo hasta evaporar todo el refrigerante y finalmente se regresa a la condición inicial, donde en el absorbedor/generador se tiene una solución fuerte en refrigerante.

Una desventaja de este tipo de sistema, es que el efecto refrigerante no es siempre el mismo. En el refrigerador de ciclo intermitente, la concentración de refrigerante en el absorbedor aumenta conforme se va absorbiendo en el líquido, por lo que después de un tiempo la capacidad de “succión” del absorbedor disminuye y con esto el efecto refrigerante (COP o eficiencia).

a2. Ciclo continuo

En este sistema por absorción de vapor de ciclo continuo se aprovecha el calor mediante un generador y a diferencia del ciclo intermitente es necesaria una bomba para pasar la mezcla refrigerante – absorbente del absorbedor al generador, misma que debe alimentarse con energía eléctrica. Otro modo de implementar un sistema por absorción de vapor de ciclo continuo, sin necesidad de una bomba, es utilizando hidrógeno, amoníaco y agua (Gutiérrez, Zapata, & Macias, 2010).

Las soluciones más utilizadas para la producción de frío son: la solución de amoníaco – agua donde el amoníaco actúa como refrigerante y el agua como absorbente, la solución bromuro de litio – agua donde el agua actúa como refrigerante y el bromuro de litio como absorbente (LEÓN, 2011). Además los procesos utilizados en los sistemas de refrigeración por absorción se clasifican en:

- Sistemas de refrigeración por absorción de simple efecto.
- Sistemas de refrigeración por absorción de doble efecto.

b. Refrigeración por absorción de simple efecto

Los sistemas de absorción de simple efecto son los más utilizados en sistemas de aire acondicionado y necesitan temperaturas alrededor de los 70 a 90 °C para su funcionamiento, el sistema está compuesto de un generador del cual proviene la energía térmica, un condensador, una válvula de expansión y un evaporador donde se transfiere el calor del espacio a refrigerar. El ciclo de absorción aprovecha la capacidad que tienen algunas sustancias y sales de cambiar de estado líquido a gaseoso frente a cambios de temperatura para producir frío, a partir de estos cambios es posible realizar el ciclo de refrigeración cerrado con un COP que oscila entre los 0,6 y 0,8. En la figura 3 se muestra un sistema de la marca YAZAKI modelo SB-WFCS-1009.

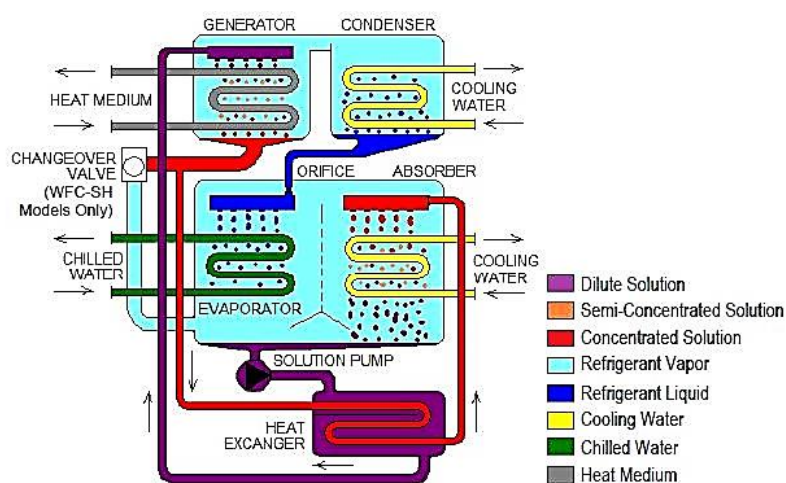


Figura 3: Sistema de refrigeración por absorción de simple efecto

Fuente: (YAZAKI)

c. Refrigeración por absorción de doble efecto

Los sistemas de absorción de doble efecto a diferencian del sistema de simple efecto requieren de otro generador de vapor para elevar la temperatura, un subenfriador y una válvula de expansión adicional, al contar con dos generadores estos sistemas producen dos separaciones de vapor para elevar el COP de refrigeración, los valores oscilan de 0,9 a 1,2 (LEÓN, 2011).

Este proceso requiere de temperaturas más elevadas de trabajo que varía de 150 a 180°C, estos valores dependerán de la temperatura ambiente y del tipo de generadores que se utilicen para elevar el nivel térmico. En la figura 4 se muestra un sistema clásico de refrigeración de doble efecto.

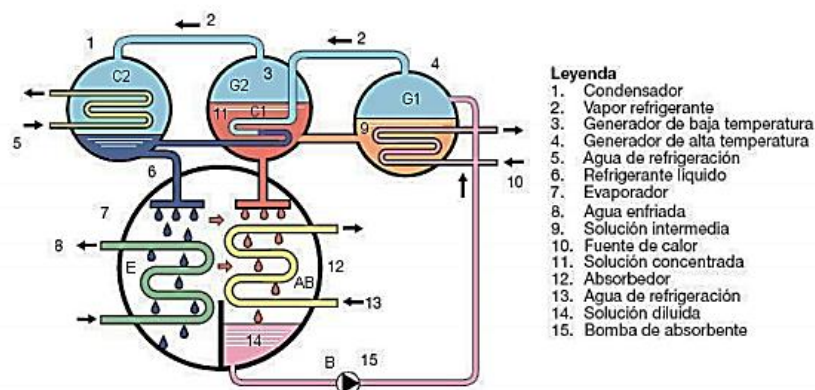


Figura 4: Esquema de partes de un sistema de absorción de doble efecto

Fuente: (Herrador, 2010)

En la tabla 1 se muestra un resumen de los sistemas de absorción donde se indica los rendimientos y las temperaturas de referencia.

Tabla 1
COP's y temperaturas de referencia para sistemas de absorción

Sistema absorción	COP (temperatura de agua fría > 0°C)	Temperatura activación (°C)
Simple efecto	0.6 – 0.7	> 80
Doble efecto	0.9 – 1.2	> 150
Triple efecto	1.5	> 200

Fuente: (Fenercom, 2011)

2.3. Proyectos relacionados

En la actualidad existe un creciente estudio sobre temas relacionados con tecnologías de captación solar para la producción de frío mediante los sistemas de refrigeración por absorción, adsorción y las que trabajan con desecantes, estas tecnologías aun no son competitivas por sus costos de implementación.

En este apartado se busca dar una breve descripción de los trabajos que han sido realizados por investigadores y profesionales en la materia, identificando en los estudios más recientes las ventajas y problemas que se presentaron en el desarrollo de la investigación.

2.3.1. Investigaciones realizadas

Matamoros et al. (2004); realiza el diseño y la construcción de un refrigerador solar por absorción de tipo intermitente para una capacidad de enfriamiento de 10 W donde utiliza como refrigerante amoníaco y el agua como absorbedor, el refrigerador funciona únicamente con energía solar por esta razón en el día el colector solar funciona como generador y en las noches como absorbedor, el proceso de refrigeración se completa durante el día con un cámara auxiliar que se encuentra entre la cámara principal y las paredes de aislamiento, la cámara auxiliar contiene agua que actúa como refrigerante secundario. Las temperaturas que se obtiene son aceptables pero no las esperadas debido al recurso solar disponible, en los días de mayor insolación la cantidad de vapor de amoníaco producido es mayor y las temperaturas obtenidas varían entre los 10 °C y en el día varia alrededor de los 12 °C (Matamoros, 2004).

Vera et al. (2005); desarrolla un sistema acondicionador de aire para zonas remotas que utiliza el sol como fuente de energía, con el propósito de reducir el consumo de energía eléctrica convencional, este proyecto no tiene un periodo de funcionando de las 24 horas del día, funcionan solamente cuando las temperaturas son elevadas es decir cuando la energía solar es más intensa. El modelo ejecutado mediante el principio de absorción solar utiliza como refrigerante el par amoníaco – agua. Este proyecto es factible para sistemas de aire acondicionado en zonas remotas (Silva & Giomar, 2005).

Gerardo Martin et al (2006); presenta un análisis termodinámico de ciclos de refrigeración por absorción (amoníaco-agua), obteniendo como resultado que en el ciclo simple de refrigeración los valores para el coeficiente de operación energético, así como la eficiencia energética, son bajos pero con el ciclo regenerativo estos valores incrementan, bajo las mismas condiciones de operación, pudiendo establecer que la eficiencia se incrementa cuando se instalan dos intercambiadores de calor al ciclo simple debido a que el intercambiador 1 se tiene subenfriado y en el intercambiador 2 un precalentamiento de un líquido y se aprovecha de mejor forma la energía que hay en el sistema. Determinando también que el uso de los equipos de absorción es conveniente cuando se tiene calor residual a bajo costo (Romeo, 2006).

Mauricio Cañadas. et al (2006; realizo un diseño de un refrigerador por absorción para uso didáctico, deduciendo que un ciclo de absorción operado por energía solar es técnicamente factible modificando convencionalmente el ciclo, en lo que se refiere a las temperaturas de operación especialmente en el generador, con el objetivo de utilizar colectores solares de placa plana como fuente de calor. El mejor método de cálculo para el diseño de todos los elementos es aquel que utilizando las ecuaciones de transferencia de calor logra determinar la cantidad de tubos necesaria así como también su longitud, las cuales son las principales propiedades en el diseño final de cada elemento (CAÑADAS & TORRES, 2010).

Busso et al. (2007); desarrollo un trabajo experimental con fin de evaluar si es factible la integración de un concentrador solar en un refrigerador por ciclo de absorción de amoníaco-agua en la marca Server-Electrolux. Los resultados muestran que la potencia mínima para que el ciclo funcione es de 120 W en concordancia con lo reportado por el fabricante. De igual modo, se establece que el ciclo se mantiene operativo aún con una caída del 40% en la potencia de alimentación. Se determinó un COP real experimental de 0.18 para el ciclo. El ajuste del modelo termodinámico empleado y los datos experimentales permitieron determinar que la presión de trabajo del ciclo es de 25 bar a concentraciones pobres de amoníaco, que varían entre 15% y 30% (Busso, Esquivel, Sogari, & Franco, 2007).

Colman et al. (2009); realiza el diseño y construcción de un modelo experimental para acondicionadores de aire por absorción, donde se describe los equipos e instrumentos necesarios para el ensamblaje de un banco de pruebas, se realiza un estudio de carga térmica del sitio y se toma mediciones de parámetros operacionales para compararlas con una máquina comercial (Alejandro, Antonio, & Gustavo, 2009).

Figueredo et al. (2011); desarrolla un estudio donde evalúa la producción simultánea de potencia mecánica y refrigeración, basados en mezclas binarias de amoníaco y agua por medio de un modelo termodinámico que combina los dos ciclos, la simulación se realiza a temperaturas de aproximadamente 130°C y temperaturas de disipación de calor en el absorbedor de 30°C, donde se obtuvieron parámetros de estados, caudales y flujos de energía (Figueredo, Vizcaino, Perna, & Benitez, 2011).

Ramiro et al. (2011); realiza un análisis, el diseño de un sistema de refrigeración por absorción de cada componente del sistema y la modelación del sistema termodinámico en el software EES. Además realizan un análisis de rentabilidad en comparación al sistema de refrigeración por compresión. Para realizar los cálculos toman como referencia la información provista por Mattes Engineering Bobh compañía alemana que ofrecen equipos de refrigeración por absorción, la información provista ha sido modificada acorde a la realidad ecuatoriana para realizar el análisis económico (Ramiro, 2011).

Moreno et al. (2011); desarrollo un sistema de refrigeración intermitente solar para la producción de hielo, el sistema se evaluó con el nitrato de litio, amoníaco y agua como mezcla para el proceso de refrigeración y fue diseñado para producir hasta 8 kg/día de hielo. El sistema funciona únicamente con energía solar y permite alcanzar temperaturas en el evaporador alrededor de los -11°C en un período de tiempo de hasta 8 horas, con coeficientes de rendimiento de hasta 0,098 mostrando coeficientes de 24% superiores a los obtenidos con el mismo sistema operativo con la mezcla de nitrato de litio y amoníaco (Moreno, Rivera, & Best, 2011).

Beltran et al. (2012); realiza un trabajo donde se describe la instalación experimenta de un ciclo de refrigeración por absorción intermitente, el refrigerador funciona desde la mañana pero cuando la radiación solar alcanzan su pico más alto (11h00 hasta la 13h00) permite alcanzar niveles de refrigeración no menores a -5°C en días de mejor insolación. La presiones y las concentraciones de la solución representan un problema debido a que el refrigerante desprende vapor que alcanza los 837 kPa abs, provocando fugas en el sistema (Beltrán, 2012).

Joseph et al. (2012); realiza la construcción de una unidad de refrigeración por absorción de tres fluidos que opera a una temperatura ambiente de 20°C y un temperatura en el evaporador de 3°C , que utiliza como una fuente de combustión para producir vapor de amoníaco. Las presiones de trabajo establecidas fueron de 10 bar en el lado de alta presión y 3,5 bar en lado de baja presión, el sistema tiene un tiempo de operación de 6 meses debido a la corrosión del amoníaco al teflón (Kajano & Lucas, 2012).

González et al. (2014); analiza metodologías de cálculo para la determinación de los parámetros del ciclo de refrigeración con ayuda del diagrama de equilibrio amoníaco-agua y a través de balances de masa y energía determina la cantidad de calor, refrigerante y agua que se requiere para su funcionamiento. Además determina las áreas de transferencia de calor necesarias para el intercambio térmico en el evaporador, condensador, absorbedor y generador (Salas, 2014).

El equipo de refrigeración por absorción desarrollado por Edibon international, da la posibilidad de selección de una fuente de potencia dual (fuente de calor) de GLP y electricidad. Para el trabajo con GLP se suministra un regulador de presión para adecuar el gas a la presión de entrada correspondiente. Para el trabajo con electricidad utiliza una resistencia eléctrica. El fluido utilizado en el ciclo de refrigeración empleado por este equipo es una solución de agua y amoníaco (NH_3), siendo el refrigerante el amoníaco y el agua el absorbente (International E. , 2013).

2.4. Sistemas de captación solar

Los colectores solares son los más utilizados para suministrar energía térmica a los sistemas de absorción y adsorción, los más empleados en ciclos de simple efecto son los planos o planos de vacío y las más empleados en ciclos de doble efecto son colectores de tubos de vacío, cilíndrico parabólicos o de tipo Fresnel. Los paneles solares al igual que un colector solar que permite aprovechar la energía térmica para producir energía eléctrica.

- **Colectores solares planos**

Los colectores solares planos son los más comunes. Estos pueden ser diseñados y utilizados en aplicaciones donde se requiere que la energía sea liberada a bajas temperaturas, debido a que la temperatura de operación de este tipo de colectores, difícilmente pasa los 100 °C. Se utilizan para radiaciones directa y difusa, no requieren movimiento continuo para dar seguimiento al sol, prácticamente no necesitan mantenimiento y son mecánicamente de construcción más simple como se puede ver en la figura 5 (Jennifer, 2012).

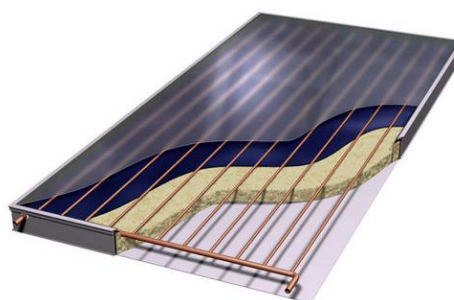


Figura 5: Colector solar plano

Fuente: (Thermorossi, 2015)

- **El panel solar**

Un panel solar o modulo fotovoltaico está formado por un conjunto de células, conectadas eléctricamente, encapsuladas y montadas sobre una estructura de soporte o marco. Proporcionan en su salida de conexión una tensión continua, y se diseña para

valores de tensión (6V, 12V, 24) que definirán la tensión a la que debe trabajar el panel solar. En la figura 6 se detalla la configuración de un panel, con las características principales que debe tener su construcción.

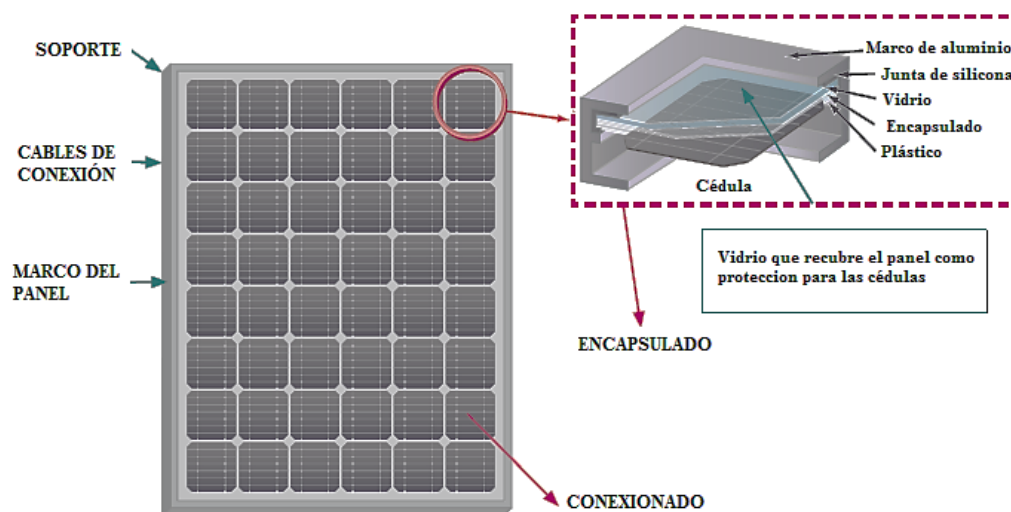


Figura 6: Estructura de un panel fotovoltaico

Fuente: (Tomas, 2010)

Los tipos de paneles solares vienen dados por la tecnología de fabricación de las células y se clasifican en: silicio cristalino (monocristalino y multicristalino) y silicio amorfo. En la tabla 2 se pueden observar las diferencias que existen entre ellas (Tomas, 2010).

Tabla 2

Diferencia de los paneles solares según la tecnología de fabricación

Silicio	Rendimiento laboratorio	Rendimiento directo	Características	Fabricación
Monocristalino	24%	15-18%	Son típicos los azules homogéneos y conexión individual de las células	Se obtiene de silicio puro fundido y dopado con boro.
Policristalino	19-20%	12-14%	La superficie está estructurada en cristales y contiene distintos tonos azules	Igual al monocristalino, pero se disminuye el número de fases de cristalización.
Amorfo	16%	< 10%	Tiene un color homogéneo (marrón), pero no existe conexión visible entre las células	Tiene la ventaja de depositarse en forma de lámina delgada y sobre un vidrio o plástico.

Fuente: (Tomas, 2010)

2.5. Refrigerantes

Un refrigerante es una sustancia que debe ser utilizada en una determinada aplicación para producir frío en el evaporador sobre el medio que lo rodea (cuerpo o espacio), debe seleccionarse de acuerdo a sus propiedades termodinámicas, físicas, químicas, de sus características de seguridad y de otros factores, tales como su coste o su disponibilidad. Para una aplicación práctica debe seleccionarse el refrigerante que resulte más apropiado y no cause daños durante su manipulación, los dos pares refrigerante/absorbente más empleados en los sistemas de absorción son $\text{H}_2\text{O} - \text{LiBr}$ y $\text{NH}_3 - \text{H}_2\text{O}$. Los refrigerantes utilizados agua destilada (R-718) y amoníaco (R-717) no son perjudiciales para el medio ambiente (Herrador, 2010).

2.5.1. Par amoníaco/agua

El amoníaco es un refrigerante muy utilizado en la actualidad en el sector industrial. Sus excelentes propiedades térmicas lo hacen ser un refrigerante ideal para grandes instalaciones frigoríficas, almacenes refrigerados. Además, tiene un precio competitivo y no perjudica la capa de ozono ni contribuye al calentamiento global. Está compuesto químicamente de hidrógeno en un 18% y el nitrógeno en un 82%, es un refrigerante natural que se puede encontrar fácilmente en la naturaleza por su olor peculiar (Ulloa, 2012).

a. Características del amoníaco

- Es un refrigerante que tiene buenas características para la transferencia de calor.
- Es considerado como combustible moderado.
- El amoníaco se quema en contacto con llamas descomponiéndose en nitrógeno y agua. Reacciona violentamente con los ácidos y con agentes oxidantes fuertes.
- No son contaminantes.
- Son solubles en agua.
- El acero, el níquel y las aleaciones de estos metales resisten el ataque del amoníaco, al igual que los plásticos fluorados.
- El punto de ebullición a presión estándar es de -2.22°C .

b. Desventajas de utilizar el amoníaco como refrigerante

- Necesitan de tuberías más gruesas debido a la presión que genera el refrigerante.
- Requieren de un rectificador.
- Es toxico en altas concentraciones.
- Son corrosivos para cobre, zinc, aluminio y sus aleaciones, por lo tanto se utilizan materiales férreos únicamente. Con él oxido de plata, el mercurio y el oro se puede dar compuestos fulminantes explosivos al contacto de estos.
- Con los peróxidos y los halogenados tiene lugar reacciones violentas y explosivas.
- **Tipos de sustancias que reaccionan con riesgo de inflamabilidad y explosión:** Acetaldehído, acroleína, bromo, penta flúor de bromo, cloro, tricloruro de cloro, cloritos, cloratos, dicloruro de etileno, óxido de etileno, flúor, ácido nítrico, cloruro de nitrito, tensodio de fósforo, trióxido de fósforo, potasio en la presencia de monóxido de carbono, estibina, azufre y trirocloromelamina.

c. Peligros asociados en el uso y manejo del amoníaco

En la tabla 3 se muestra situaciones en que el flujo de amoníaco está fuera de control, es decir cuando se producen fugas por actos fortuitos o no, se presenta una situación de riesgo para la salud humana, particularmente para la integridad física de las personas que se encuentran en las proximidades de este tipo de eventos.

Tabla 3
Respuesta del organismo al exponerse al amoníaco

Respuesta del Organismo	Concentración de amoníaco (ppm)
Olor mínimo perceptible	5 ppm
Olor fácilmente detectable	20 - 50 ppm
No molesta o daña la salud por exposición prolongada	50 - 100 ppm
Molestia General y lagrimeo de ojos. Efectos no perdurables en exposiciones cortas.	150 - 200 ppm
Severa irritación de ojos, nariz y garganta. Efectos perdurables en cortas exposiciones.	400 - 700 ppm
Fuerte tos y espasmos bronquiales. Peligro, menos de media hora de exposición.	1700 ppm

CONTINÚA 

Puede ser fatal.	2000 - 3000 ppm
Serios edemas, estrangulamiento, asfixia y muerte rápida.	5000 - 10000 ppm
Muerte inmediata	Sobre 10000 ppm

Fuente: (Ulloa, 2012)

d. Principales daños por exposición al amoníaco

- **Contacto con los ojos:** El gas actúa en forma corrosiva sobre las mucosas oculares, pudiendo causar graves lesiones corneales a altas concentraciones. El contacto con el amoníaco líquido puede causar congelación por evaporación, quemaduras e incluso ceguera. **Síntomas:** Enrojecimiento de los ojos, lagrimeo, visión borrosa e incluso ceguera temporal, conjuntivitis y un dolor agudo en la zona de los ojos.
- **Contacto con la piel:** Cuando se produce el contacto con el líquido (gas licuado), puede causar congelamiento por la rápida evaporación a la baja temperatura a que se encuentra, y así como graves quemaduras cutáneas. Además la característica corrosiva de este puede provocar tanto escoriaciones como dermatitis de contacto. **Síntomas:** enrojecimiento y dolor agudo (tipo quemadura) en la zona afectada.
- **Contacto por inhalación:** El gas es muy irritante para las mucosas, pues con el agua que contiene se forman disolubles muy cáusticas. La reacción con el aire húmedo produce una niebla fuertemente irritante sobre las vías respiratorias, llegando hasta el edema pulmonar. Los casos muy graves pueden ser fatales. El nivel de percepción olfativa es del orden de 5 ppm, mucho menor que el valor TLV (Valor Umbral Límite), por tanto, puede servir de señal de alarma. **Síntomas:** olor penetrante y asfixiante, dolor de garganta, tos, respiración entrecortada, (fatigosa) y mareo.
- **Contacto por ingestión:** Las características del amoníaco hacen muy difícil que se produzca un contacto de este tipo, sin embargo, la intoxicación se presenta de la siguiente manera: se producen inmediatamente lesiones graves en la mucosa bucal garganta y tracto digestivo, acompañadas de dolores intensos, intolerancia gástrica, sabor acre y además se puede llegar a producir un estado de shock.

- **Riesgos para el medio ambiente:** En lo referido a los riesgos que presenta el amoníaco, se puede decir que este se encuentra en pequeñas porciones en el medio ambiente.

e. Sistemas de protección y equipos de emergencias

Para el manejo de los equipos donde se utiliza amoníaco, es necesario considerar los siguientes sistemas de protección:

e1. Equipo de protección personal para los chequeos rutinarios de mantenimiento preventivo

- Casco.
- Mascara de rostro completo con filtro para amoníaco.
- Botas resistentes al amoniaco.
- Guantes protectores resistentes al amoniaco.
- Traje de PVC.
- Teléfono celular o equipo de comunicación.

e2. Equipo de protección personal para utilizar en caso de fugas, derrames o emergencias

Al detectarse fugas o derrames, el personal del área y el de emergencia, deben contar con los siguientes equipos de protección personal.

- Equipo Respirador autónomo
- Traje Encapsulado Nivel A
- Equipos ventiladores
- Sensor de alarma al personal de fugas de amoniaco.
- Duchas para emergencias químicas
- Agua en abundancia

f. Que hacer en casos de derrame

- El área afectada por el derrame de amoníaco líquido o escape de gas debe ser evacuada por lo menos 50 metros en todas las direcciones.
- En caso de derrame grave, es decir amoníaco en estado líquido o fuga en fase gaseosa fuera de control, se debe evacuar un perímetro de 100 metros y un kilómetro en la dirección del viento.
- El área afectada debe ser aislada hasta que todo el gas esté dispersado y las concentraciones no excedan las 20 ppm.
- Aunque el amoníaco es un gas más ligero que el aire puede, en ciertas condiciones atmosféricas, mantenerse a nivel de la tierra por grandes distancias.
- Nunca aplique agua al amoníaco derramado en estado líquido.
- Aplique cortinas de agua para abatir vapores de amoníaco en la dirección del viento, teniendo extremo cuidado en que la llovizna jamás caiga sobre el amoníaco en estado líquido.
- Elimine toda fuente de llama alrededor del vertido o del escape de vapor.
- En caso de aumento de temperatura, aplicar agua (estanques, contenedores o bombonas) en forma de llovizna para enfriar y disminuir la presión de los envases (Ulloa, 2012).

g. Ficha técnica del amoníaco

Nombre químico: **Amoníaco**

Nombre común: **Amoníaco anhidro**

Fórmula: **NH₃**

Peso Molecular: **17,03**

Calidad Comercial: **99,5 % de NH₃**

Calidad para refrigeración: **99,95 % de NH₃**

Densidad: **0,7714 kg/m³(gas a 0°C y 1 atm)**

Presión crítica: **113 atm.**

Temperatura crítica: **132,4°C**

En la tabla 4 se muestra las características del estado físicas y técnicas del amoniaco.

Tabla 4
Estado físico del amoniaco

Estado Físico	Líquido	Gaseoso
Límites de explosividad (% en volumen de aire) LEL/HEL	-	16/25
Temperatura de autoignición	-	651°C
Punto de Fusión	-77,75 °C	-
Punto de ebullición	-33,35 °C	-
Densidad (kg/l a 15,6°C)	0,6107	-
Densidad (kg/l a -33,35°C y 1 Atm)	0,6819	-
Densidad de vapor (aire = 1)(0°C y 1 Atm)	-	0,697
Presión de vapor absoluta	4,4 bar a 0°C 8,7 bar a 20°C 20,7 bar a 50°C	-
Calor de vaporización	357 Kcal/kg	-
Olor	Pungente	Pungente
Color	Incoloro	Incoloro
Sensibilidad a la luz	No	No
Afinidad por el agua	Sí	Sí
Corrosividad	Corrosivo para el cobre y superficies y sus aleaciones galvanizadas	

Fuente: (Ulloa, 2012)

2.6. Materiales termoaislantes

El calor puede transferirse por conducción, por convección o por radiación, o por una combinación de los tres modos. Un material termoaislante es aquel que posee baja conductividad térmica y evita la pérdida o ganancia de calor de un equipo determinado (v.g. horno, caldera, refrigerador, entre otros) (RATSA, 2011).

El calor siempre se mueve de las zonas más calientes a las más frías buscando el equilibrio, pero cuanto mayor es la diferencia de temperatura, más rápidamente fluye

el calor hacia la zona más fría. Las principales propiedades de los materiales termoaislantes son la Resistencia Térmica (representa la capacidad del material de oponerse al flujo del calor) y la Conductividad Térmica (mide la capacidad de conducción de calor) (Salve, 2011).

2.6.1. Clasificación de materiales termoaislantes

Los aislantes térmicos se pueden clasificar, de acuerdo a su forma y composición, de la siguiente manera:

- Aislantes térmicos de fibras minerales
- Aislantes térmicos granulares
- Aislantes térmicos celulares

a. Aislantes térmicos de fibras minerales

Materiales procesados a partir del estado de fusión de roca, escoria o vidrio, y convertidos a fibra con un procedimiento de centrifugación a alta velocidad, o a través de dados de estirado o la combinación de ambos. Las fibras están distribuidas de modo multidireccional y dividen finamente el espacio de aire. Pueden o no estar unidas entre sí. Los termoaislantes fibrosos más usados son la lana de escoria, de roca, fibra de vidrio y la fibra cerámica (refractario).

a1. Lana de Escoria / Lana de Roca

Es un termoaislante hecho a partir del estado de fusión de roca tipo basáltica o semejante, escorias de fundición, materiales con alto contenido de alúmina – silicatos. Se presenta en dos formas:

- **Con aceites minerales:** Colchoneta armada con metal desplegado y tela hexagonal. Temperatura máxima de operación: 650 °C (1 200 °F).
- **Con aglutinantes orgánicos:** Medias cañas, Placas rígidas y semirrígidas. Temperatura máxima de operación: 650 °C (1 200 °F) y 1 037 °C (°F).

a2. Fibra de vidrio

Es un termoaislante hecho a partir del estado de fusión de vidrio. Se presenta en las siguientes formas:

- **Con aceites minerales:** Colchoneta tipo I, II y III. Temperatura máxima de operación: 538 °C (1 000 °F).
- **Con aglutinantes orgánicos:** Medias cañas, Placas rígidas, Rollos. Temperatura máxima de operación: 538 °C (1 000 °F) (RATSA, 2011).

2.7. Mecanismos de transferencia de calor

La transferencia de energía como calor siempre se produce del medio que tiene la temperatura más elevada hacia el de temperatura más baja, y la transferencia de calor se detiene cuando los dos medios alcanzan la misma temperatura. El calor se puede transferir en tres modos diferentes: conducción, convección y radiación. Todos los modos de transferencia de calor requieren la existencia de una diferencia de temperatura y todos ellos ocurren del medio que posee la temperatura más elevada hacia uno de temperatura más baja (Cengel & Boles, 2011, pág. 17).

a. Conducción

La conducción es la transferencia de energía de las partículas más energéticas de una sustancia hacia las adyacentes menos energéticas, como resultado de interacciones entre esas partículas. La conducción puede tener lugar en los sólidos, líquidos o gases. En los gases y líquidos la conducción se debe a las colisiones y a la difusión de las moléculas durante su movimiento aleatorio. En los sólidos se debe a la combinación de las vibraciones de las moléculas en una red y al transporte de energía por parte de los electrones libres.

$$\dot{Q} = kA \frac{T_1 - T_2}{\Delta x} \quad \text{Ec. 1}$$

Donde:

\dot{Q} : Calor absorbido (W).

k: Conductividad térmica $\left(\frac{W}{m^{\circ}K}\right)$.

A: Área de transferencia de calor (m^2).

Δx : Espesor (m).

a1. Difusividad térmica

Es la propiedad de los materiales que sirve para el análisis de la conducción del calor en régimen transitorio, representa cuán rápido se difunde el calor por un material.

$$\alpha = \frac{k}{\rho C_p} \quad \text{Ec. 2}$$

Donde:

C_p : Calor específico $\left(\frac{KJ}{kg^{\circ}K}\right)$.

α : Difusividad térmica $\left(\frac{m^2}{seg}\right)$.

ρ : Densidad $\left(\frac{kg}{m^3}\right)$

b. Convección

La convección es el modo de transferencia de energía entre una superficie sólida y el líquido o gas adyacente que está en movimiento y comprende los efectos combinados de la conducción y el movimiento de fluidos. La transferencia de calor por convección es proporcional a la diferencia de temperatura y se expresa mediante la ley de Newton del enfriamiento como:

$$\dot{Q}_{conv} = A h_e \Delta t_{ml} \quad \text{Ec. 3}$$

Donde:

Q: Cantidad de calor absorbida (W).

h_e : Coeficiente de transferencia de calor por convección $\left(\frac{W}{m^2\text{°K}}\right)$.

A: Área de transferencia de calor (m^2).

Δt_{ml} : Diferencia de temperatura (°K).

c. Radiación

La radiación es la energía emitida por la materia en forma de ondas electromagnéticas como resultado de los cambios en las configuraciones electrónicas de los átomos o moléculas. A diferencia de la conducción y la convección, la transferencia de calor por radiación no requiere la presencia de un medio interventor. La razón máxima de la radiación que se puede emitir desde una superficie a una temperatura termodinámica (T_s) es expresada por la ley de Stefan – Boltzmann como (Cengel & Boles, 2011, págs. 18-28):

$$Q_{\max} = \sigma A_s T_s^4 \quad \text{Ec. 4}$$

Donde:

Q_{\max} : Cantidad de calor absorbida máxima (W).

σ : Absortividad $\left(\frac{W}{m^2\text{°K}^4}\right)$.

A_s : Área superficial (m^2).

2.8. La radiación solar

La energía del Sol llega a la Tierra en forma de ondas electromagnéticas que se propagan en todas direcciones. Las ondas electromagnéticas se caracterizan por la frecuencia con que la onda se repite completamente por unidad de tiempo. La frecuencia se mide en hercios (Hz) y cuanto mayor sea ésta o mayor sea el número de oscilaciones, mayor es la cantidad de energía transportada por la onda.

La longitud de onda λ es el cociente entre la velocidad de la luz ($c= 3 \times 10^8 \text{m/s}$) y la frecuencia. De este modo, cuanto más pequeña sea la longitud de onda más grande será la frecuencia y más energía transportará (AVEN, 2009).

- **La constante solar**

La constante solar es la intensidad del flujo de radiación solar que incide sobre una unidad de superficie en un plano tangente a la esfera imaginaria formada por la capa externa de la atmósfera (ver figura 7). El valor de la constante solar es de $1,367 \text{ W/m}^2$.

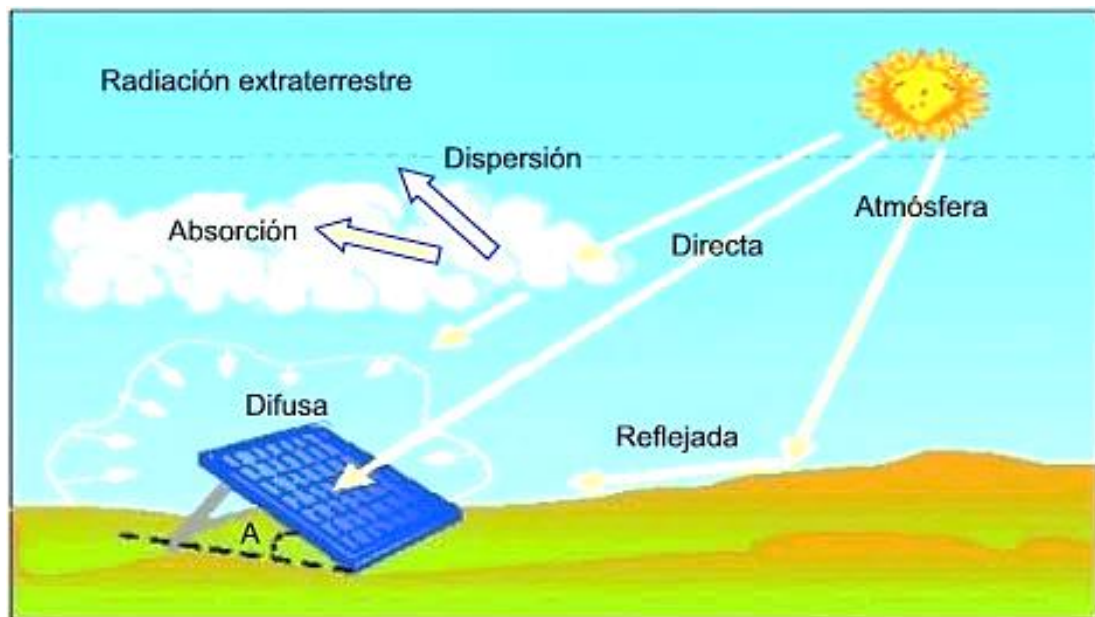


Figura 7: Interacción de la radiación solar con la atmósfera

Fuente: (AVEN, 2009)

Para definir la energía solar que llega a una superficie se usan las siguientes magnitudes:

- **Irradiancia (I):** Potencia solar incidente por unidad de superficie sobre un plano dado. Se expresa en W/m^2 .
- **Irradiación (E):** Energía incidente por unidad de superficie sobre un plano dado, obtenida por integración de la irradiancia durante un intervalo de tiempo dado, normalmente una hora o un día. Se expresa en MJ/m^2 . o kWh/m^2 .

2.8.1. Rendimiento de los captadores solares

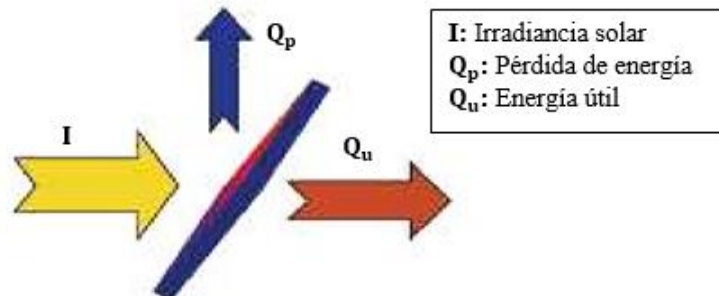


Figura 8: Balance energético de un captador solar

Fuente: (AVEN, 2009)

Se define el rendimiento de un captador como la relación entre la potencia útil extraída del absorbedor y la radiación solar interceptada por el captador (ver figura 8) (AVEN, 2009).

$$\eta = \frac{q_u}{A \cdot I} \quad \text{Ec. 5}$$

Donde:

A: Es la superficie del captador (m^2).

I: Es la Irradiancia solar (W/m^2).

η : Rendimiento.

q_u : Potencia útil (W).

2.8.2. La primera ley de la termodinámica

La primera ley de la termodinámica, conocida también como el principio de conservación de la energía, brinda una base sólida para estudiar las relaciones entre las diversas formas de interacción de energía. A partir de observaciones experimentales, la primera ley de la termodinámica establece que la energía no se puede crear ni destruir durante un proceso; sólo puede cambiar de forma. Por lo tanto, cada cantidad de energía por pequeña que sea debe justificarse durante un proceso (Cengel & Boles, 2012, pág. 2).

a. Balance de energía

De acuerdo con el análisis anterior, el principio de conservación de la energía se expresa como: el cambio neto (aumento o disminución) de la energía total del sistema durante un proceso es igual a la diferencia entre la energía total que entra y la energía total que sale del sistema durante el proceso.

$$\left(\begin{array}{c} \text{Energía total que} \\ \text{entra al sistema} \end{array} \right) - \left(\begin{array}{c} \text{Energía total que} \\ \text{sale del sistema} \end{array} \right) = \left(\begin{array}{c} \text{Cambio en la energía} \\ \text{total del sistema} \end{array} \right)$$

$$E_{\text{entrada}} - E_{\text{salida}} = \Delta E_{\text{sistema}} \quad \text{Ec. 6}$$

b. Coeficiente de desempeño (COP)

La eficiencia de un refrigerador se expresa en términos del coeficiente de desempeño (COP, coefficient of performance), el cual se denota mediante COP_R . El objetivo de un refrigerador es remover calor (Q_L) del espacio refrigerado (ver figura 9). Para lograr este objetivo, se requiere una entrada de trabajo de $W_{\text{neto, entrada}}$. Entonces, el COP de un refrigerador se puede expresar como:

$$COP_R = \frac{\text{Salida deseada}}{\text{Entrada requerida}} = \frac{Q_L}{W_{\text{neto, entrada}}} \quad \text{Ec. 7}$$

El principio de conservación de la energía para un dispositivo cíclico requiere que:

$$W_{\text{neto, entrada}} = Q_H - Q_L \quad \text{Ec. 8}$$

Entonces, la relación del COP se convierte en:

$$COP_R = \frac{Q_L}{Q_H - Q_L} = \frac{1}{\frac{Q_H}{Q_L} - 1} \quad \text{Ec. 9}$$

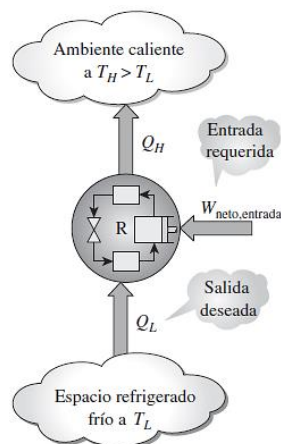


Figura 9: Esquema de un refrigerador
Fuente: (Cengel & Boles, 2012, pág. 284)

c. Rendimiento teórico de una máquina de absorción

El coeficiente performance teórico para el equipo, se lo determina relacionando el calor que se pretende extraer o carga térmica, con el calor que debe ser suministrado por el colector solar (ver figura 10). En la primera máquina térmica se cumplirá que la relación trabajo-calor está determinada por el efecto de Carnot:

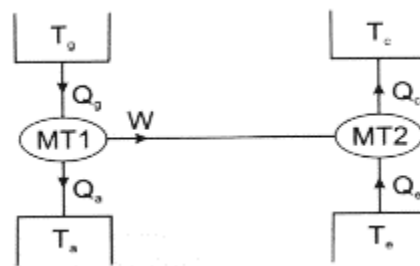


Figura 10: Simulación de una máquina de absorción
Fuente: (Jutglar & Miranda, 2008)

$$\frac{|W|}{|Q_G|} = \frac{T_G - T_A}{T_G} \quad \text{Ec. 10}$$

En la maquina térmica invertida, análogicamente:

$$\frac{|Q_E|}{|W|} = \frac{T_E}{T_C - T_E} \quad \text{Ec. 11}$$

De la combinación de la Ec. 10 y Ec. 11 puede obtenerse la relación $|Q_E|/|Q_G|$ que es el COP de la esquina de refrigeración.

$$\text{COP} = \frac{|Q_E|}{|Q_G|} = \frac{T_E(T_G - T_A)}{T_G(T_C - T_E)} \quad \text{Ec. 12}$$

Esta relación marca el límite máximo que podemos alcanzar con una determinada máquina de absorción (Cengel & Boles, 2012; Bértiz & Álvarez, 2008).

Donde:

T_G : Es la temperatura del generador ($^{\circ}\text{C}$).

T_A : Es la temperatura del absorbedor ($^{\circ}\text{C}$).

T_C : Es la temperatura del condensador ($^{\circ}\text{C}$).

T_E : Es la temperatura del evaporador ($^{\circ}\text{C}$).

T_C : Es la temperatura del condensador ($^{\circ}\text{C}$).

$|Q_G|$: Es el calor suministrado al generador (W).

$|Q_E|$: Es el calor extraído a la carga en el evaporador (W).

2.9. Intercambiadores de calor

Como su nombre indica, los intercambiadores de calor son dispositivos donde dos corrientes de fluido en movimiento intercambian calor sin mezclado. Los intercambiadores de calor se usan ampliamente en varias industrias y su diseño es variado. El principio de conservación de la masa para un intercambiador de calor que opera de forma estacionaria requiere que la suma de los flujos másicos de entrada sea igual a la suma de los flujos másicos que salen. Este principio se puede expresar también como sigue: en operación estacionaria, el flujo másico de cada corriente de fluido que fluye por un intercambiador de calor permanece constante.

Los intercambiadores de calor comúnmente no tienen que ver con interacciones de trabajo ($w=0$) y los cambios de energía cinética y potencial son insignificantes ($\Delta_{ec} \cong 0, \Delta_{ep} \cong 0$) para cada corriente de fluido. La tasa de transferencia de calor relacionada con los intercambiadores de calor depende de cómo se selecciona el

volumen de control. Los intercambiadores de calor están diseñados para transferencia de calor entre dos fluidos dentro del dispositivo, por lo que normalmente la coraza externa está bien aislada para evitar cualquier pérdida de calor hacia el medio circundante como se muestra en la figura 11 (Cengel & Boles, 2011, págs. 630-631).

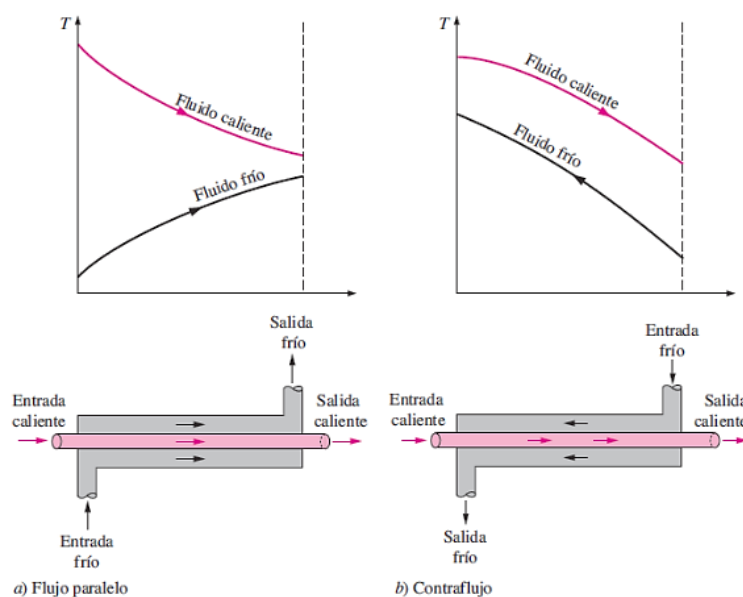


Figura 11: Régimen de flujo y perfiles asociados al intercambiador de calor
Fuente: (Cengel & Boles, 2011, pág. 630)

2.9.1. El coeficiente total de transferencia de calor

Por lo común un intercambiador de calor está relacionado con dos fluidos que fluyen separados por una pared sólida. En primer lugar, el calor se transfiere del fluido caliente hacia la pared por convección, después a través de la pared por conducción y, por último, de la pared hacia el fluido frío de nuevo por convección. Cualquier efecto de la radiación suelen incluirse en los coeficientes de transferencia de calor por convección.

2.10. Transferencia de calor desde superficies con aletas

Existen dos maneras de incrementar la razón de la transferencia de calor: aumentado el coeficiente de transferencia de calor por convección (h_e), o aumentado el área superficial (A_s). El aumento de h_e puede requerir la instalación de una bomba

o un ventilador, por esta razón la alternativa más económica es aumentar el área superficial agregando superficies extendidas llamadas aletas. Las superficies con aletas son de uso común en la práctica para mejorar la transferencia de calor y a menudo incrementar la razón de esa transferencia desde una superficie varias veces.

2.10.1. Eficiencia de la aleta

Considere la superficie de una pared plana que está a la temperatura de la superficie base y la temperatura expuesta al medio. El calor se pierde de la superficie hacia el medio circundante por convección. Para una aleta de área constante la transferencia de calor se realiza desde la superficie a la aleta por conducción y de la aleta al medio circundante por convección. Como se muestra en la figura 12.

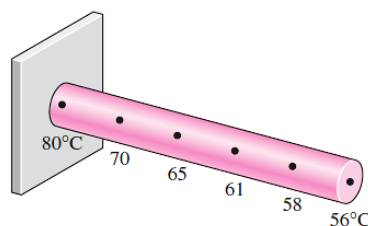


Figura 12: Distribución real de la temperatura en una aleta

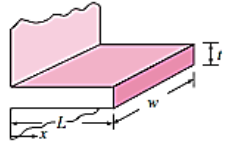
Fuente: (Cengel & Boles, 2011, pág. 169)

Sin embargo en realidad la temperatura de la aleta cae a lo largo de ella por lo tanto, la transferencia de calor desde la misma será menor debido a la diferencia decreciente en la temperatura. Para considerar este efecto la eficiencia de la aleta se define en la siguiente expresión.

$$\eta_{\text{aleta}} = \frac{Q_{\text{aleta}}}{Q_{\text{aleta,max}}} \quad \text{Ec. 13}$$

Se han desarrollado relaciones para la eficiencia de las aletas de diversos perfiles, en la tabla 5 se da una lista para diferentes configuraciones de perfil uniforme que se utilizan en forma general (Cengel & Boles, 2011, págs. 163-172).

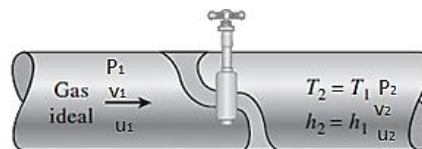
Tabla 5**Eficiencia del área superficial de configuraciones comunes de aletas**

Aletas rectangulares rectas		
$m = \sqrt{2h/kt}$ $L_c = L + t/2$ $A_{\text{aletas}} = 2wL_c$	$\eta_{\text{aletas}} = \frac{\tanh mL_c}{mL_c}$	

Fuente: (Cengel & Boles, 2011, pág. 170)

2.11. Válvulas de estrangulación

Las válvulas de estrangulamiento son dispositivos de diferentes tipos que restringen el flujo de un fluido provocando una caída relevante de presión. La caída de presión en el fluido suele ir acompañada de una gran disminución de temperatura, por esa razón los dispositivos de estrangulamiento son de uso común en aplicaciones de refrigeración y acondicionamiento de aire. La magnitud de la caída de temperatura durante un proceso de estrangulamiento se rige por una propiedad llamada coeficiente de Joule – Thomson (ver figura 13).

**Figura 13: Válvula de estrangulamiento**

Fuente: (Cengel & Boles, 2012, pág. 239)

Las válvulas de estrangulamiento son por lo regular dispositivos pequeños, y se puede suponer que el flujo por ellos es adiabático ($q \cong 0$) puesto que no hay suficiente tiempo ni área suficientemente grande para que ocurra alguna transferencia de calor efectiva. Tampoco se realiza trabajo ($w=0$), y el cambio en la energía potencial es muy pequeña ($\Delta_{ep} \cong 0$). Aun cuando la velocidad de salida sea con frecuencia considerablemente mayor que la velocidad de entrada, en muchos casos el incremento de energía cinética es insignificante ($\Delta_{ec} \cong 0$). Por lo tanto la ecuación de conservación de la energía para este dispositivo de flujo estacionario de una sola corriente se reduce a (Cengel & Boles, 2012, pág. 239):

$$h_2 \cong h_1 \quad \text{Ec. 14}$$

Es decir, los valores de entalpía en la entrada y la salida de una válvula de estrangulamiento son los mismos. Sin embargo para dispositivos de estrangulamiento con grandes áreas de superficie expuestas como en los tubos capilares, la transferencia de calor podría ser importante. Para comprender mejor se utiliza la siguiente ecuación:

$$u_1 + P_1 v_1 = u_2 + P_2 v_2 \quad \text{Ec. 15}$$

Donde:

u: Energía interna $\left(\frac{\text{KJ}}{\text{kg}}\right)$.

P: Presión (kPa).

v: Volumen específico $\left(\frac{\text{m}^3}{\text{kg}}\right)$.

2.12. Propiedades de la mezcla de $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$

Las mezclas $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ constituyen un sistema multicomponente con dos fases y dos componentes, aplicando la regla de Gibbs (Jutglar & Miranda, 2008).

$$f + g = C + 2 \quad \text{Ec. 16}$$

Donde:

f: Es el número de fases.

g: Los grados de libertad.

C: Los componentes (Jutglar & Miranda, 2008).

- **Flujo másico**

Es la cantidad de masa que fluye por una sección transversal por unidad de tiempo y se relaciona con el flujo volumétrico (ver figura 14).

$$\dot{m} = \rho \dot{V} = \rho A_C V_{\text{prom}} \quad \text{Ec. 17}$$

$$\dot{E} = \dot{m}e$$

Ec. 18

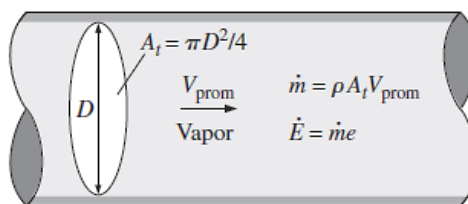


Figura 14: Tasas de flujo de masa y energía asociadas a un flujo de vapor.

Fuente: (Cengel & Boles, 2012)

Donde:

\dot{m} : Flujo másico $\left(\frac{\text{kg}}{\text{s}}\right)$.

\dot{V} : Flujo volumétrico $\left(\frac{\text{m}^3}{\text{s}}\right)$.

\dot{E} : Flujo de energía (kW).

ρ : Densidad $\left(\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}\right)$.

e : Energía $\left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}\right)$.

- **Entalpía**

Es la combinación de $u + Pv$, en donde el término Pv representa la energía de flujo del fluido (también llamada trabajo de flujo), que es la energía necesaria para empujar un fluido y mantener el flujo.

$$h = u + Pv$$

Ec. 19

Donde:

h : Entalpía $\left(\frac{\text{KJ}}{\text{kg}}\right)$.

v : Volumen específico $\left(\frac{\text{m}^3}{\text{kg}}\right)$.

P : Presión (kPa).

u : Energía interna $\left(\frac{\text{KJ}}{\text{kg}}\right)$.

- **Calor específico**

Es la energía requerida para elevar un grado la temperatura de una sustancia.

- **Temperatura de película**

Es el promedio aritmético de las temperaturas de la superficie y del flujo libre. De esta forma se supone que las propiedades del fluido se mantienen constantes en esos valores a lo largo de todo el fluido.

$$T_f = \frac{T_s + T_\infty}{2} \quad \text{Ec. 20}$$

Donde:

T_f : Temperatura de película (°C).

T_s : Temperatura de superficie (°C).

T_∞ : Temperatura de de flujo libre (°C).

- **La densidad**

Se define como la masa por unidad de volumen.

$$\rho = \frac{m}{v} \quad \text{Ec. 21}$$

Donde:

ρ : Cantidad de calor latente (kg/m³).

m : Masa (kg).

V : Volumene (m³).

- **Volumen específico**

Es el recíproco de la densidad (v), que se define como el volumen por unidad de masa, es decir (Cengel & Boles, 2012).

$$v = \frac{V}{m} = \frac{1}{\rho} \quad \text{Ec. 22}$$

Donde:

v: Cantidad de calor latente ($\frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$).

m: Masa (kg).

V: Volumene (m^3).

2.12.1. Diagrama de propiedades termodinámicas del fluido de trabajo

El rendimiento y la eficiencia de los ciclos reversibles son independientes de las propiedades de cualquier fluido de trabajo. Sin embargo el rendimiento y la eficiencia de una máquina real se determinan en gran medida por las propiedades de los fluidos de trabajo. Tanto el primer coste y el coste de funcionamiento de un sistema de absorción son fuertemente dependientes de las propiedades del fluido de trabajo.

Cuando se diseña un sistema de absorción las variables termodinámicas más importantes a considerarse son: Presión, la temperatura, la fracción de masa, entalpía, volumen específico y entropía. Para determinar estas propiedades se utilizan diagramas que muestran dos variables sobre sus ejes y otras variables como conjuntos de curvas de propiedades constantes como isobaras e isotermas. Por lo general se utilizan, $T - s$, $h - s$ para los cálculos de diseño de ciclos con fluidos puros. Sin embargo, en los procesos de absorción la variable adicional, la composición debe ser considerada.

Desde el punto de vista termodinámico, una mezcla de dos componentes posee un grado de libertad adicional en comparación con un fluido puro, cuya propiedad es la fracción de masa. La fracción de masa se puede definir de diferentes maneras, incluyendo fracción molar, concentración, etc (Herold, Radermacher, & Klein, 1996). La fracción de masa se define como:

$$x = \frac{\text{masa de un componente [Kg]}}{\text{masa total de los componentes [Kg]}} \quad \text{Ec. 23}$$

Aclarando que el refrigerante (NH_3) es la masa del un componente y la masa total es la suma del refrigerante más el absorbedor ($\text{NH}_3 + \text{H}_2\text{O}$). Por ejemplo en la figura 15 se muestra la fracción de masa y las entalpias a diferentes presiones y temperaturas, por ejemplo a una concentración de 0.4 y una presión de 40 con una temperatura de 220°C , se tiene una entalpia de 490 kJ/kg .

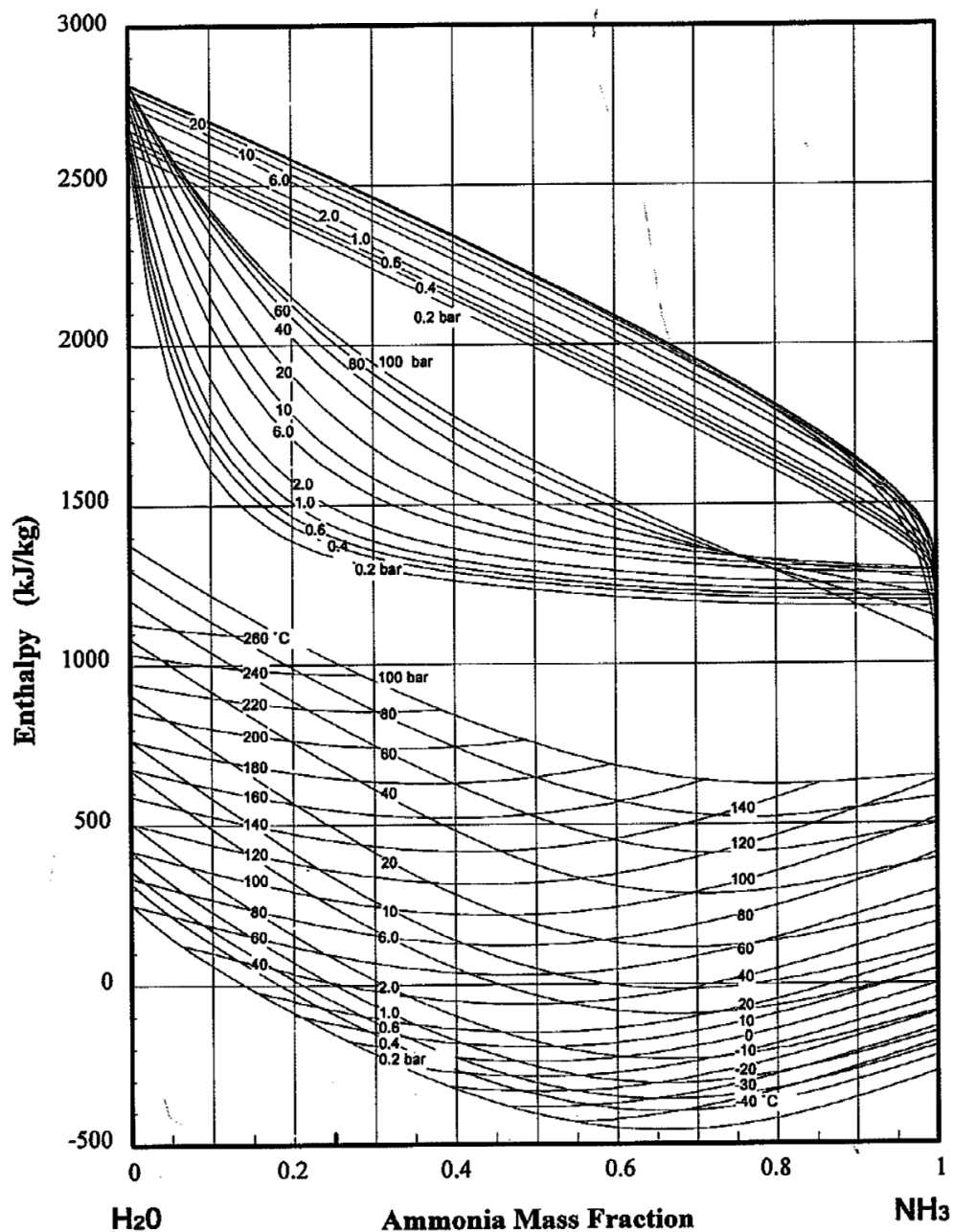


Figura 15: Diagrama de concentración para amoníaco/agua

Fuente: (Herold, Radermacher, & Klein, 1996)

2.13. Cámara frigorífica

Un aspecto muy importante en las cámara de frigorífica es la determinación de la carga térmica y el aporte de calor a través de las paredes, por esta razón es importante determinar el espesor de cada pared y el aislamiento que se va a utilizar para garantizar la mínima ganancia de calor.

- **La carga térmica**

La carga térmica en un sistema de refrigeración es determinada por el aporte de varias fuentes de calor que contribuyen al sistema.

$$Q = C_p m (T_e - T_F) \quad \text{Ec. 24}$$

Donde:

T_e : Temperatura de entrada del producto ($^{\circ}\text{C}$).

T_F : Temperatura final del producto sin llegar a congelarse ($^{\circ}\text{C}$).

Q : Cantidad de energía térmica sensible (kJ).

c_p : Calor específico $\left(\frac{\text{JK}}{\text{kg } ^{\circ}\text{C}}\right)$.

- **Capacidad frigorífica.**

Es la cantidad de calor que se pretende absorber de la cámara frigorífica que varía de acuerdo a las condiciones de funcionamiento (Jutglar & Miranda, 2008).

$$Q = U * A * \Delta t_{m1} \quad \text{Ec. 25}$$

Donde:

Q : Cantidad de calor absorbida (W).

U : Coeficiente global de transferencia de calor $\left(\frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}}\right)$.

A : Área de transferencia de calor (m^2).

Δt_{ml} : Temperatura media logarítmica (°C).

2.13.1. Tipos de aislantes térmicos

Entre todos los aislantes (ver tabla 6) disponibles deberá escogerse el que mejor se adapte a las condiciones concretas del lugar y régimen de trabajo de la cámara frigorífica, para ello se tendrá en cuenta los siguientes criterios (Jutglar & Miranda, 2008). Para la determinación del espesor del aislamiento se debe utilizar los métodos de transferencia de calor por: conducción, convección y radiación.

Tabla 6
Propiedades de los aislantes utilizados en instalaciones frigoríficas

Material (1 m ²)	Espesor (mm)	Peso (kg)	Conductividad (W/m.k)
Lana de Vidrio	100	2,55	0,035
Aglomerado de Corcho	100	11,00	0,045
Lana de Roca	100	12,05	0,037
Fibra de Algodón	100	2,5	0,039
Espuma de Poliuretano	100	10,00	0,023
Lana de Cáñamo	100	3,10	0,042
Panel de celulosa	100	23,00	0,039
Poliestireno Extruido	100	1,00	0,036
Fibras de madera	100	0,40	0,06

Fuente: (Mimbrea, 2013)

2.13.2. Convección natural

En varias aplicaciones la convección natural es considerada como el mecanismo principal de transferencia de calor, como el los electrodomésticos, líneas de transmisión y los seres humanos. La convección natural es eficaz en el calentamiento de superficies frías en un ambiente más caliente, como lo es en el enfriamiento de superficies calientes en un ambiente más frío. La variable principal en el proceso de convección natural es la temperatura.

a. Convección natural sobre superficies

La transferencia de calor sobre una superficie depende de la configuración y su orientación. También depende de la variación de la temperatura sobre la superficie y de las propiedades termofísicas del fluido de trabajo. Pero las complejidades del movimiento del fluido hacen que sea difícil obtener relaciones analíticas para la transferencia de calor. Mediante diversos experimentos se han logrado obtener correlaciones empíricas sencillas para el número promedio de Nusselt.

$$Nu = \frac{hL_c}{k} = C(G_{rL}P_r)^n = CR_{aL}^n \quad \text{Ec. 26}$$

Donde:

R_{aL} : Número de Rayleigh.

L_c : Longitud característica (m).

G_{rL} : Número de Grashof.

P_r : Número de Prandtl.

$C - n$: Son constantes que depende de la configuración geométrica.

h : Coeficiente promedio de transferencia de calor sobre la superficie $\left(\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}\right)$.

• Número de Rayleigh

Se considera como la razón de fuerzas de flotabilidad, las difusividades térmicas y la cantidad de movimiento.

$$R_{aL} = G_{rL}P_r = \frac{g\beta(T_s - T_\infty)L_c^3}{\nu\alpha} \quad \text{Ec. 27}$$

Donde:

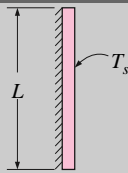
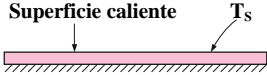
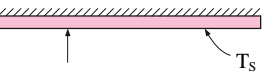
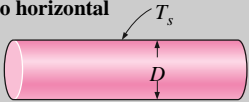
g : Aceleración gravitacional.

ν : Viscosidad del fluido.

α : Difusividad térmica.

En la tabla 7 se muestran configuraciones geométricas simples para el número de Nusselt (Cengel & Boles, 2011, págs. 525-529), se indican las longitudes características de las configuraciones y los intervalos del número de Rayleigh.

Tabla 7
Correlaciones empíricas del número promedio de Nusselt para convección natural sobre superficies

Configuración geométrica	Longitud característica L_c	Intervalo de Ra	Número de Nusselt Nu
 <p>Placa vertical</p>	L	$10^4 - 10^9$ $10^{10} - 10^{13}$ Todo el intervalo	$Nu = 0.59 Ra_L^{1/4}$ $Nu = 0.1 Ra_L^{1/3}$ $Nu = \left\{ 0.825 + \frac{0.387 Ra_L^{1/6}}{[1 + (0.492/Pr)^{9/16}]^{8/27}} \right\}^2$
<p>Placa horizontal (Área superficial A y perímetro p)</p> <p>a) Superficie superior de una placa caliente (o superficie inferior de una placa fría)</p>  <p>Superficie caliente T_s</p> <p>b) Superficie inferior de una placa caliente (o superficie superior de una placa fría)</p>  <p>Superficie caliente T_s</p>	A_s/p	$10^4 - 10^7$ $10^7 - 10^{11}$ $10^5 - 10^{11}$	$Nu = 0.54 Ra_L^{1/4}$ $Nu = 0.15 Ra_L^{1/3}$ $Nu = 0.27 Ra_L^{1/4}$
 <p>Cilindro horizontal</p>	D	$Ra_D \leq 10^{12}$	$Nu = \left\{ 0.6 + \frac{0.387 Ra_D^{1/6}}{[1 + (0.559/Pr)^{9/16}]^{8/27}} \right\}^2$

Fuente: (Cengel & Boles, 2011, pág. 528)

CAPÍTULO III

3. DISEÑO Y SELECCIÓN DE LOS COMPONENTES DEL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN

3.1. Introducción

El sistema de refrigeración por absorción que se va diseñar utiliza una solución de amoníaco – agua que tiene un periodo de funcionamiento de 8 horas (Tapia, 2008), diarias como máximo, mientras se cuente con el recurso energético (radiación solar) para producir frío, la carga térmica en la cámara de refrigeración es de 7,5 kg (Frutas y Verduras) con una temperatura inicial de 19 °C y una temperatura final de 6 °C (Totaline, 2003). La energía eléctrica que se va utilizar es mínima para su funcionamiento a diferencia de los sistemas de refrigeración por compresión.

3.2. Condiciones preliminares del diseño

Es importante antes de empezar el diseño determinar las condiciones a las cuales el sistema de refrigeración pueda a operar y sean las más adecuadas para aprovechar la energía solar durante las horas hábiles del día, para que pueda satisfacer las condiciones de temperatura que se requieren para la conservación de alimentos.

3.2.1. Condiciones de diseño:

- Aplicación: Frutas y verduras
- Temperatura que se requiere para la conservación: 42,8°F → (6°C)
- Temperatura ambiente: 68°F → (20°C) (Freemeteo, 2007)
- Diferencia de temperaturas: 25,8°F → (14°C)
- Carga del producto: 16,5 lb → 7,5 litros

3.2.2. Determinación de la carga de refrigeración

- **Carga de transmisión por paredes**

Cálculo de la superficie de las paredes de transmisión de calor. Dimensiones de la cámara de refrigeración:

- Largo (a): 0.25 m
- Ancho (b): 0.3 m
- Altura (c): 0.20 m

$$S = 2[(a * b) + (b * c) + (a * c)]$$

$$S = 4 \text{ ft}^2 \rightarrow (0,37 \text{ m}^2)$$

Del anexo A-1 se determina los factores de ganancia de transmisión de calor para una temperatura de 42,8°F y un coeficiente global de transferencia de calor de 0,03 para espuma de poliuretano (Interpolando):

$$U = 30,38 \frac{\text{BTU}}{\text{ft}^2 * \text{día}} \rightarrow \left(8,90 \times 10^{-3} \frac{\text{Kwh}}{\text{día}}\right)$$

Cálculo de carga por transmisión de paredes:

$$Q = A * U$$

$$Q = 4 \text{ ft}^2 * 30,38 \frac{\text{BTU}}{\text{ft}^2}$$

$$Q = 123,28 \frac{\text{BTU}}{\text{día}} \rightarrow \left(36,12 \times 10^{-3} \frac{\text{Kwh}}{\text{día}}\right)$$

- **Carga del producto**

Del anexo A-2 se determina el calor específico del aire: $0,72 \frac{\text{BTU}}{\text{lb} * ^\circ\text{F}}$

$$Q = m * c_p * \Delta T$$

$$Q = (16,5 \text{ lb}) * \left(0,72 \frac{\text{BTU}}{\text{lb} * ^\circ\text{F}}\right) * (42,8^\circ\text{F})$$

$$Q = 508,46 \frac{\text{BTU}}{\text{día}} \rightarrow \left(0,149 \frac{\text{Kwh}}{\text{día}}\right)$$

- **Carga total de refrigeración**

$$Q_T = 123,28 + 508,46$$

$$Q_T = 631,74 \frac{\text{BTU}}{\text{día}} \rightarrow \left(0,184 \frac{\text{Kwh}}{\text{día}}\right)$$

Se considera un factor de seguridad del 10% para considerar la mínima omisión (BOHN, 2005).

$$Q_T = 694,91 \frac{\text{BTU}}{\text{día}} \rightarrow \left(0,203 \frac{\text{Kwh}}{\text{día}}\right)$$

Para un periodo de funcionamiento del sistema de refrigeración es de 8 horas (Tapia, 2008) se tiene:

$$Q_T = 86,86 \frac{\text{BTU}}{\text{hr}} = 25 \text{ W}$$

Con este resultado se determina que el evaporador que se va a utilizar debe tener una capacidad de 25 vatios o 0,0072 tonelada de refrigerante (TR) para la extracción de carga térmica.

3.3. Diseño termodinámico

El diseño termodinámico es importante para determinar las propiedades térmicas que se involucran en el sistema de refrigeración. Es por eso que mediante los parámetros que se tiene se definen a continuación algunas de ellas:

- Temperatura en el evaporador: 6°C
- Temperatura en el absorbedor: 20°C
- Temperatura en el generador: 75°C
- La concentración que se va a utilizar en el absorbedor es de 0,45 en solución de amoníaco – agua que se determina en el anexo A-8 y a la salida del generador se tiene una concentración de 0,93 en solución diluida que se determinan a través del anexo A-10, mediante la temperatura y presión en ese punto del sistema de refrigeración. Dando esta concentración para una temperatura de 100°C y una presión de 10 bares (145 psi) en el generador.
- La concentración a la salida del rectificador el amoníaco es purificado por lo tanto se considera una concentración de 0,995. La concentración que retorna al absorbedor es de 0,2 debido a que no existe un calentamiento uniforme en el generador (Herold, Radermacher, & Klein, 1996).

Para determinar las propiedades termodinámicas que hacen falta se utiliza el diagrama de equilibrio agua – amoníaco, el cual se emplea para determinar a lo largo del ciclo termodinámico las propiedades de la mezcla a diferentes concentraciones para facilitar el balance energético. Considerando una temperatura ambiente de 20°C se establece la presión de trabajo a 8,5 bares (123 psi) en el anexo A-3 pero para asegurarse que el sistema trabaje a las temperaturas deseadas se establece una presión de 10 bares (145 psi) en lado alta presión y el lado de baja presión se determina un valor de 2 bares (29 psi) mediante el anexo A-8.

En el anexo A-10 se muestran las entalpías a diferentes concentraciones, temperaturas, presiones y estados de fases (líquido, sólido y vapor). Utilizando el diagrama y con los parámetros establecidos anteriormente se determinan las entalpias para realizar el balance energético. Por ejemplo para determinar la entalpia a la salida del evaporador se necesita la presión y la concentración a la salida de evaporador, con estos datos se ingresa al diagrama de equilibrio y se determina un valor de $1330 \frac{\text{KJ}}{\text{kg}}$. Del mismo modo se determinan las entalpías restantes a lo largo de ciclo termodinámico.

3.3.1. Cálculos de flujos másicos del diseño termodinámico

Es importante conocer las corrientes de flujo en el sistema termodinámico para realizar el balance energético, mediante la figura 16 se observa el recorrido del flujo y con los datos obtenidos del diagrama de entalpía – concentración se realiza el balance de materia en el evaporador.

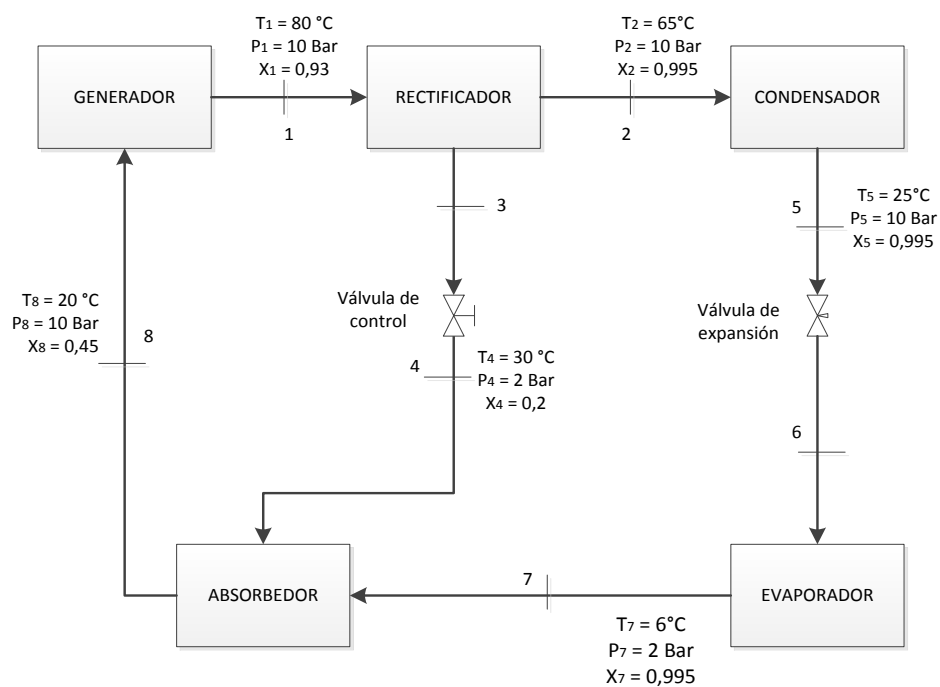


Figura 16: Diagrama termodinámico del ciclo de absorción $\text{NH}_3 - \text{H}_2\text{O}$

Realizando el balance se tiene:

$$Q_{\text{evp}} = m_7(h_7 - h_6)$$

$$m_7 = \frac{Q_{\text{evp}}}{(h_7 - h_6)}$$

$$m_7 = \frac{25}{(1330 - 130)} = 2,1 \times 10^{-5} \frac{\text{kg}}{\text{s}} = 0,021 \frac{\text{gr}}{\text{s}}$$

Para determinar los flujos másicos que todavía no son conocidos se realizan balances de energía, masa y concentración en los diferentes componentes del ciclo termodinámico.

- Balance de masas en el absorbedor

$$m_{\text{entra}} = m_{\text{sale}}$$

$$m_4 + m_7 = m_8$$

$$m_4 = m_8 - 0,021$$

- Balance de masas – concentración en el absorbedor

$$m_4 x_4 + m_7 x_7 = m_8 x_8$$

Sustituyendo m_4 :

$$(m_8 - 0,021)x_4 + m_7 x_7 = m_8 x_8$$

$$m_8 = \frac{0,021x_4 - m_7 x_7}{x_4 - x_8}$$

$$m_8 = 0,067 \frac{\text{gr}}{\text{s}}$$

Reemplazando m_8 :

$$m_4 = m_8 - 0,021 = 0,046 \frac{\text{gr}}{\text{s}}$$

- Balance de masas en el generador

$$m_1 = m_8 = 0,067 \frac{\text{gr}}{\text{s}}$$

- Balance de masas en el rectificador

$$m_1 = m_2 + m_3 = 0,067 \frac{\text{gr}}{\text{s}}$$

- Balance de masas en el condensador

$$m_2 = m_5 = 0,021 \frac{\text{gr}}{\text{s}}$$

- Balance de masas en el evaporador

$$m_6 = m_7 = 0,021 \frac{\text{gr}}{\text{s}}$$

3.3.2. Cálculo de calores absorbidos y rechazados

- Calor absorbido en el evaporador

$$m_6 h_6 + Q_{\text{evp}} = m_7 h_7$$

$$Q_{\text{evp}} = m_7 (h_7 - h_6) = 25 \text{ W}$$

- Calor rechazado en el absorbedor

$$m_7 h_7 + m_4 h_4 = m_8 h_8 + Q_{\text{AB}}$$

$$Q_{\text{AB}} = m_7 h_7 + m_4 h_4 - m_8 h_8 = 56,38 \text{ W}$$

- Calor absorbido en el generador

$$m_8 h_8 + Q_{\text{GEN}} = m_1 h_1$$

$$Q_{\text{GEN}} = m_1 h_1 - m_8 h_8 = 117,25 \text{ W}$$

- Calor rechazado en el condensador

$$m_5 h_5 + Q_{\text{Con}} = m_2 h_2$$

$$Q_{\text{Con}} = m_2 h_2 - m_5 h_5 = 24,57 \text{ W}$$

- Calor rechazado en el rectificador

$$m_2 h_2 + m_3 h_3 + Q_{\text{Rec}} = m_1 h_1$$

$$Q_{\text{Rec}} = m_1 h_1 - m_2 h_2 - m_3 h_3$$

$$Q_{\text{Rec}} = 61,31 \text{ W}$$

- Realizando el balance energético de todo el sistema

$$Q_{\text{evp}} + Q_{\text{GEN}} = Q_{\text{Con}} + Q_{\text{Rec}} + Q_{\text{AB}}$$

$$142,25 = 142,26$$

- Cálculo el coeficiente de operación: se define como la potencia de enfriamiento sobre la potencia de entrada de generación. Como resultado tenemos el COP teórico.

$$\text{COP} = \frac{Q_{\text{evp}}}{Q_{\text{GEN}}} = 0,2136$$

En la tabla 8 se muestra el resumen de los parámetros del diseño termodinámico de los elementos del sistema de refrigeración.

Tabla 8
Resumen de parámetros del diseño termodinámico

Estado	P (kPa)	Temp. (°C)	m (gr/s)	x NH ₃ /kg (kg)	h (KJ/kg)
1 Vapor saturado	1000	80	0,067	0,93	1600
2 Vapor saturado	1000	65	0,021	0,995	1290
3 Líquido saturado	1000	65	0,046	0,2	400
4 Líquido saturado	200	30	0,046	0,2	400
5 Líquido saturado	1000	25	0,021	0,995	120
6 Líquido saturado	200	-	0,021	0,995	120
7 Vapor saturado	200	6	0,021	0,995	1330
8 Líquido saturado	200	20	0,067	0,45	-150

3.4. Diseño mecánico

3.4.1. Diseño del evaporador

El evaporador es un intercambiador de calor cuya función principal es asegurar la transmisión del flujo calorífico del medio que se enfría hacia el fluido refrigerante, el evaporador será de tipo serpentín construido de acero inoxidable, por donde circulara el amoniaco, el cual se encuentra en la parte interior de la cámara frigorífica para realizar la etapa de refrigeración.

a. Diagrama térmico

El diagrama térmico es la representación de la temperatura, las corrientes en función del calor y concentraciones como se ejemplifica en la figura 17. Estas propiedades termodinámicas se encuentran a la entrada y salida del evaporador.

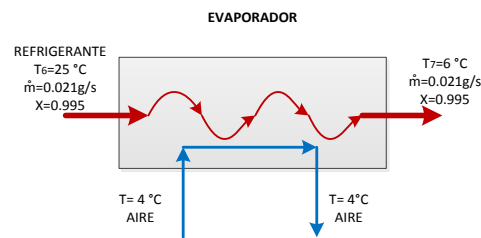


Figura 17: Diagrama termodinámico de operación del evaporador

Se seleccionó para el diseño del evaporador una tubería de $\frac{3}{8}$ in cedula número 10 de acero inoxidable cuyas propiedades se muestran en el anexo A-9, tomado como referencia de sistemas de refrigeración ya implementados (Kajano & Lucas, 2012), con las siguientes especificaciones:

- $d_n = \frac{3}{8}$
- $d_{ext} = 10 \text{ mm}$
- $d_{int} = 7,5 \text{ mm}$

Cálculo de la temperatura media logarítmica: Es la diferencia de temperaturas promedio entre dos fluidos en un intercambiador de calor en ambos extremos (entrada y salida) como se muestra en la figura 18.

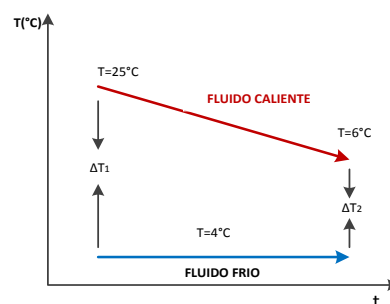


Figura 18: Diferencia de temperatura entre el flujo frío y caliente en el evaporador

De la figura 18 se deduce la siguiente ecuación.

$$\Delta T_{ml} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}} \quad \text{Ec. 28}$$

Donde:

- ΔT_{ml} : Temperatura media logarítmica
- ΔT_1 : Variación de la temperatura del flujo caliente
- ΔT_2 : Variación de la temperatura del flujo frío

Reemplazando datos se tiene:

$$\Delta T_{ml} = 12,48 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Para determinar las propiedades del fluido con la variación de temperatura, las propiedades se evalúan a la temperatura de película, definida como el promedio de la temperatura de la superficie en contacto y la temperatura del flujo libre. La temperatura del flujo libre es de 25°C (temperatura ambiente) y la temperatura de la superficie en contacto es de 6°C , estos valores de temperatura se establecen tomando como referencia la temperatura ambiente que fue definida en la sección 3.2.1 y tomando en cuenta que después del contacto con la cámara existe una variación de temperatura en el medio, con estos datos y utilizando la ecuación 20 se tiene que la temperatura de película es:

$$T = \frac{T_{amb} + T_{superficie}}{2}$$

$$T = 15,5 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Donde:

- T_{amb} : Temperatura ambiente
- $T_{superficie}$: Temperatura de la superficie en contacto

Las propiedades del flujo de aire son tomadas del anexo A-4 a la temperatura de película, interpolando se tiene:

- $\beta = 3,44 \times 10^{-3} \text{ K}^{-1}$
- $\nu = 1,4746 \times 10^{-5} \frac{\text{m}^2}{\text{s}}$

- $Pr = 0,7322$
- $K = 0,0248 \frac{W}{m K}$
- $g = 9,81 \frac{m^2}{s}$

Para determinar el coeficiente de transmisión de calor por convección, se utilizan las ecuaciones para un proceso isotérmico en el cilindro mediante convección libre. Debido a esto se utilizan las ecuaciones de Rayleigh y Nusselt. Reemplazando los valores determinados a la temperatura de película y utilizando la ecuación 27 para $R_{aD} \leq 10^{12}$ se determina que el número de Rayleigh es igual a:

$$R_{AD} = \frac{g\beta(T_m - T_{pared})D^3Pr}{\nu^2}$$

$$R_{aD} = 4111,99$$

Remplazando R_{AD} en la fórmula de Nusselt que fue definida en la tabla 7, se tiene como resultado:

$$N_{uD} = \left\{ 0,6 + \frac{0,387R_{aD}^{1/6}}{\left[1 + \left(\frac{0,559}{Pr} \right)^{9/16} \right]^{8/27}} \right\}^2$$

$$N_{uD} = 3,56$$

Para el cálculo del coeficiente de transmisión de calor por convección (h_e) se utiliza la ecuación 26, reemplazando los datos se tiene:

$$h_e = \frac{K * N_{UD}}{D}$$

$$h_e = \frac{0,0248 \frac{W}{m K} * 3,56}{10 \times 10^{-3} m}$$

$$h_e = 8,83 \frac{W}{m^2 \circ K}$$

Mediante la ecuación 3 que se utiliza para determinar la capacidad frigorífica, se determina el área que se requiere para la transferencia de calor.

$$Q_{\text{Con}} = h_e A_s \Delta T_m$$

$$A_s = \frac{Q_{\text{Con}}}{h_e \Delta T_m}$$

$$A_s = 0,227 \text{ m}^2$$

Con el área determina se calcula la longitud del serpentín que se requiere para la transferencia de calor en la cámara fría.

$$L = \frac{A_s}{\pi D}$$

Ec. 29

$$L = \frac{0,227}{\pi(10 \times 10^{-3})} = 7,24 \text{ m}$$

Con estos resultados se establece que el área que se requiere para lograr la transferencia de calor es de $0,242 \text{ m}^2$, se ha considerado que el diseño del evaporador va ser de forma helicoidal como se muestra en la figura 19, con un diámetro exterior de $0,19 \text{ m}$ de acuerdo a las dimensiones que se tiene en el interior de la cámara fría, con un paso de 22 mm y una longitud de serpentín de $7,24 \text{ m}$. En la tabla 9 se detallan las características del evaporador en base a los cálculos realizados.

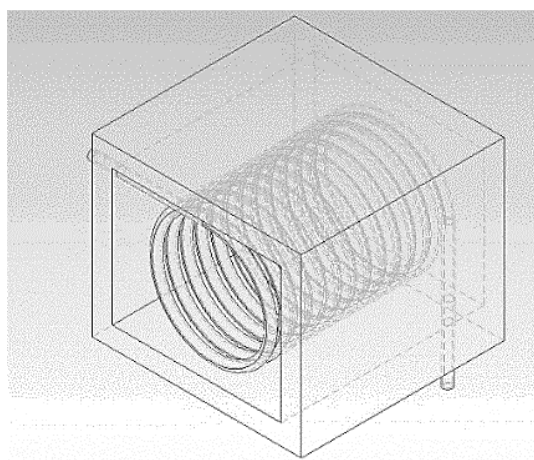


Figura 19: Evaporador helicoidal

Tabla 9
Características del evaporador

Evaporador	
Condiciones de servicio	
Presión	1000 KPa
Temperatura de entrada al evaporador	25°C
Temperatura de salida del evaporador	6°C
Calor absorbido	25 W
Dimensiones del evaporador	
Longitud total del serpentín	7,24 m
Diámetro del serpentín helicoidal	0,19 m
Número de vueltas	12,25
Paso	22 mm
Área requerida para la transferencia de calor	0,242 m ²
Tubería	3/8 in cedula 10
Material	Acero inoxidable

3.4.2. Diseño del condensador

El condensador es el encargado de enfriar el vapor de amoníaco que sale del rectificador, utilizando el medio ambiente para rechazar calor y cambiar de estado de fase al amoníaco (vapor a líquido). El diseño del condensador será de tubos y aletas como los utilizados en sistemas de refrigeración doméstica, como se muestra en la figura 20.

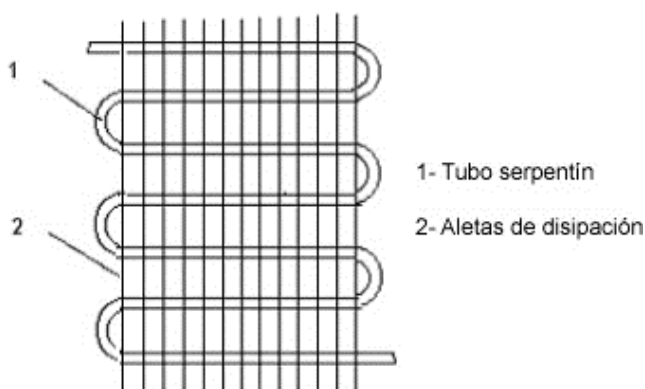


Figura 20: Condensador de tubos y aletas.
Fuente: (ERASO, 2010)

El diagrama termodinámico del condensador representa las propiedades termodinámicas de entrada y salida, como se muestra en la figura 21.

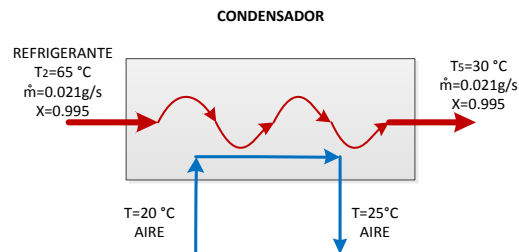


Figura 21: Diagrama termodinámico de operación del condensador

Se seleccionó para el diseño del condensador una tubería de $\frac{3}{8}$ in cedula número 10 de acero inoxidable cuyas propiedades se muestran en el anexo A-9, tomado de sistemas de refrigeración ya implementados (Kajano & Lucas, 2012), con las siguientes especificaciones:

- $d_n = \frac{3}{8}$
- $d_{ext} = 10 \text{ mm}$
- $d_{int} = 7,5 \text{ mm}$

Cálculo de la temperatura media logarítmica: Es la diferencia de temperaturas promedio entre dos fluidos en un intercambiador de calor en ambos extremos (entrada y salida), como se muestra en figura 22.

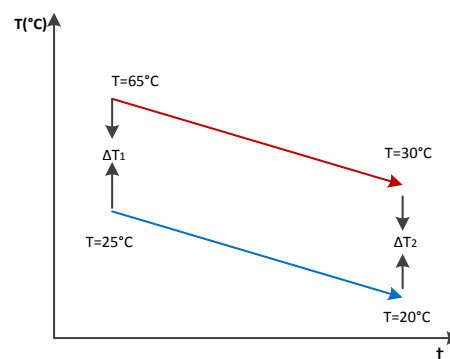


Figura 22: Diagrama de temperatura para el flujo a contra corriente del condensador

De la figura 22 se deduce la siguiente ecuación.

$$\Delta T_m = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)}$$

Reemplazando datos se tiene:

$$\Delta T_m = 21,64 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Como ya se describió la temperatura de película sirve para determinar las propiedades del fluido con la variación de temperatura, tomando como referencia la temperatura ambiente que fue definida en la sección 3.2.1 se tiene que la temperatura del flujo libre es de 20°C (temperatura ambiente) y la temperatura de la superficie en contacto es de 25°C, como resultado se tiene que la temperatura de película es:

$$T = \frac{T_{\text{amb}} + T_{\text{superficie}}}{2}$$

$$T = 22,5 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Las propiedades del flujo de aire son tomadas del anexo A-4 a la temperatura de película, interpolando se tiene:

- $k = 0,0253 \frac{\text{W}}{\text{m}^\circ\text{K}}$
- $Pr = 0,7303$
- $C_p = 1,007 \frac{\text{KJ}}{\text{kg}^\circ\text{K}}$
- $\nu = 1,539 \times 10^{-5} \frac{\text{m}^2}{\text{seg}}$
- $\beta = 3,41 \times 10^{-3} \text{ } ^\circ\text{K}^{-1}$

Para determinar el coeficiente de transmisión de calor por convección, se realizan los cálculos sin tener en cuenta la configuración de las aletas, debido a esto el proceso se considera isotérmico mediante convección libre. Debido a esto se utilizan las

ecuaciones de Rayleigh y Nusselt. Reemplazando los valores para $R_{aD} \leq 10^{12}$ se determina que el número de Rayli es igual a:

$$R_{aD} = \frac{g\beta(T_{pared} - T_{amb})D_e^3 Pr}{\nu^2}$$

$$R_{aD} = 2663,85$$

Reemplazando R_{aD} se tiene que el número de Nusselt es igual a:

$$N_{uD} = \left\{ 0,6 + \frac{0,387R_{aD}^{1/6}}{\left[1 + \left(\frac{0,559}{Pr} \right)^{9/16} \right]^{8/27}} \right\}^2$$

$$N_{uD} = 3,23$$

Y finalmente reemplazando el número de Nusselt en la ecuación 26 se tiene el coeficiente de transmisión de calor por convección (h_e) es igual a:

$$h_e = \frac{kN_U}{De}$$

$$h_e = 8,17 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

Con los datos obtenidos y mediante la ecuación 3, se determina el área que se requiere para la transferencia de calor.

$$A_s = \frac{Q_{Con}}{h_e \Delta T_m}$$

$$A_s = 0,139 \text{ m}^2$$

Con el área calculada se determina la longitud del serpentín que se requieren para el rechazo de calor.

$$L = \frac{A_s}{\pi D_e}$$

$$L = 4,42 \text{ m}$$

Para que el área de transferencia de calor sea mayor se ha considerado un arreglo de aletas rectangulares rectas (ver sección 2.10.1) que están unidas transversalmente al serpentín del condensador, se escogió como material acero galvanizado y para determinar el número de aletas que se va a emplear para la disipación de calor, se utiliza la siguiente ecuación (Wessel, 2001):

$$Q_c = h_e A_t \left[1 - \frac{N A_f}{A_t} (1 - n_f) \right] (T_c - T_a) \quad \text{Ec. 30}$$

Donde:

A_f : Área corregida de la aleta

n_f : Eficiencia de la aleta

N : Número de aletas

A_t : Área total de transferencia de calor

Para determinar la eficiencia se utiliza el anexo A-6, para esto se calcula la efectividad de la aleta (ϵ) que viene dada con la ecuación 3.3 que se describe a continuación:

$$\epsilon = L_c^{\frac{3}{2}} \left(\frac{h_e}{k A_p} \right)^{1/2} \quad \text{Ec. 31}$$

$$L_c = L + \frac{t}{2} \quad \text{Ec. 32}$$

$$A_p = L_c t \quad \text{Ec. 33}$$

Donde:

- L_c : Longitud característica
- L : Longitud
- k : Conductividad térmica
- A_p : Área corregida de la sección transversal
- t : Espesor de la varilla

Para realizar los cálculos se seleccionó un varilla de acero galvanizado con un espesor de 2,4 mm y una longitud de 520 mm, reemplazando en la ecuación 31 se tiene que la efectividad de la aleta es de:

$$\varepsilon = 0,5$$

Con esta efectividad y utilizando el anexo A-6 se obtiene un rendimiento de 0,86 para un arreglo de aletas rectangulares rectas y un área de $3,744 \times 10^{-4} \text{ m}^2$. Para determinar el número de aletas se utiliza la ecuación 30 y con el área de transferencia de calor que es igual a $0,139 \text{ m}^2$, se obtiene como resultado un total de 101 aletas para una longitud de 4,42 m. La longitud del serpentín serán repartidos a una distancia de 0,43 m y un paso de 70 mm. En la tabla 10 se detalla las características del condensador en base a los cálculos realizados.

Tabla 10
Características del condensador

Condensador	
Condiciones de servicio	
Presión	1000 KPa
Temperatura de entrada al condensador	65°C
Temperatura de salida del condensador	30°C
Calor rechazado	24,57 W
Dimensiones del serpentín	
Longitud total del serpentín	4,42 m
Paso	70 mm
Ancho del serpentín	0,43 m
Área requerida para la transferencia de calor	0,25 m ²
Tubería	3/8 in cedula 10
Material	Acero inoxidable
Dimensiones de la varilla	
Longitud de la varilla	0,52 m
Número de varillas	101
Espesor	2,4 mm
Material	Acero galvanizado

3.4.3. Diseño de generador

El generador es una parte fundamental del diseño del sistema de refrigeración solar, porque es el encargado de absorber la cantidad de energía necesaria para que la solución amoníaco – agua se evapore a la presión y temperatura necesaria para que pueda circular por todo sistema. El generador consta de una línea de entrada por donde ingresa la solución amoníaco – agua y una línea de salida por donde saldrá la solución diluida que posteriormente ingrese al rectificador.

El diagrama termodinámico representa las propiedades termodinámicas de entrada y salida del generador, como se muestra en la figura 23.

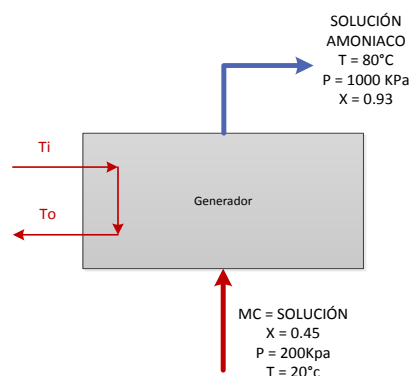


Figura 23: Diagrama termodinámico de operación del generador

Con el resultado obtenido en el balance termodinámico del sistema de absorción realizado en la sección 3.3.1 se obtuvo un flujo másico a la entrada del generador (M_C) es igual a:

$$M_C = M_g = 0,067 \frac{\text{gr}}{\text{s}} = 0,2412 \frac{\text{kg}}{\text{hora}}$$

Mediante el anexo A-5 se determina el volumen específico necesario para el buen funcionamiento del generador, para lo cual se debe ingresar a la tabla con la concentración de amoníaco y la temperatura a la que se encuentra la mezcla, de esta manera se obtiene el valor del volumen específico de la solución.

$$V_{\text{solucion}} = 0,0012 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$$

A este volumen específico se lo multiplica por la cantidad de masa que entra al generador M_C y por un periodo de 4 horas en las cuales se puede generar vapor de amoniaco según la patente de ISAAC (Tapia, 2008), finalmente se calcula el volumen total en el generador.

$$V_T = v_{\text{solucion}} * M_C \quad \text{Ec. 34}$$

$$V_T = 0,00112 \text{ m}^3 = 1,12 \text{ lts}$$

Utilizando este volumen y de acuerdo a las dimensiones de la resistencia eléctrica (ver figura 24) que se va a utilizar para calentar la solución se seleccionó una tubería de acero inoxidable de 4 in cedula 10 con diámetro interior de 96 mm y diámetro exterior de 100 mm, con estos datos se determina la longitud necesaria para el tanque generador. En la tabla 11 se muestra las características del tanque generador en base a los cálculos realizados.

$$V = \frac{\pi D^2 L}{4} \quad \text{Ec. 35}$$

$$L = 15,5 \text{ cm}$$

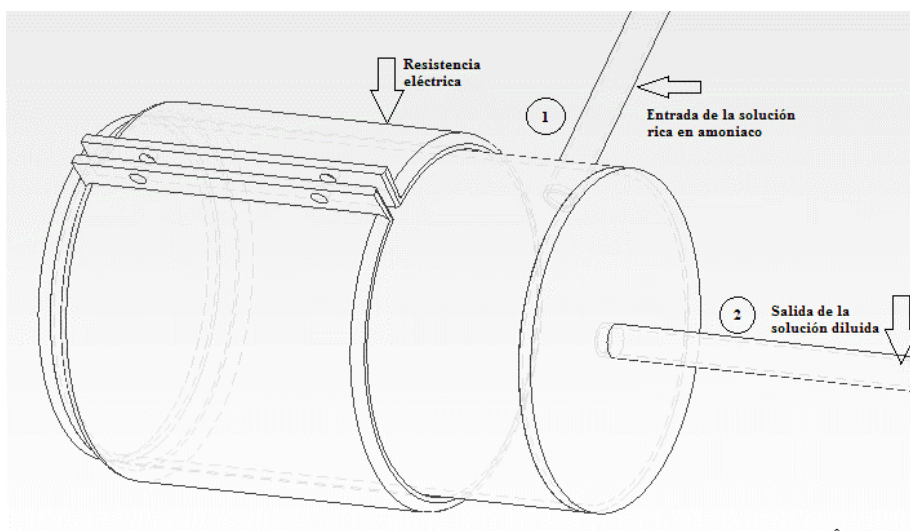


Figura 24: Esquema del generador

Tabla 11
Características del tanque generador

Generador	
Condiciones de servicio	
Presión	1000 KPa
Temperatura de entrada al generador	20 °C
Temperatura de salida del condensador	90 °C
Calor absorbido	117,25 W
Dimensiones del tanque generador	
Longitud del tanque generador	0,155 m
Tubería	4 in cedula 10
Material	Acero inoxidable

3.4.4. Diseño del absorbedor

El absorbedor es el lugar donde el vapor generado en el evaporador es absorbido por el absorbente (agua) y parte que retorna del rectificador en solución acuosa. Para realizar el diseño se considera el absorbedor como un tanque tipo cilindro, el mismo que debe estar en la capacidad de almacenar toda la solución del sistema (generador, rectificador y tuberías).

Para determinar el volumen que se encuentra en los componentes del sistema se utiliza la ecuación 35, utilizando los diámetros interiores y las longitudes de cada tubería utilizadas en el sistema de refrigeración se calcula los volúmenes parciales que se muestran a continuación.

- Volumen en el condensador. ($V_{Con} = 0,2$ lt)
- Volumen en el evaporador. ($V_{evp} = 0,32$ lt)
- Volumen en el generador. ($V_{gen} = 0,96$ lt)

Realizando la sumatoria de los volúmenes parciales obtenidos se obtiene el volumen total del sistema.

$$V_T = V_{Con} + V_{evp} + V_{gen}$$

$$V_T = 1,48 \text{ lt}$$

La solución agua – amoniaco debe ocupar el 50% del volumen total en el absorbedor (Vera, 2005), para garantizar que el vapor de amoniaco que sale del evaporador y la solución débil que sale del rectificador sean absorbidos por la solución agua – amoniaco que se encuentra en el absorbedor, obteniendo finalmente el volumen que se requiere para determinar las dimensiones del tanque absorbedor.

$$V_{Tab} = 2,5 \text{ lt}$$

Con el volumen total en el absorbedor se calcula la longitud del tanque, asumiendo que se utilizara una tubería de acero inoxidable de 4 in cedula 10 con diámetro exterior de 100 mm y diámetro interior de 96 mm, para que exista el área suficiente para que pueda realizar la absorción del vapor de amoniaco y de la solución débil (Kajano & Lucas, 2012). Con estos datos se determina la longitud del tanque tipo cilindro que se requiere para el absorbedor (ver figura 25). En la tabla 12 se muestra las características del rectificador en base a los cálculos realizados.

$$V = \frac{\pi D^2 L}{4}$$

$$L = 35 \text{ cm}$$

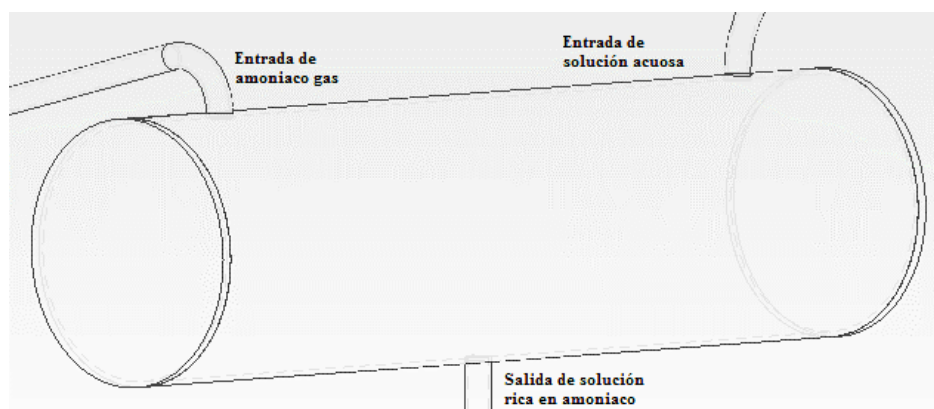


Figura 25: Esquema del absorbedor

Tabla 12
Características de absorbedor

Absorbedor	
Condiciones de servicio	
Presión	200 KPa
Temperatura de salida al generador	20 °C
Temperatura de entrada 1 (rectificador)	25 °C
Temperatura de entrada 2 (evaporador)	6 °C
Calor rechazado	56,38 W
Dimensiones del absorbedor	
Longitud del absorbedor	0,35 m
Tubería	4 in cedula 10
Material	Acero inoxidable

3.4.5. Diseño del rectificador

El rectificador tiene como objetivo separar el vapor de amónico del vapor acuoso que es sale del generador, para lograr esto se propone únicamente un recipiente tipo cilindro que constara con una línea de entrada para la solución diluida y dos líneas de salida por donde saldrá el vapor de amoniaco purificado y la solución débil que se dirige al absorbedor respectivamente.

La cantidad a almacenar de la solución rica en amoniaco en el rectificador fue establecida a partir del flujo volumétrico que sale del generador, es decir en la sección 3.4.3 se determinó que el flujo es de:

$$V_{\text{solucion}} = 0,28 \frac{\text{lt}}{\text{hora}}$$

Considerando un periodo mínimo de vaporización (1 hora (Tapia, 2008)) se estableció que el volumen del rectificador es de:

$$V_{\text{solucion}} = 0,28 \text{ lt}$$

Utilizando este volumen y teniendo en cuenta que debe existir suficiente espacio para garantizar que se separe el amoníaco de la solución diluida (Kajano & Lucas, 2012; Tapia, 2008) se seleccionó una tubería de acero inoxidable de 1 1/2 in cedula 40 con diámetro interior de 44,96 mm y diámetro exterior de 48,30 mm, con estos datos se determina la longitud del recipiente tipo cilindro (ver figura 26). En la tabla 13 se muestra las características del rectificador en base a los cálculos realizados.

$$V = \frac{\pi D^2 L}{4}$$

$$L = 17 \text{ cm}$$

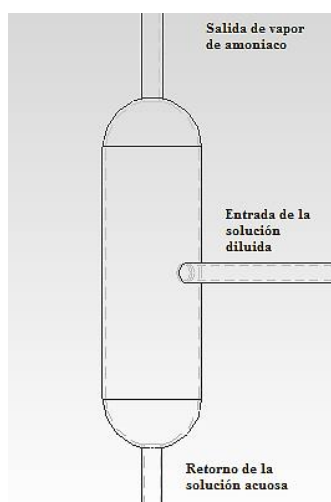


Figura 26: Esquema del rectificador

Tabla 13
Características del rectificador

Rectificador	
Condiciones de servicio	
Presión	1000 KPa
Temperatura de entrada al rectificador	90 °C
Temperatura de salida 1	65 °C
Temperatura de salida 2	65 °C
Calor rechazado	61,31 W
Dimensiones del rectificador	
Altura del rectificador	0,17 m
Tubería	1 1/2 in cedula 40
Material	Acero inoxidable

3.4.6. Selección de la fuente de calor para el generador

Para el diseño de la fuente de calor se tomó en cuenta las siguientes características que se muestran en la tabla 14, ya que esta información será de vital importancia para la generación de vapor de amoníaco para el buen funcionamiento del sistema de refrigeración. En esta tabla se presenta dos alternativas de diseño usando paneles fotovoltaicos o usando un colector solar plano.

Tabla 14

Características de análisis para la selección de la fuente de calor para el generador del sistema de refrigeración

Características del Panel Fotovoltaico	
Factor de rendimiento	15 %
Potencia máxima	100 W
Voltaje	17 V
Corriente	5.7 A
Área	0.598 m ²
Precio	\$ 200
Características del Colector Solar Plano	
Factor de rendimiento	50%
Temperatura	60 °C
Área del colector	1.87m ²
Precio	\$ 1000

Los puntos a evaluar para el diseño de la fuente de calor son los siguientes:

- La temperatura dentro del generador para alcanzar la presión necesaria para el funcionamiento del sistema está entre los 80°C a 100°C.
- El factor de rendimiento.
- El precio de cada una de las fuentes de calor (Colector solar plano y Panel fotovoltaico).

a. Análisis colector solar plano y panel fotovoltaico

Teniendo en cuenta las características del colector solar plano y los paneles fotovoltaicos los mismos que se encuentra instalado en el Laboratorio de Energías Renovables, se analiza y se obtienen los siguientes resultados:

- En el colector solar plano se tiene un eficiencia que esta alrededor del 50% a diferencia de la eficiencia del 15% en el panel fotovoltaico.
- La temperatura del fluido a la salida del colector solar esta alrededor de 50°C, esto indica que se requiere de otro colector solar conectado en serie para llegar a las temperaturas que requiere el sistema de refrigeración (80°C a 100°C).
- Por otro lado se cuenta con una potencia instalada de 200 W en los paneles fotovoltaicos y a través de una resistencia eléctrica se logra obtener temperaturas que están alrededor de 90°C y 100°C.
- Los costos de inversión para adquirir un colector solar representan es mayor en comparación al panel fotovoltaico el cual ya se encuentra instalado, el mismo que será el encargado de proporcionar la energía para llegar a las temperaturas antes mencionadas, para el funcionamiento del sistema.

Una vez analizadas las características de cada fuente de calor (Colector solar plano y Panel fotovoltaico) se determinó, que la fuente de calor que se va a ocupar es el panel fotovoltaico ya que cuenta con todos los requerimientos para el funcionamiento del sistema.

b. Análisis de la potencia requerida para el sistema mediante el panel fotovoltaico.

Datos:

- Potencia máxima: 100 W
- Nivel de radiación solar en la superficie del panel G: 1000 W/m²
- Horas de aprovechamiento solar: 4.5 horas

$$E_{\text{ideal}} = (\text{Horas})(G)$$

$$E_{\text{ideal}} = (4,5 \text{ h})(1000 \frac{\text{W}}{\text{m}^2})$$

$$E_{\text{ideal}} = 4,5 \frac{\text{Kwh}}{\text{m}^2 \text{ día}}$$

Los $4,5 \frac{\text{Kwh}}{\text{m}^2 \text{ día}}$ corresponden a la energía producida por m^2 durante el día sin tomar en cuenta el rendimiento del sistema empleado.

Mediciones realizadas de la radiación se determinó un valor promedio de $775,5 \text{ W/m}^2$ por lo que se procede a calcular tomando en cuenta la eficiencia del panel fotovoltaico y el área respectiva.

- Radiación solar promedio $775,5 \text{ W/m}^2$
- Área del panel $0,598 \text{ m}^2$
- Horas de aprovechamiento solar: 4,5 horas
- Eficiencia de conversión de energía del panel $\eta: 15\%$

$$E_{\text{real}} = (\eta)(\text{Area del panel})(\text{Horas})(G)$$

$$E_{\text{real}} = (0,15)(0,598 \text{ m}^2)(1 \text{ hora})(775,5 \text{ W/m}^2)$$

$$E_{\text{real}} = 0,0695 \frac{\text{Kwh}}{\text{día}}$$

Como el número de paneles fotovoltaicos instalados son 2 la energía total que se tendrá disponible es:

$$E_{\text{total}} = \text{numero de paneles} \times E_{\text{real}}$$

$$E_{\text{total}} = 0,139 \text{ Kwh}$$

Con estos resultados se establece que los paneles fotovoltaicos sirven como fuente de calor ya que el generador del prototipo necesita $0,117 \text{ Kwh}$ para su funcionamiento.

c. Evaluación del flujo de calor en el generador con la resistencia eléctrica

En la figura 27 se muestra de diagrama de distribución de temperaturas para una pared cilíndrica compuesta (cilindro generador y resistencia eléctrica con aislamiento). Las propiedades del amoniaco son tomadas del Anexo A-3 para una temperatura de 80°C que se tiene a la salida del generador.

- $\rho = 505,7 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$
- $\mu = 8,030 \times 10^{-5} \frac{\text{kg}}{\text{m}\cdot\text{seg}}$
- $Pr = 1,312$
- $K = 0,3538 \frac{\text{W}}{\text{m}\cdot\text{K}}$
- $v = 0,5 \frac{\text{m}}{\text{seg}}$ para fluido líquido

Aplicando la ecuación de Reynolds se tiene:

$$Re = \frac{\rho \cdot v \cdot d_i}{\mu} \quad \text{Ec. 36}$$

Dónde:

- ρ : Densidad del fluido
- v : Velocidad del fluido
- d_i : Diámetro interno
- μ : Viscosidad dinámica

Remplazando los valores de cada una de las variables en la ecuación.

$$Re = \frac{505.7 \cdot 0.5 \cdot 0.096}{8.030 \times 10^{-5}}$$

$$Re = 302286.4$$

Aplicando Nusselt y con un valor de $n=0.4$ para calentamiento.

$$N_{UL} = 0.023 * R_e^{0.8} * Pr^n$$

$$N_{UL} = 0.023 * (302286.4^{0.8}) * 1.312^{0.4}$$

$$N_{UL} = 621.1$$

Finalmente se tiene el coeficiente global de transferencia de calor del interior del generador.

$$h_i = \frac{N_{UL} * K}{d_i}$$

$$h_i = 2289.4 \frac{W}{m^2 K}$$

Para el cálculo del coeficiente global de transferencia de calor del aire h_0 se tiene la siguiente ecuación y con 1m/seg como velocidad del viento se tiene:

$$h_0 = 2.8 \frac{W}{m K} + 3(v_{viento}) \quad \text{Ec. 37}$$

$$h_0 = 5.8 \frac{W}{m^2 K}$$

En la figura 27 se representa las resistencias térmicas de contacto interfacial del sistema de generación.

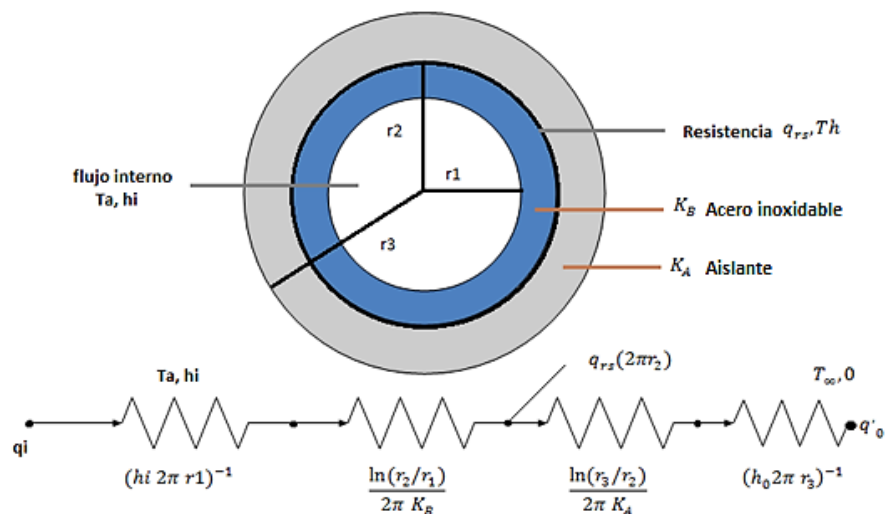


Figura 27: Diagrama de sistema de transferencia de calor en el generador

Mediante las resistencias térmicas de contacto se establecen el número de paredes que existe en el generador y se establecen los siguientes datos:

- T_a : 80 °C (Temperatura interna amoniaco)
- T_∞ : 25 °C (Temperatura del aire)
- K_B : $14 \frac{W}{m^2k}$
- K_A : $0.044 \frac{W}{m^2k}$
- r_1 : 0.048m
- r_2 : 0.05m
- r_3 : 0.08m

Realizando el balance de energías en el sistema de generación.

$$\begin{aligned} \dot{E}_{in} &= \dot{E}_{out} \\ q_{rs}(2\pi r_2) &= q_i' + q_o' = \frac{T_h - T_a}{(h_i 2\pi r_1)^{-1} + \frac{\ln(r_2/r_1)}{2\pi K_B}} + \frac{T_h - T_\infty}{(h_o 2\pi r_3)^{-1} + \frac{\ln(r_3/r_2)}{2\pi K_A}} \end{aligned} \quad \text{Ec. 38}$$

Reemplazando los datos en q_i' y q_o' se obtiene:

$$\begin{aligned} q_i' &= \frac{(353 \text{ K} - 351.5 \text{ K})}{\left[\left(2289,4 \frac{W}{m^2k} \right) (2\pi) (0.048\text{m}) \right]^{-1} + \frac{\ln(0.05\text{m}/0.048)}{2\pi \left(16 \frac{W}{m^2k} \right)}} \\ q_i' &= 809 \frac{W}{m} \end{aligned}$$

Reemplazando la longitud del área de transferencia de calor (0.155m).

$$q_i' = 809 \frac{W}{m} * 0.155\text{m} = 125.4 \text{ W}$$

Remplazo los valores en la ecuación 38 se tiene:

$$q_{o'} = \frac{(353 \text{ K} - 298 \text{ K})}{\left[\left(5.8 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}} \right) (2\pi)(0.08\text{m}) \right]^{-1} + \frac{\ln(0.08\text{m}/0.05)}{2\pi (0.044 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}})}}$$

$$q_{o'} = 26.96 \frac{\text{W}}{\text{m}} * 0.155\text{m} = 4.2 \text{ W}$$

Remplazando en el balance de energía $q_{o'}$ y $q_{i'}$ se tiene la energía consumida dentro del generador.

$$q_{rs} = q_{i'} + q_{o'}$$

$$q_{rs} = (125.4 \text{ W} + 4.2\text{W})$$

$$q_{rs} = 129.6\text{W}$$

3.4.7. Selección de componentes del sistema de refrigeración

a. Válvula de expansión

La válvula de expansión se seleccionó de acuerdo a la presión, temperatura, diámetro de orificio y material que el sistema requiere, en la tabla 15 se muestra las características de diferentes válvulas utilizadas en sistema de refrigeración. Para esta aplicación se utilizara una válvula tipo aguja de la marca HAM – LET de la serie H300 (ver figura 28) que están construidas de acero inoxidable y que consta de un vástago que permite una regulación efectiva del flujo a las presiones de trabajo.

Tabla 15
Características generales para la selección de la válvula de expansión

Tipo de válvula	Presión	Temperatura	Diámetro de orificio	Material
Válvula tipo aguja serie 1700	6000 psi	-54°C / 232°C	4,8 mm	Acero inoxidable 316
Válvula tipo aguja serie 2100	3000 psi	-54°C / 232°C	8 mm	Acero inoxidable 316
Válvula tipo aguja serie 2200	5000 psi	-54°C / 232°C	6 mm	Acero inoxidable 316
Válvula tipo aguja serie H300	5000 psi	-54°C / 230°C	3 mm	Acero inoxidable 316



Figura 28: Válvula de aguja con bote integral HAM-LET serie H300

b. Válvula de bola

La válvula de bola asignada es de acero inoxidable y son utilizadas para controlar el flujo del refrigerante en diferentes puntos del sistema (ver figura 29), con las siguientes características:

- Material del cuerpo: acero inoxidable 304.
- Material de la bola: acero inoxidable 304.
- Cuerpo de dos piezas y bola flotante.
- Conexión: Rosca hembra NPT.
- Medidas: desde 3/8" á 2".
- Asiento y juntas de RPTFE.
- Máxima presión de trabajo 2000 psi.
- Temperatura de trabajo: -30 a 180°C.
- Accionamiento por palanca.
- Sistema de bloqueo por candado.



Figura 29: Válvulas de control instaladas en el sistema de refrigeración

c. Manómetros

Se utilizó para una lectura rápida de la presión en el sistema de refrigeración manómetros de acero inoxidable (ver figura 30) con las siguientes características:

- Dial: 2,5".
- Rango: 200 psi.
- Conexión: 1/4" NPT LM.
- Resistente contra vibraciones y golpes.



Figura 30: Manometro WIKA tipo 232.54

3.5. Cálculo de las masas requeridas para el sistema de refrigeración

Utilizando la ecuación 39 se determinó las masas de cada uno de los fluidos (agua y amoníaco) necesarios para el sistema de refrigeración, a partir del volumen calculado en el absorbedor (2,5 litros) y el generador (0.96 litros). Teniendo en cuenta que el volumen de la solución debe ocupar el 50% del volumen total en el absorbedor se estableció que la masa de agua (m_w) sea de 1,25 kg.

$$X = \frac{m_a}{m_w + m_a} \quad \text{Ec. 39}$$

Despejando m_a se tiene:

$$m_a = \frac{X * m_w}{1 - X} = \frac{(0.45)(1250)}{1 - 0.45} = 1,022 \text{ kg}$$

Donde:

- X: Concentración de la mezcla amoníaco-agua
- m_a : Masa de amoníaco
- m_w : Masa de agua

Con los datos obtenidos se establece que se requieren de 1,022 kg de amoníaco para una cantidad de 1,25 kg de agua para el correcto funcionamiento del sistema de refrigeración por absorción.

CAPÍTULO IV

4. CONSTRUCCIÓN Y PRUEBAS DE FUNCIONAMIENTO

4.1. Introducción

En la figura 31 se muestra el esquema del sistema de refrigeración, donde se puede observar los componentes y accesorios antes de su implementación (ver anexo B). Para los recipientes tipo cilindro y cañerías se utilizó tuberías de acero inoxidable de 4 in, 3/8 in cedula 10 y 1 1/2 in cedula 40, estas se seleccionaron teniendo en cuenta que los materiales deben cumplir con los parámetros de diseño para garantizar la seguridad del sistema y de acuerdo al refrigerante que se va a utilizar (amoníaco).

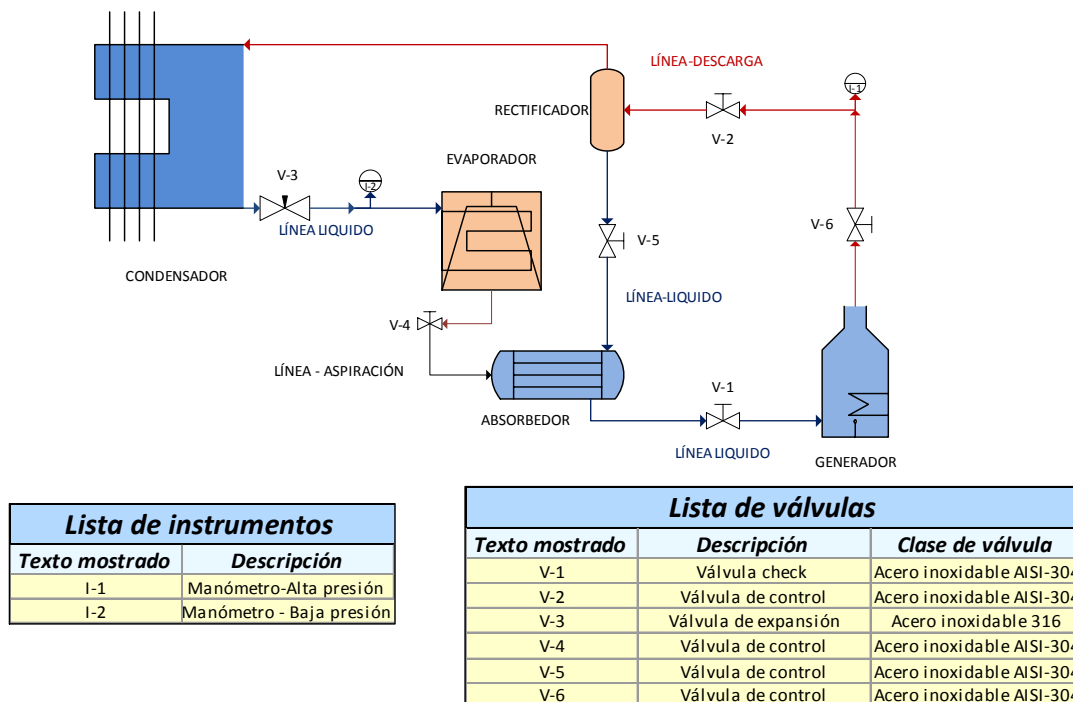


Figura 31: Esquema del sistema de refrigeración

Para las uniones se utilizó una soldadora TIG (Tungsten Inert Gas), debido a su uniformidad en los cordones en materias de espesores delgados y gran resistencia a la corrosión.

4.1.1. Descripción de las partes del sistema de refrigeración

a. Generador.

El generador es la parte donde se disuelve la solución amoniaco – agua mediante una fuente de calor. En la figura 32 se describe el diagrama de flujo para la construcción del generador.

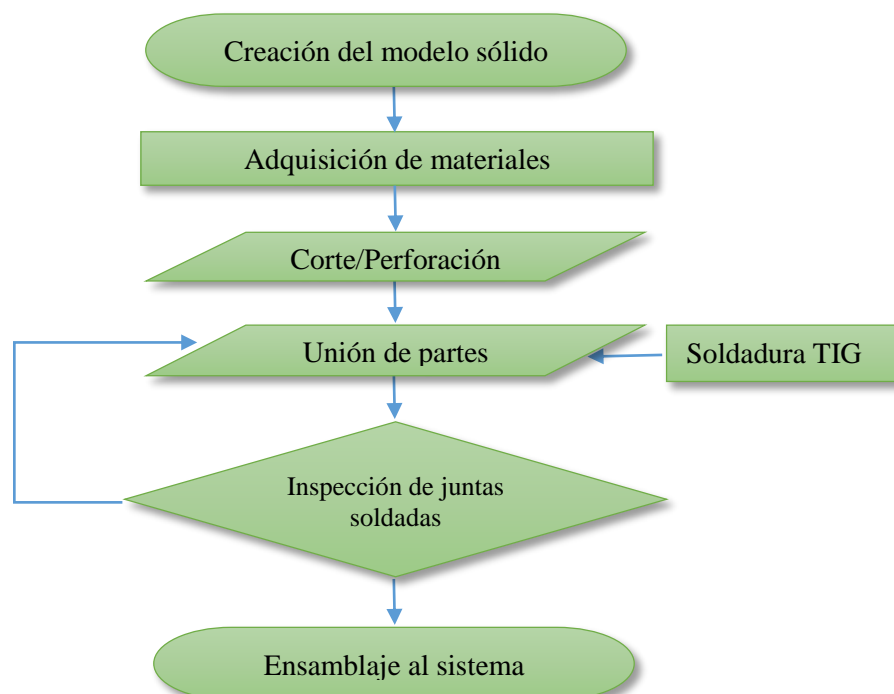


Figura 32: Diagrama de flujo para la construcción del generador

Se utilizó una tubería de acero inoxidable de 4 in cedula 10 con la longitud de 0,155m y para las tapas del recipiente tipo cilindro se utilizó una lámina de acero inoxidable de 4 mm de espesor.

La fuente de calor es proporcionada por una resistencia eléctrica tipo abrazadera de 120 W y 24 voltios que es alimentada por medio de paneles fotovoltaicos, como se muestra en la figura 33.



Figura 33: Resistencia eléctrica tipo abrazadera colocada en el generador

b. Evaporador

En la figura 34 se describe el diagrama de flujo para la construcción del evaporador.

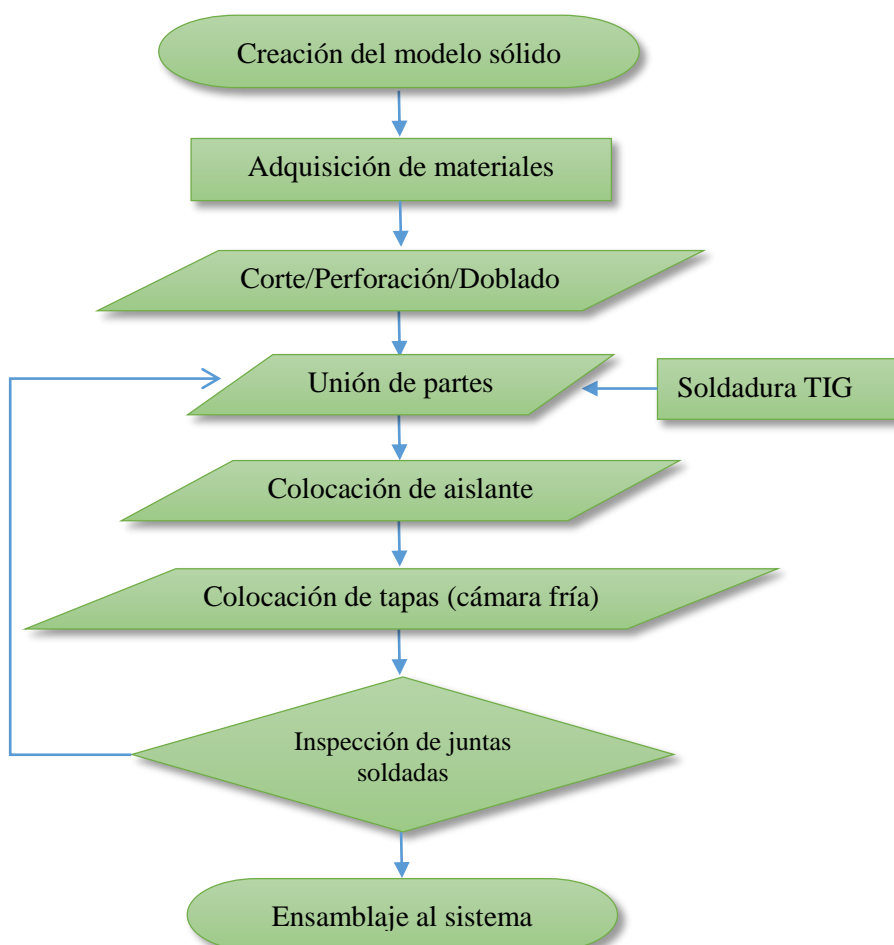


Figura 34: Diagrama de flujo para la construcción del evaporador

Según el diseño se utilizó una de tubería de 3/8 de acero inoxidable cedula 10 con una longitud de 7,24 m, para dar la forma al serpentín se utilizó un tubo de diámetro exterior de 0,18 m como se muestra en la figura 35.



Figura 35: Evaporador helicoidal

La cámara de fría fue construida de doble pared con láminas de acero inoxidable con un espesor de pared de 2 mm, las dimensiones para la cámara fueron descritas en la sección 3.2.2. Con la ayuda de una dobladora se dio la forma a la cámara para fijar el espacio de 3 cm donde se colocara el aislante térmico (fibra de vidrio) como se muestra en la figura 36.



Figura 36: Evaporador ensamblado

c. Condensador

El condensador de tubos y aletas tiene la función de disipar calor al medio ambiente por convección natural, como en un sistema de refrigeración por compresión

que utiliza el aire para cambiar de estado de fase al refrigerante (vapor a líquido) como se muestra en la figura 37.

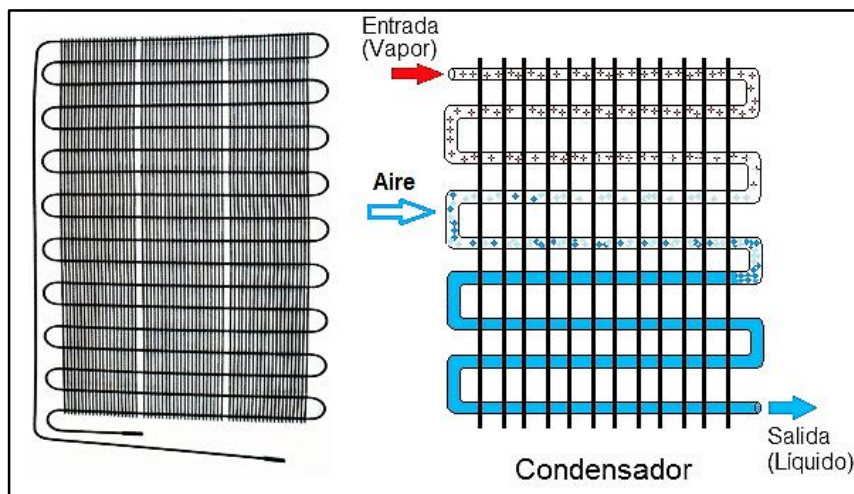


Figura 37: Condensador de tubos y aletas

Fuente: (Bejarano, 2013)

En la figura 38 se describe el diagrama de flujo para la construcción del condensador.

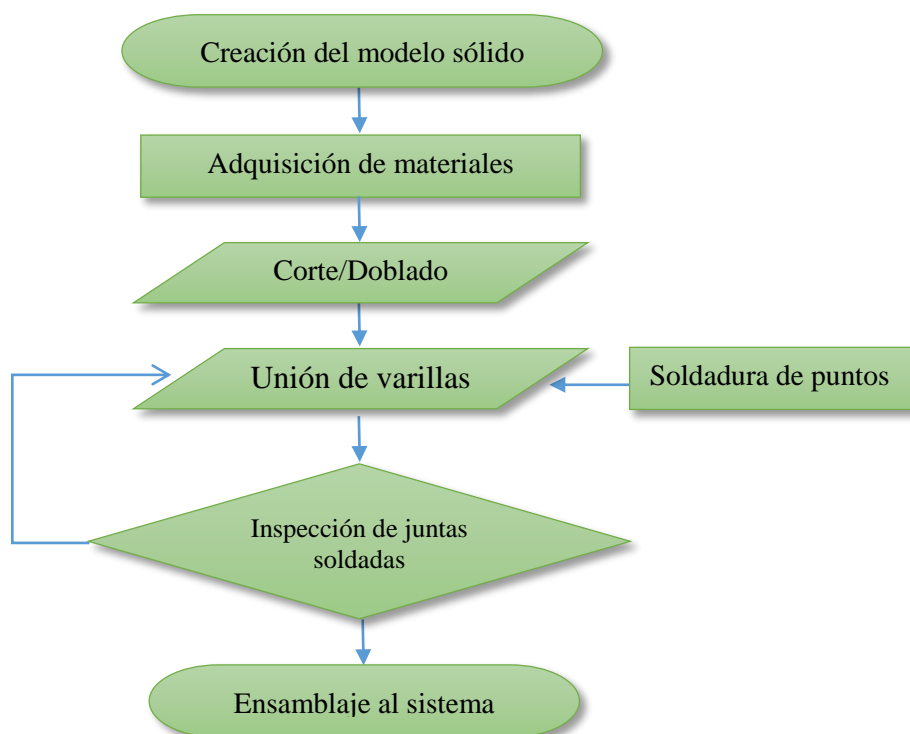


Figura 38: Diagrama de flujo para la construcción del condensador

Se utilizó una tubería de 3/8 de acero inoxidable cedula 10 con una longitud de 4,42 m y para dar forma al serpentín se utilizó una dobladora de tubos como se muestra en la figura 39.



Figura 39: Diseño del condensador de tubos y aletas

Las varillas utilizadas para el condensador son de acero inoxidable de 1,7 mm de diámetro y una longitud de 0,42 m y para fijar las varillas al condensador por ambos lados se utilizó una soldadora de puntos como se muestra en la figura 40.



Figura 40: Fijación de varillas al condensador de tubos y aletas

d. Rectificador

El rectificador tiene la función de purificar el vapor de amoníaco proveniente de la solución diluida en el generador, en la figura 41 se describe el diagrama de flujo para la construcción del rectificador.

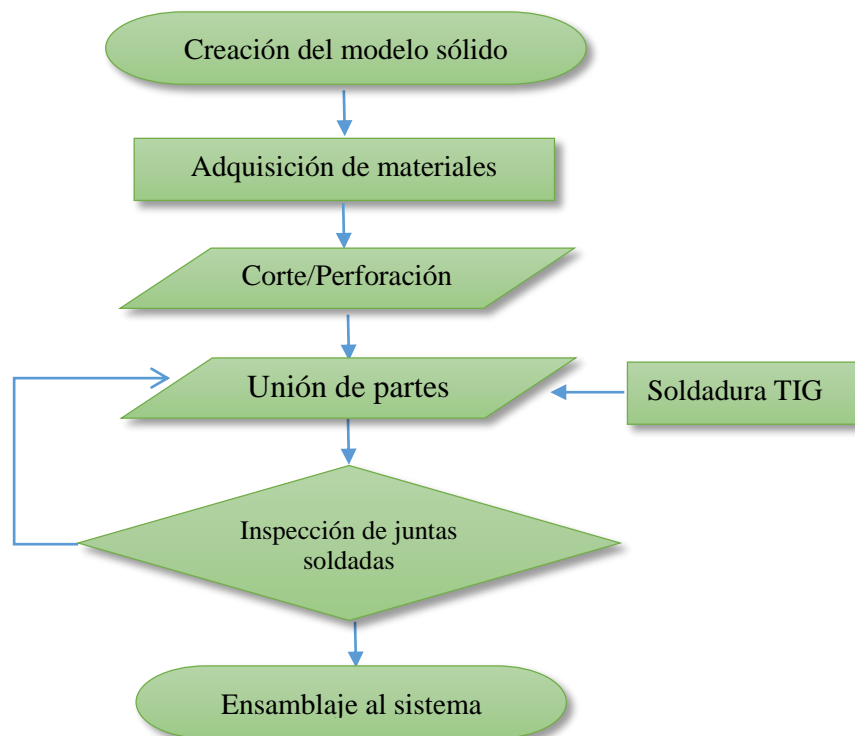


Figura 41: Diagrama de flujo para la construcción del rectificador

Para esto se ha dispuesto un recipiente tipo cilindro para lo cual se utilizó tubería de acero inoxidable de 1 ½ in cedula 40 y dos casquetes esféricos con las dimensiones que fueron establecidas en el diseño, como se muestra en la figura 42.



Figura 42: Rectificador tipo cilindro

e. Absorbedor

El absorbedor tiene la función de almacenar la solución amoniaco – agua y absorber el vapor de amoniaco cuando su temperatura desciende. En la figura 43 se describe el diagrama de flujo para la construcción del rectificador.

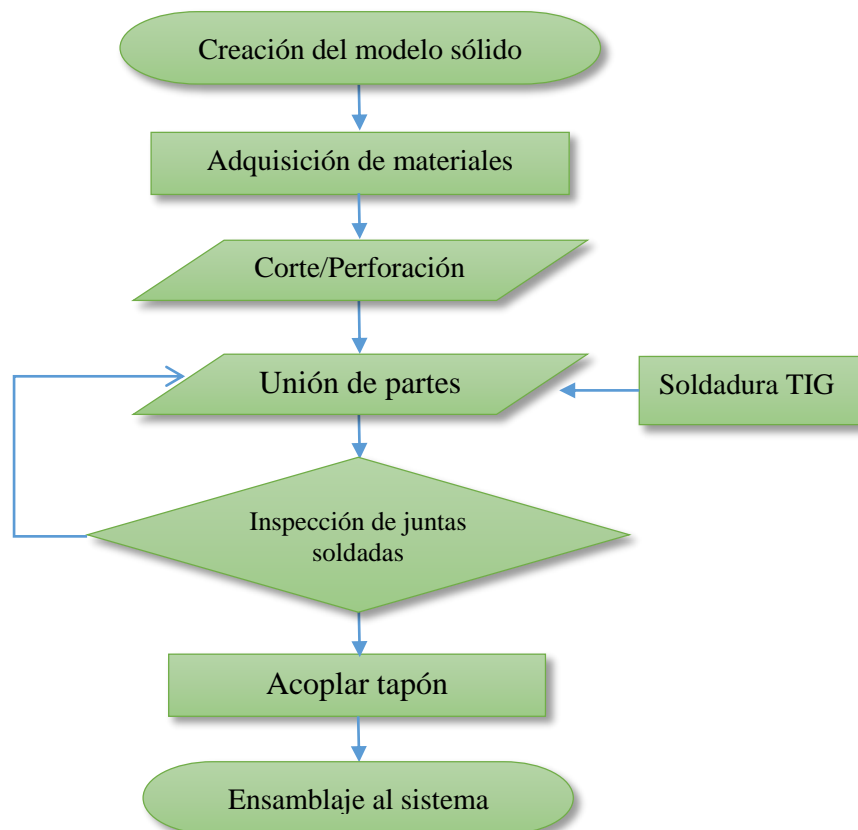


Figura 43: Diagrama de flujo para la construcción del absorbedor

Se utilizó una tubería de acero inoxidable de 4 in cedula 10 con la longitud de 0,35 m y para las tapas se utilizó una lámina de acero inoxidable con un espesor de 4 mm, como se muestra en la figura 44.



Figura 44: Rectificador tipo cilindro

4.1.2. Instrumentación

a. Manómetros WIKA

Se utilizaron dos manómetros de acero inoxidable de la marca WIKA con un rango de medición de 0 a 200 psi, uno para la lectura rápida de presión a la salida del generador y otro para regular la presión a la salida de la válvula de expansión. En la figura 45 se muestra los manómetros instalados en el sistema.



Figura 45: Manómetros instalados en el sistema de refrigeración

4.2. Pruebas de funcionamiento

4.2.1. Pruebas de hermeticidad del sistema

Las pruebas de hermeticidad se realiza una vez ensamblado todo el sistema con el fin de determinar si existe fugas en las uniones y juntas de soldadura, antes de cargar el par amoniaco – agua. Para realizar las pruebas se utilizó una bomba de vacío para asegurar que el sistema de refrigeración este completamente seco, sin gases no condensables y principalmente que el sistema se encuentre sin ninguna fuga, eliminado así residuos de humedad, nitrógeno, argón y dióxido de carbono que se encuentran presentes en el aire. Si se encuentra aire en el sistema, ocasiona que la temperatura en el lado de alta presión sufra un incremento, además forman sólidos en las tuberías

ocasionado fallas en las válvulas de control de flujo del refrigerante. En la figura 46 se muestra la conexión de la bomba a la válvula de purga.



Figura 46: Conexión de bomba de vacío

Realizado el barrido en todo el sistema, se introduce aire comprimido gradualmente al sistema hasta alcanzar la presión de trabajo 10 bares (145 psi), más un factor de seguridad del 20% (International P. , 2014), al menos una hora (Díaz, 2013). Una vez transcurrido ese tiempo se aplica un mezcla de agua jabonosa en todas las juntas y uniones para determinar si existe fugas en el sistema (ver figura 47 y 48).



Figura 47: Fuga en conexión de la válvula de expansión



Figura 48: Fuga en junta soldada del intercambiador de calor

Detectadas las partes donde existía fugas (uniones y juntas soldadas) se procedió a cerrar la válvula a la salida del compresor para luego despresurizar el sistema mediante la válvula de purga. Para las uniones se colocó teflón alrededor de la rosca y se procedió a ajustar, con eso se suprimieron las pérdidas de presión en las conexiones de los accesorios. Para las juntas se realizó un nuevo cordón para de manera cerrar por completo las porosidades del cordón.

4.2.2. Pasos para realizar las pruebas de vacío (generación)

Para realizar el vacío al sistema se necesita de una bomba de vacío, dos manómetros especiales para bajas presiones, además dos mangueras para alta y baja presión. Y seguir los siguientes pasos que se mencionan a continuación:

- Verificar que las válvulas de los manómetros se encuentren cerradas.
- Instalar las mangueras de alta y baja presión a los manómetros del sistema de vaciado (ver figura 49).



Figura 49: Instalación de los manómetros y mangueras en el sistema

- Instalar la manguera de presión del manómetro a la válvula por la cual se realizara el vaciado (ver figura 50).

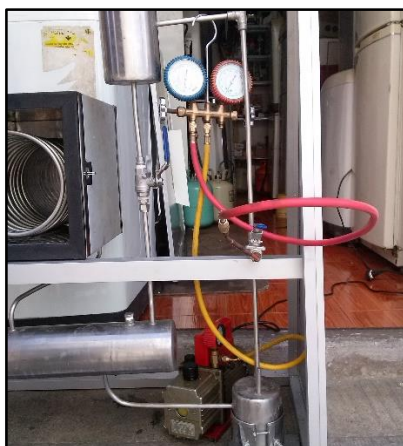


Figura 50: Conexión de las manueras al lado de alta y baja presión

- Encender la bomba de vacío y purgar para sacar todo el aire retenido en los conductos del impulsor, después abrir las manivelas de los manómetros, para que extraiga las impurezas del sistema, la conexión de la bomba se detalla en la figura 51.

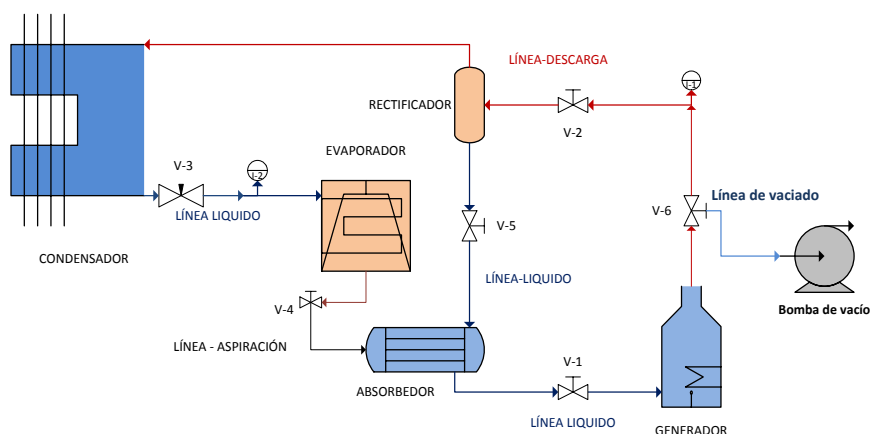


Figura 51: Conexión de la bomba de vacío al sistema de refrigeración

- Dejar trabajando la bomba durante veinte minutos como mínimo y máximo 1 hora hasta que el manómetro marque una presión de vacío de 30 cm Hg (Martín, 2014), que indica que el vacío generado es eficiente (ver figura 52).

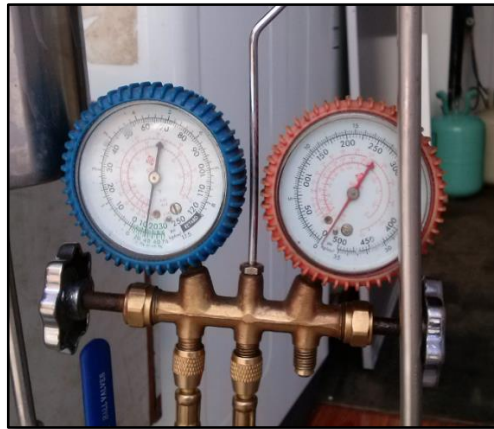


Figura 52: Lectura de la presión de vacío generada en el sistema

- Alcanzado los 15 minutos de trabajo de la bomba, se cierran las manivelas del manómetro y se apaga la bomba por 5 minutos, en este tiempo se verifica que las agujas no se muevan, comprobando que el equipo está realizando un buen vacío. Una vez terminado este proceso se enciende la bomba por segunda vez y se abren las manivelas del manómetro nuevamente hasta completar el tiempo.
- Después de comprobar que no exista fugas en el sistema se procede a la carga del refrigerante de una manera segura ya que el amoníaco cuando se presentan fugas es peligroso, como se describió en la sección 2.5.1.

4.2.3. Pasos para introducir el par amoníaco – agua al sistema

Antes de realizar las pruebas experimentales se buscó la forma de adecuar la solución amoníaco – agua, debido a que en el mercado se contaba con distribuidores de amoníaco en solución acuosa a una concentración entre el 20% – 25%. Debido a esto se adquirió amoníaco tipo gas a una concentración del 99,9% y para obtener la concentración que se requiere para su buen funcionamiento se debe seguir los siguientes pasos para realizar la recarga de amoníaco – agua al sistema.

- Generar mediante la bomba de vacío un barrido por 10 minutos para quitar las impurezas del sistema antes de introducir el refrigerante (amoníaco).
- Cerrar la válvula de control V-5 y válvula V-1 para evitar que el gas amoníaco se dirija al resto del sistema.

- Con la ayuda de un vaso de precipitación medir una cantidad de 1 lts de agua destilada para introducir en el absorbedor.
- Introducir el agua destilada en el absorbedor y medir su peso con la ayuda de una balanza electrónica.
- Para obtener la concentración deseada introducimos gradualmente el amoníaco en el absorbedor por la válvula de control V-6 (ver figura 53), para verificar constantemente su peso y obtener la concentración deseada ($x = 0,45$).

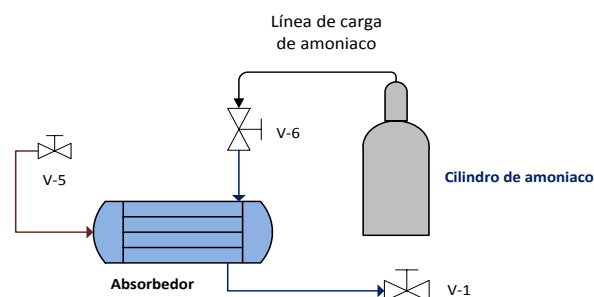


Figura 53: Diagrama de conexión para realizar la recarga del refrigerante

- Dejar que se condense el amoníaco en el sistema por un día antes de realizar las pruebas experimentales.

4.2.4. Pruebas experimentales de sistema

Para las pruebas experimentales se utilizó un transformador monofásico de 120V/24V/200W para simular la fuente de energía (Paneles fotovoltaicos) y conectar a la resistencia eléctrica. La temperatura que se requiere para que se inicie el proceso de refrigeración se alcanzó en un periodo de 30 minutos, esto depende de las condiciones del medio.

Una vez cargado el par amoníaco – agua al sistema de refrigeración se realizaron pruebas durante 5 días, donde se determinó que era necesario que el condensador y el absorbedor se encuentre inundado en agua para que el amoníaco se enfrié con más rapidez y se condense. También se estableció que era necesario un acumulador de

amoníaco a la salida del evaporador para que el amoníaco tenga un mayor recorrido en el evaporador. En la figura 54 se muestra el rediseño del sistema de refrigeración por absorción:

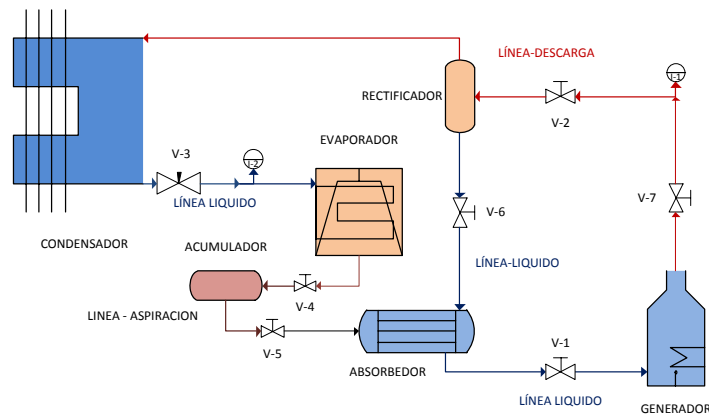


Figura 54. Esquema del sistema de refrigeración rediseñado

a. Adecuación del depósito de agua para el condensador

Para determinar el volumen de agua en el que se debe sumergir el condensador, se adecuó el recipiente de acuerdo al área que ocupa el condensador de varillas y aletas. Dando como resultado un volumen de 15 litros para realizar el proceso de condensación más rápidamente, en la figura 55 se muestra el condensador inundado en agua, para su construcción se empleó acrílico transparente.



Figura 55: Condensador inundado en agua

b. Adecuación del depósito de agua para el absorbedor

Para lograr un proceso de absorción más rápida dentro del absorbedor se adecuó un depósito de agua para inundar por completo el absorbedor, de acuerdo a las

dimensiones se determinó un volumen de 4 litros. Para su construcción se empleó acrílico transparente como se puede ver en la figura 56.



Figura 56: Absorbedor inundado en agua

c. Acumulador de amoníaco

El acumulador tiene la función de almacenar el amoníaco a la salida de la cámara fría, para dar un mayor espacio al recorrido del amoníaco y llegar a las temperaturas establecidas en el diseño, el volumen del acumulador es de 1,12 litros de acuerdo a la cantidad de vapor que se evapora en el generador, como se describió en la sección 3.4.3. En la figura 57 se muestra el acumulador instalado en el sistema de refrigeración.

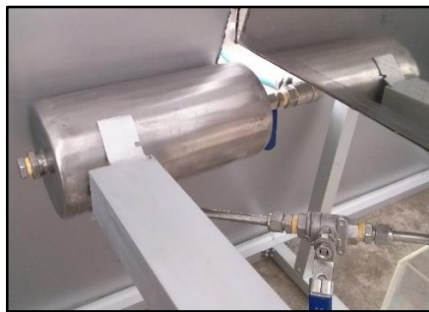


Figura 57: Acumulador de amoníaco instalado a la salida del evaporador

4.3. Monitoreo y adquisición de datos

Para el monitoreo y la adquisición de datos se utilizó una datalogger, en el cual se puede monitorear en tiempo real la temperatura en el evaporador y la temperatura ambiente, un sensor para medir la radiación solar y dos multímetros para medir la temperatura a la entrada del condensador y en el generador. En la figura 58 se muestra los equipos instalados en el sistema de refrigeración.



Figura 58: Equipos instalados en el prototipo de refrigeración

Con los equipos instalados para medir las variables se realizan las pruebas del prototipo de refrigeración con el fin de analizar el comportamiento de la temperatura en el evaporador y el generador.

4.3.1. Modo de operación del prototipo de refrigeración

Conectar la resistencia eléctrica al módulo de pruebas del generador fotovoltaico (ver anexo C) donde se tiene dos salidas de los dos paneles fotovoltaicos que se encuentran instalados en el Laboratorio de Energías Renovables de la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE. En la figura 59 se muestra la conexión en serie de los paneles fotovoltaicos.

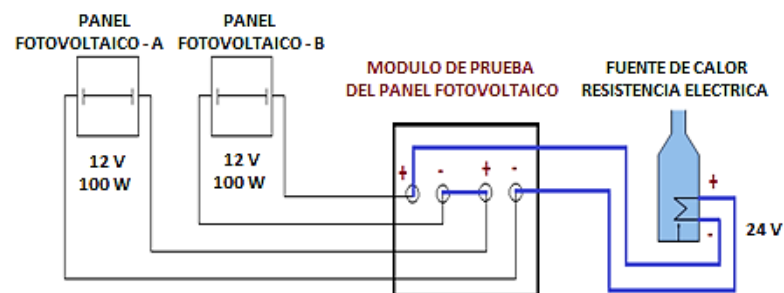


Figura 59: Conexión serie de los paneles fotovoltaicos

Para realizar las pruebas se abre la válvula de control V-2 como se muestra en la figura 60, para que el amoníaco vaporizado sea condensado hasta que se llegue a la presión de trabajo 10 bares (145 psi) del sistema. Durante ese periodo de tiempo se toman datos de radiación, corriente y temperaturas.

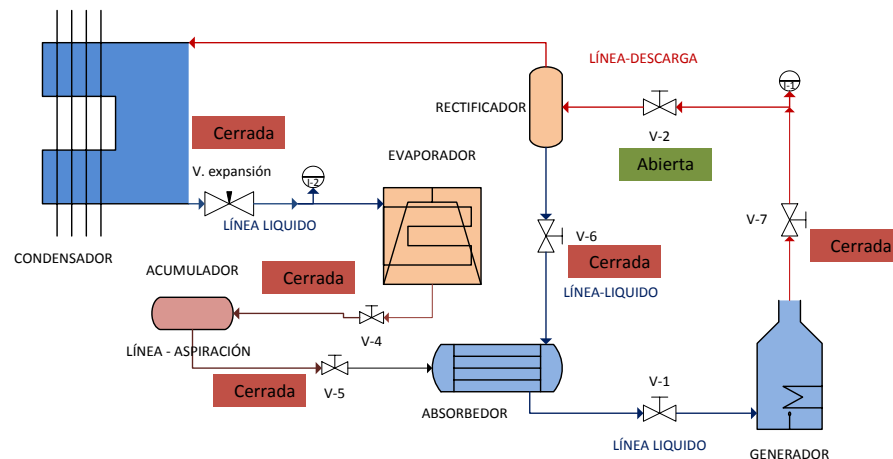


Figura 60: Esquema del sistema de refrigeración en condiciones iniciales

En la figura 61 se muestra el sensor de radiación solar midiendo la radiación instantánea.



Figura 61: Toma de datos de la radiación solar

Al alcanzar la presión de trabajo se desconecta el suministro de energía desde los paneles fotovoltaicos hacia la resistencia eléctrica, se cierra la válvula de control V-2 y se abre la válvula de expansión junto con la válvula de control V-4 que esta entre el evaporador y el acumulador de amoníaco (ver figura 60). El proceso de enfriamiento solo dura hasta que la presión de alta se estabilice con la de baja, es decir se igualen las presiones de trabajo.

Para que el amoniaco retorne al absorbedor se cierra la válvula de expansión y se abren las válvula V-2, válvula V-5 y válvula V-6. En el transcurso de la noche la válvula V-1 (válvula check) deja pasar la solución rica en amoniaco al generador nuevamente. Para realizar la prueba nuevamente se dejan todas las válvulas cerradas y se abre únicamente la válvula V-2. Como se muestra en la figura 62.

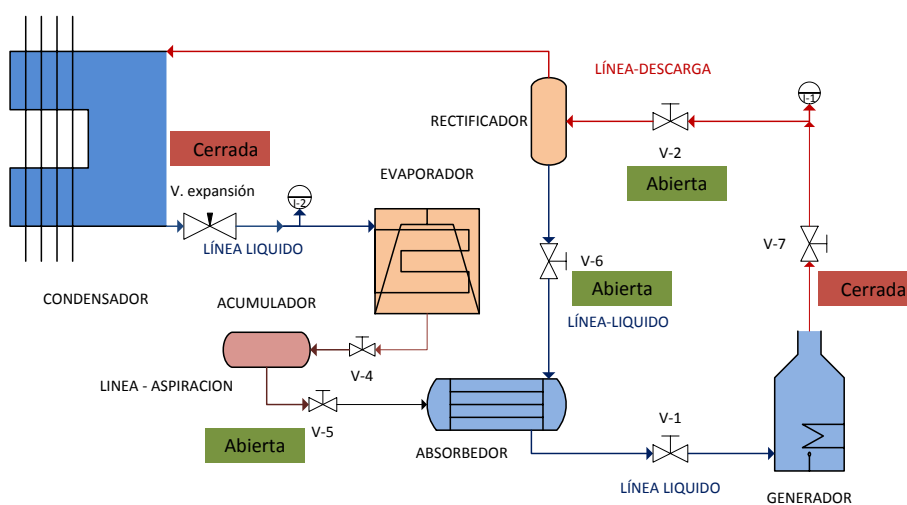


Figura 62: Pruebas experimentales del Sistema de refrigeración

4.4. Resultados y análisis

Para la primera prueba se realizó ensayos con el amoniaco en solución acuosa al 20%, donde se pudo evidenciar la evaporación del amoniaco a una temperatura de 100°C y se alcanzó una presión máxima de 3,5 bares (50,7 psi) en el generador en 4 horas, esto indico que para alcanzar la presión de trabajo 10 bares (145 psi) se requería de temperaturas más elevadas. Por esta razón no se logró variar la temperatura en el evaporador.

Para las pruebas experimentales que se detallan más adelante se utilizó la solución con el amoniaco gas que se describió en la sección 4.2.3 y aprovechando la energía solar mediante los paneles fotovoltaicos se obtuvieron los siguientes resultados:

4.4.1. Prueba experimental 1 del prototipo de refrigeración solar

En la tabla 16 se muestran los datos obtenidos para la prueba experimental mediante los Paneles Fotovoltaicos los cuales suministran una potencia máxima de 200 W y una corriente máxima de 6 A. Para un periodo de 2 horas de funcionamiento.

Tabla 16

Datos obtenidos de la prueba experimental 1 mediante los paneles fotovoltaicos

DATOS DE TEMPERATURAS OBTENIDOS DE LA PRUEBA EXPERIMENTAL DEL PROTOTIPO DE REFRIGERACIÓN						
	Hora	Temp. Ambiente (°C)	Temp. Generador (°C)	Temp. Condensador (°C)	Temp. Evaporador (°C)	Presión – Generador (psi)
Periodo de calentamiento	11:17	21.2	21.2	18.4	16.9	112
	11:19	21.1	21.3	18.6	17.2	112
	11:21	20.9	22.2	18.7	17.3	112
	11:23	20.8	22.8	18.8	17.5	112
	11:28	20.7	23.4	18.9	17.9	114
	11:33	22.4	23.8	19	18.2	114
	11:38	23.7	24.4	19.2	18.5	114
	11:41	24	34.4	19.4	18.7	115
	11:43	24.8	39.9	19.9	18.9	120
	11:47	23.9	60.8	20.6	19.2	125
	11:52	25.2	70	21.2	19.6	130
	11:57	25.6	71	21.8	20	135
	12:02	25.7	95	22.8	20.2	135
	12:05	25.3	91	23.6	20.6	140
	12:10	23.9	100	24.2	20.8	140
	12:15	23.7	100	24.5	21.1	138
12:22	23.6	78	24.6	21.2	135	
12:29	22.8	70.7	24.2	21.3	135	
12:34	24.4	60	23.9	21.4	125	
Periodo de enfriamiento	12:36	23.8	58	23.4	14.4	123
	12:38	23.7	56	23.3	11.2	122
	12:40	23.2	54	23.3	13.3	120
	12:42	23.9	48	23.2	14	120
	12:44	23.9	46	23.1	14.5	118
	12:46	23.9	44	23	15.6	118
	12:52	24.6	38	22.9	16	117
	13:10	24.1	34	22.8	17	115
13:26	22.8	26.8	22.4	17.6	115	

Para los datos obtenidos en esta prueba se disponía de una radiación solar promedio de $775,5 \text{ W/m}^2$ en el periodo de calentamiento, en este transcurso de tiempo se llegó a una presión máxima de 9,7 bares (140 psi) y una temperatura máxima en el generador de 100°C . Con lo cual se obtuvo una variación de temperatura mínima de $11,2^\circ\text{C}$ dentro de la cámara de refrigeración, partiendo desde una presión inicial de 0 bares en el serpentín del evaporador, el proceso de enfriamiento dura hasta que se estabilicen las presiones del lado de baja y lado de alta presión.

En la figura 63 se puede apreciar el comportamiento de la temperatura en el periodo de calentamiento en el generador, desde que se inicia el calentamiento hasta cuando alcanza la temperatura máxima (100°C) entre las 12:10 y 12:15. El periodo de enfriamiento en la cámara de refrigeración empieza desde las 12:34 una vez desconectada la fuente desde los paneles fotovoltaicos. En esta etapa se puede ver que a las 12:38 es donde se produce la mayor disminución de temperatura dentro de la cámara fría, sin embargo después de unos minutos se observa el incremento lento de temperatura.

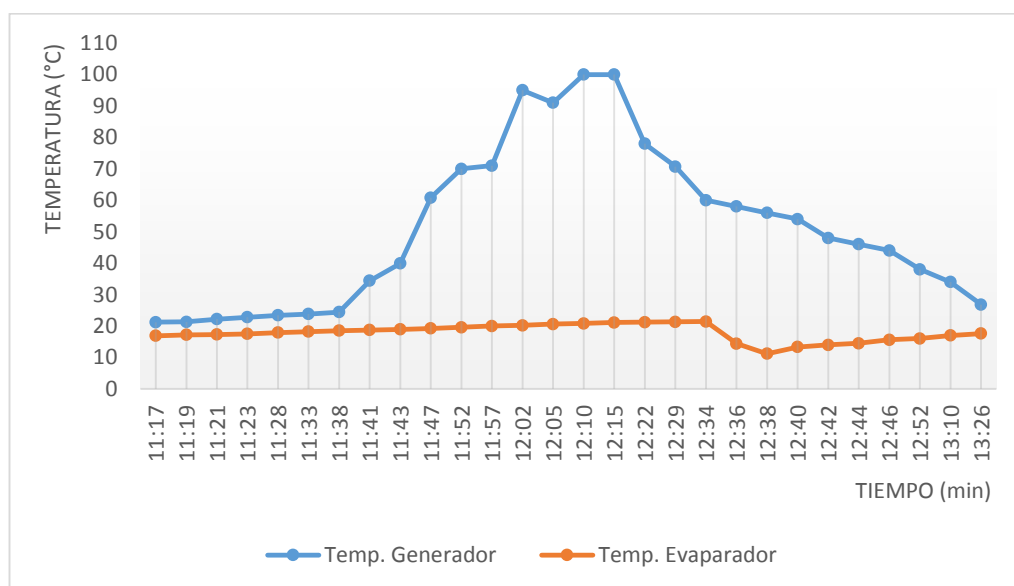


Figura 63: Comportamiento de temperatura en el generador y en el evaporador.

En figura 64 se puede ver el comportamiento de las temperaturas de funcionamiento del prototipo de refrigeración solar, donde se muestra que la

temperatura ambiente y la temperatura en el evaporador no varían en el periodo de calentamiento (11:17-12:34). Por otra parte la temperatura en el generador tiene mayor variación debido al calentamiento de la resistencia eléctrica en esta etapa, mientras que en el ciclo de enfriamiento la temperatura en el evaporador disminuye a la par con la temperatura en el generador.

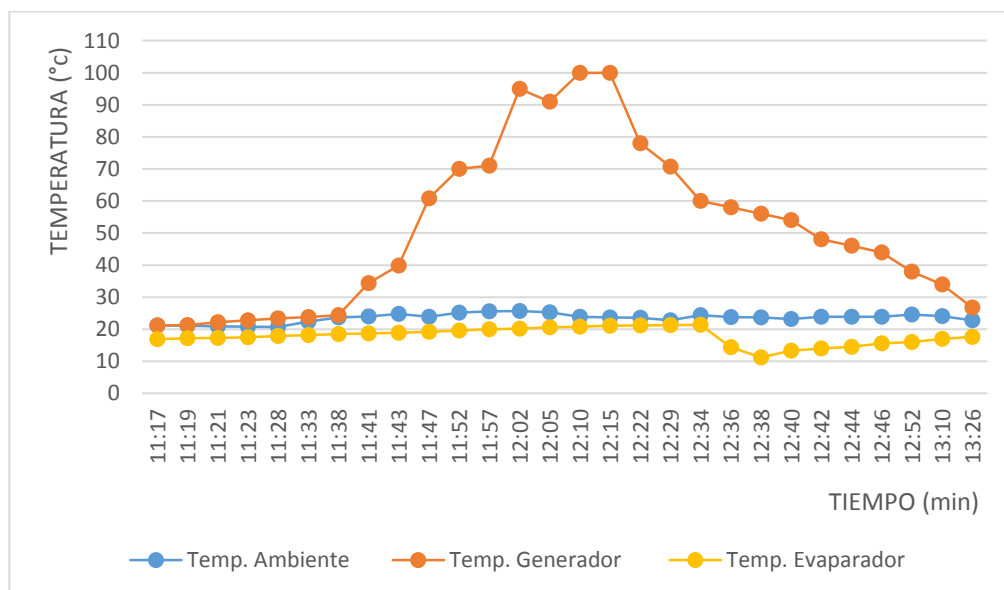


Figura 64: Comportamiento de las temperaturas de funcionamiento del prototipo de refrigeración solar

Mediante los datos que se muestran en la figura 65 se puede ver el comportamiento de la presión y temperatura en el generador, se determina que mientras mayor sea la temperatura dentro del generador la presión se incrementa de manera continua, logrando alcanzar una temperatura de generación máxima de 100 °C y una presión máxima de 9,7 bares (140 psi) entre las 12:10 y 12:15, las cuales se obtuvieron durante un día parcialmente nublado.

De la misma manera al desconectar la fuente de energía desde los paneles fotovoltaicos a las 12:22 se inició un lento descenso de temperatura y presión, hasta los 26,8 °C y 7,92 bares (115 psi) cuando se finalizó la prueba experimental. Analizado los datos de la tabla 16 se demuestra que tanto la presión y la temperatura cumplen con los rangos de funcionamiento establecidos en el diseño del sistema de refrigeración.

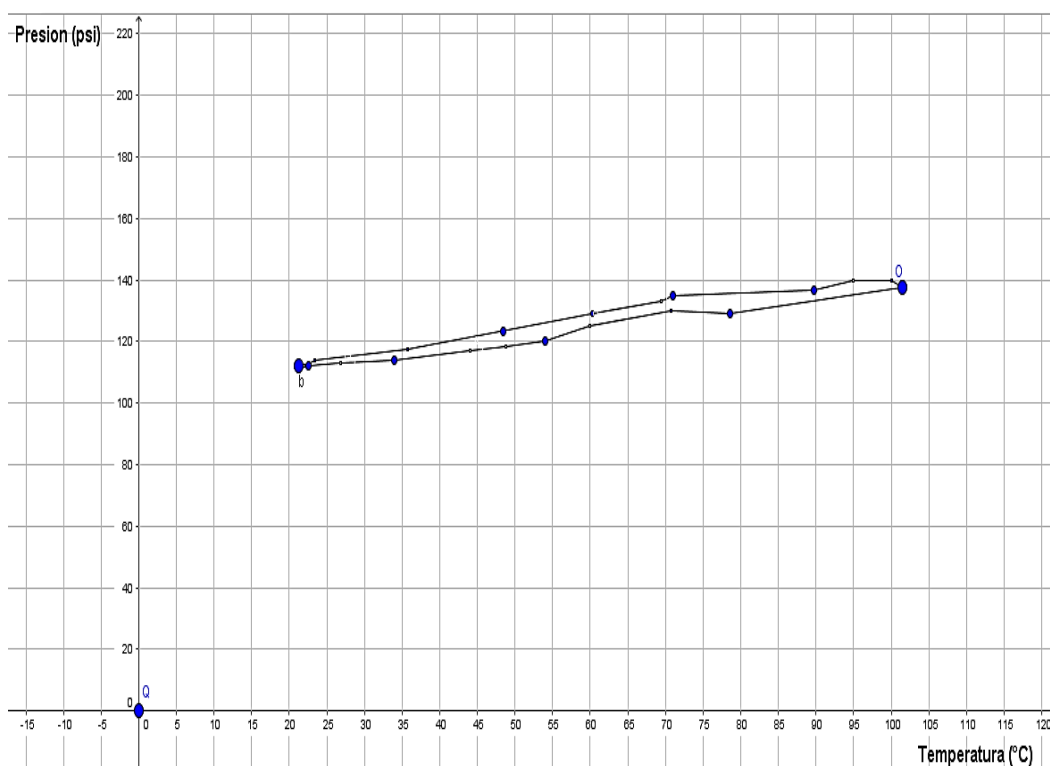


Figura 65: Comportamiento de la presión y la temperatura en el generador

Una vez obtenido los factores de funcionamiento de los paneles fotovoltaicos los cuales se muestran en la tabla 17 para el periodo de calentamiento. Se evidencia que el factor de mayor importancia es la radiación solar ya que es la fuente de energía para el funcionamiento del sistema de refrigeración, de esta dependen el voltaje y la corriente generada por los paneles fotovoltaicos.

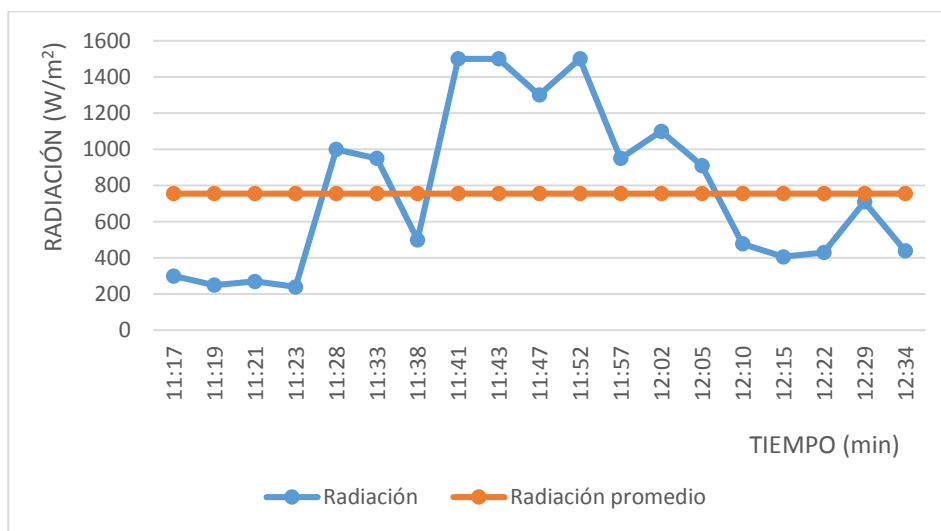


Figura 66: Datos de radiación solar

Con esta radiación promedio de $775,5 \text{ W/m}^2$ se logró alcanzar los rangos de temperatura que se requería en el generador como se observa en la figura 66, para obtener la cantidad de vapor de amoníaco necesaria para el funcionamiento óptimo del sistema.

Tabla 17
Factores de funcionamiento de los paneles fotovoltaicos

Hora	Radiación (W/m^2)	Corriente (A)	Voltaje (V)
11:17	300	1.4	6.44
11:19	250	1.3	5.98
11:21	270	1.5	6.9
11:23	240	1.4	6.5
11:28	1000	4	17.2
11:33	950	2.7	12.42
11:38	500	2.3	10.58
11:41	1500	5.2	23.92
11:43	1500	6.6	29.5
11:47	1300	6.6	29.5
11:52	1500	4.2	19.32
11:57	950	5.3	24.38
12:02	1100	4.2	18.3
12:05	910	3.4	15.3
12:10	478	2.5	11.5
12:15	406	2.3	10.58
12:22	430	2.5	11.5
12:29	710	4.6	21.16
12:34	440	2.4	11.04

4.4.2. Prueba experimental 2 del prototipo de refrigeración solar

Durante esta prueba se alcanzaron temperaturas de refrigeración más altas en la cámara de refrigeración en el periodo de enfriamiento, en comparación con la prueba experimental anteriormente realizada. Debido a las condiciones iniciales de funcionamiento del sistema.

Los datos obtenidos para esta prueba fueron tomados en un periodo de tiempo de 4 horas en el cual se tenía una radiación solar promedio de $846,7 \text{ W/m}^2$. En la tabla 18 se muestra el periodo de calentamiento que dura 3 horas en el cual se alcanzó una presión máxima de 11,5 bares (168 psi) y una temperatura máxima de $120 \text{ }^\circ\text{C}$. En el

periodo de enfriamiento se obtuvo una variación de temperatura de 4 – 5 °C en la cámara de refrigeración con respecto a la temperatura ambiente debido a que la presión dentro del serpentín del evaporador antes de abrir la válvula de expansión se encontraba a 5,5 bares (80 psi), cuando lo ideal es que esta presión este en 0 bares como en la anterior prueba experimental, debido a esto la variación de presión es muy pequeña entre el generador y el evaporador.

Tabla 18
Datos de la prueba experimenta 2 para el periodo de calentamiento

Periodo de calentamiento			
Hora	Radiación (W/m ²)	Temp. Generador (°C)	Presión (psi)
8:40	440	15	105
8:55	600	21.5	112
9:10	500	37.7	118
9:25	1400	59.7	126
9:40	900	70.2	132
9:55	750	90	137
10:10	600	92.8	145
10:25	400	78	150
10:40	400	65.6	145
10:55	585	78	142
11:10	1250	101.5	156
11:25	1305	115	162
11:40	1500	120	168
11:55	800	115	160

En la figura 67 se puede evidenciar el lento descenso de la temperatura en el evaporador desde que desconecta la fuente de energía desde los paneles fotovoltaicos a las 12:10 hasta cuando se termina la prueba experimental. También se puede evidenciar la temperatura máxima de 120°C alcanzada dentro del generador así como la presión máxima de 11,5 bares (168 psi) entre las 11:45 y 11:55, en el periodo de calentamiento.

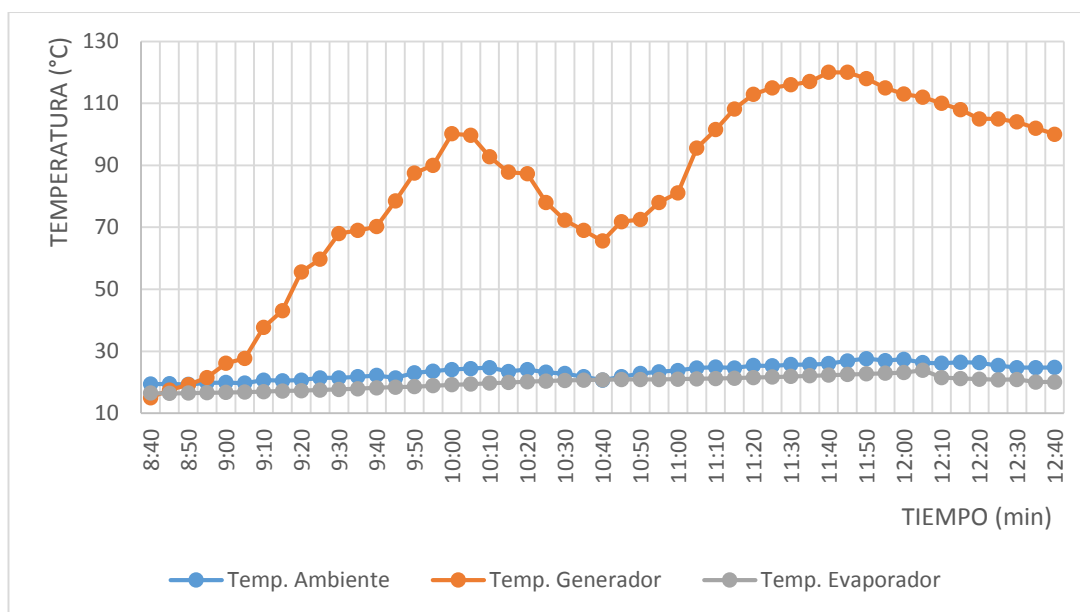


Figura 67: Comportamiento de las temperaturas analizadas en la prueba experimental 2

La variación de temperatura mínima en el evaporador que se logró obtener es de 5 °C después de 3 horas y 30 minutos que se abrió la válvula de expansión y de que se desconectó la fuente de energía. Esto se debe a la lenta condensación del amoníaco en el acumulador y a la poca variación de presión entre el lado de baja y lado de alta, por diferentes razones como: se recargó amoníaco tipo gas presurizado y esto provocó que cambien las presiones en el sistema, la concentración del amoníaco fue difícil de establecer debido a que no se contó con la instrumentación adecuada para realizar la recarga del par, no se logró mantener la presión a un valor cercano a 2 bares en lado de baja como se estableció en el diseño.

El principal problema que presentó en el sistema de refrigeración fue la recirculación del amoníaco, para evitar esto se recomienda introducir hidrógeno al sistema para compensar la caída de presión del amoníaco en el evaporador y pueda retornar al absorbedor. Esto se logra debido a que el hidrógeno provee una presión constante a lo largo del ciclo, principalmente en el evaporador y en el absorbedor. El hidrógeno al ser un gas inerte y más ligero que el refrigerante, provoca que el amoníaco sea absorbido por gravedad por la solución pobre que se encuentra en el absorbedor, mientras que el hidrógeno retorna al evaporador. Esto se logra debido a una presión

parcial que aumenta a medida que el refrigerante se evapora en el sistema de refrigeración (Isaza R., 2015).

Para determinar las cantidades de las tres sustancias (NH_3 , H_2O , H_2) que se deben introducir en el sistema se realiza el cálculo a partir de las presiones y volúmenes que se establecieron en el diseño, como se muestra a continuación:

La presión total del sistema es de 10 bares y la presión del amoníaco dentro del evaporador a una temperatura de 6°C es de 5,4 bares, por lo tanto la presión del hidrógeno dentro del evaporador es igual a:

$$P_H = 10 - 5,4 = 4,6 \text{ Bares}$$

Para la determinar la densidad del hidrógeno a diferentes presiones y temperaturas se utiliza la ecuación de gases ideales para una temperatura ambiente de 20°C :

$$P = \rho RT \quad \text{Ec. (4.1)}$$

$$\rho = 0,381 \text{ Kg/m}^3$$

En el absorbedor se tiene la mayor parte de amoníaco y se asume que está a la misma presión, por lo tanto es la misma densidad. Para determinar la cantidad de hidrógeno que el sistema requiere se utiliza la ecuación 4.2:

$$M = \rho_{\text{evp}} V_{\text{evp}} + \rho_{\text{abs}} V_{\text{abs}} \quad \text{Ec. (4.2)}$$

$$M = 0,011 \text{ Kg}$$

Esta característica de operación, tiene implicaciones en el funcionamiento del equipo. Si la carga del gas inerte es muy alta, esto hará que la temperatura de condensación sea elevada y la eficiencia se verá reducida. Si la carga del gas inerte es muy baja el sistema no podría operar en ambientes de temperatura muy elevada, en este caso el sistema no operaría (Isaza R., 2015).

4.5. Costos de implementación

A continuación en la tabla 4.3 se enlistan los costos de los materiales utilizados para la construcción de cada componente del sistema de refrigeración:

Tabla 19
Costos de materiales utilizados para la construcción del sistema

Absorbedor			
Descripción	Valor unitario	Cantidad	Valor total
Tubo acero inoxidable 4"x0.4 m cedula 10	40	1	40
Tapas de lámina inoxidable de 4 mm	10	2	20
Soldadura	7	3	21
Acumulador de agua - acrílico	45	1	45
Conector de presión 1/4"	2,5	1	2,5
Tapón 3/8" de acero inoxidable	3,5	1	3,5
Total			132
Generador			
Descripción	Valor unitario	Cantidad	Valor total
Tubo acero inoxidable 4" x 0.15 m cedula 10	25	1	25
Tapas de lámina inoxidable de 4 mm	10	2	20
Soldadura	7	4	28
Tubo de acero inoxidable tubería 3/8" cedula 10	80	1	80
Total			153
Condensador			
Descripción	Valor unitario	Cantidad	Valor total
Tubo acero inoxidable 3/8" cedula 10	80	1	80
Varillas de acero inoxidable de 1.7 mm	1	130	130
Soldadura	0,2	882	176,4
Acumulador de agua- acrílico	45	1	45
Conector de presión 3/8"	2,5	2	5
Doblado	40	1	40
Total			476,4
Evaporador			
Descripción	Valor unitario	Cantidad	Valor total
Tubo acero inoxidable 3/8" cedula 10	80	2	160
Lamina de acero inoxidable 1.2 x 2.4 m	70	1	70
Soldadura	5	16	80
Doblado	20	1	20
Aislante 1.2x2.4 m	25	1	25
Empaque aislante 3 m	10	1	10

CONTINÚA 

Total			365
Rectificador			
Descripción	Valor unitario	Cantidad	Valor total
Tubo acero inoxidable 1,5" x 0,17 m cedula 40	30	1	30
Casquetes esféricos de presión	10	2	20
Soldadura	5	2	10
Tubo acero inoxidable 3/8"x1 m cedula 10	15	1	15
Total			75
Accesorios			
Descripción	Valor unitario	Cantidad	Valor total
Válvulas de acero inoxidable 3/8"	54	4	216
Válvula Check 1/4"	55	1	55
Válvulas de aguja acero inoxidable SERIE H-300	100	1	100
Resistencia eléctrica 120 w - 24 v	50	1	50
Manómetros de acero inoxidable de 0 – 200 psi	95	2	190
Acoples de acero inoxidable 3/8" a conexión 1/2" NPT Hembra	30	2	60
T de acero inoxidable de 3/8"	3	3	9
Juego de candado	2	1	2
Estructura aluminio	250	1	250
Acoples de acero inoxidable ¼ "	25	10	250
Total			1182
Refrigerante y absorbente			
Descripción	Valor unitario	Cantidad	Valor total
Amoniaco Gas	2,5	4	10
Amoniaco en solución acuosa al 20%	3,5	1	3,5
Agua destilada	1,25	3	3,75
Total			17,25
COSTO TOTAL DEL SISTEMA			2400,65

Los costos anteriores no toman en cuenta el costo de los paneles fotovoltaicos debido a que se dispone en el Laboratorio de Energías Renovables.

4.5.1. Análisis costo benéfico del prototipo de refrigeración solar

Para realizar el análisis se debe de tener en cuenta los puntos a favor y en contra que tiene el prototipo de refrigeración solar, la energía que utiliza para su funcionamiento, la zona donde se va a utilizar y costo de implementación.

Pero un punto de gran importancia es que el equipo preside de elementos que demanden consumo de energía eléctrica, por lo tanto es de gran utilidad en zonas aisladas que no tienen suministro de energía eléctrica y es imposible la utilización de equipos de refrigeración por compresión, para la conservación de medicinas o para la conservación de alimentos.

Estos equipos no contaminan el medio ambiente, a diferencia de los sistemas de refrigeración que utilizan CFC que afectan a la capa de ozono y provocan el efecto invernadero.

- Precio de la implementación del sistema de absorción mediante par Amoniaco-Agua \$ 2465 dólares.

El costo de la implementación del sistema de refrigeración es elevado debido al alto precio de los elementos y dispositivos de medición (temperatura y presión) deben ser para gas amoniac, esto contribuyo para que el costo final del equipo sea mayor en comparación con un sistema de refrigeración que funcionan a base de energía eléctrica.

CAPÍTULO V

5. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

5.1. Conclusiones

- Se diseñó e implementó un prototipo de refrigeración solar por absorción mediante par amoniaco – agua de tipo intermitente, en el que se logró obtener temperaturas que están entre 10 – 16 °C por un corto tiempo de funcionamiento, utilizando una resistencia eléctrica de 120 W que permita aprovechar la energía solar que convierten los paneles fotovoltaicos.
- La temperatura de generación que se alcanzó fue de 120°C a una radiación promedio de 846,7 W/m², siendo este un factor importante para garantizar la evaporación del amoniaco necesario para iniciar el proceso de enfriamiento y acortar el tiempo en el periodo de calentamiento.
- La capacidad de enfriamiento del sistema se vio afectado por la concentración del amoniaco y por el calentamiento de las paredes de la cámara de refrigeración que se encontraba expuesta directamente a la radiación solar.
- La recarga del refrigerante se realizó con amónico tipo gas y no con amoniaco en solución acuosa como se estableció desde el inicio, esto se debe a las regulaciones que existe para su adquisición por parte de CONSEP y debido a que en el mercado no se contaba a la concentración que se determinó en el diseño (0,45%), siendo este el principal inconveniente para alcanzar presiones bajas en el sistema una vez finalizado el periodo de funcionamiento.
- El enfriamiento es más prolongado en el sistema, al iniciar el proceso de refrigeración con una presión en el evaporador cercana a 0 bares, con esto se obtuvo una variación de temperatura de 11,2 °C, mientras que a una mayor presión (5,5 bares) se bajó 5°C debido al poco recorrido del amoniaco.
- La concentración del amoniaco en la solución (amoniaco – agua) es el factor más importante que se debe tener en cuenta, debido a que en una solución pobre en amoniaco las temperaturas requeridas para la generación de vapor son más elevadas para alcanzar la presión de trabajo en el sistema.

5.2. Recomendaciones

- Para obtener mayor variación de temperatura en futuros desarrollos de sistemas de refrigeración solar mediante par amoniaco- agua se recomienda, agregar un tercer fluido (hidrogeno) ya que este regula la presión parcial del refrigerante y ayuda a disminuir la temperatura de saturación, permitiendo que el ciclo sea continuo.
- La cámara de refrigeración debe estar en lugar sombreado donde la radiación solar no perjudique la temperatura en su interior por el incremento de calor en las paredes y esto ocasionaría una variación significativa para el análisis de funcionamiento del sistema.
- Para lograr mayor variación de temperatura en el evaporador se recomienda dejar que el amoniaco se condense por 48 horas en el lado de baja, para que la presión interna sea menor.
- Para la adquisición del refrigerante (amónico) se debe considerar la concentración que se estableció en el diseño, debido a que se puede adquirir una sola vez al año por ser una sustancia estrictamente controlada por el CONSEP, prohibiendo la tenencia y manipulación a personas o entidades que no tenga un permiso.
- Para evitar daños a la salud, se debe utilizar equipos de protección personal al momento de efectuar la recarga al sistema, para lo cual se debe utilizar mangueras especiales para amoniaco y la recarga debe ser efectuada por un técnico especializado en manejo de amoniaco.

BIBLIOGRAFÍA

- CAÑADAS, M., & TORRES, J. (2010). *"Diseño de un refrigerador por absorción para uso didáctico"*, Tesis M.S, Facd. Ingeniería y Arquitectura, Universidad de el Salvador. Ciudad Universitaria: El Salvador.
- Cengel, Y., & Boles, M. (2011). *Transferencia de calor y masa*. México, D.F.: The McGraw-Hill Companies.
- Cengel, Y., & Boles, M. (2012). *Termodinámica* (Séptima ed.). México, D.F.: The McGraw-Hill Companies.
- Fenercom. (2011). Guía sobre aplicaciones de la energía solar térmica. *Guía de frío solar*.
- Herold, K. E., Radermacher, R., & Klein, S. A. (1996). *Absorption chillers and Heat Pumps*. New York: USA.
- Jutglar, L., & Miranda, Á. (2008). *Técnicas de refrigeración*. España: Barcelona.
- Kajano, J., & Lucas, D. (2012). *PART DESCRIPTION*. CANADA: WORCESTER POLYTECHNIC INSTITUTE.
- LEÓN, J. D. (2011). *Manual de Climatización Solar*. España: Solares.
- María, H. (2010). *"Estado del arte para la producción de frío a partir de energía solar"*, Tesis M.S. Universidad de Sevilla. Sevilla: España.
- Martín, M. P. (2014). *Montaje y mantenimiento de instalaciones frigoríficas industriales*. Madrid, España: Paraninfo.
- Matamoros, R. (2004). *"Diseño y construcción de un refrigerador solar por absorción de tipo intermitente, para una capacidad de enfriamiento de 10 W"*, Tesis M.S. Escuela Superior Politécnica del Litoral. Guayaquil: Ecuador.
- ODEBRECHT. (2011). *Libro conmemorativo 2011, Recopilación de los mejores proyectos*. Republica Dominicana: ODEBRECHT.
- Ramiro, A. (2011). *Análisis y diseño de un sistema de refrigeración por absorción*. Tesis de Ingeniería. Universidad San Francisco de Quito. Quito.
- Romeo, G. (2006). *"Análisis termodinámicos de ciclo de refrigeración por absorción (amoníaco-agua)"*. Tesis M.S, Dpto. INSTITUTO POLITÉCNICO NACIONAL. México, D.F.

- Samson, I., Echarri, R., & El Hasi, C. (2008). PROTOTIPO A PEQUEÑA ESCALA DE UNA NEVERA SOLAR. *Ciencia y Sociedad*, 237-245.
- Silva, V., & Giomar, S. (2005). "Diseño de un acondicionador de aire de bajo costo de operación para zonas remotas utilizando al sol como fuente de energía", *Tesis Ingeniería. Escuela Politecnica del Litoral*. Ecuador.
- Tapia, L. (2008). *Optimización de un sistema productor de hielo ubicado en la costa Michoacana*. Michoacana: México, D.F.
- Tomas, D. (2010). Componentes de una instalación solar fotovoltaica. En *INSTALACIONES SOLARES FOTOVOLTAICAS* (págs. 10-15). España: McGraw-Hill.
- Ulloa, J. (2012). *Guía de Uso y Manejo de Amoníaco en la Refigreración de Frutas y Hortalizas Frescas: Plan de Emergencia*. Chile: Edmundo Araya A. (ASOEX), Ricardo Adonis P. (FDF).
- Vera, S. (2005). Selección del evaporador. En *Diseño de un Acondicionador de aire de bajo costo de operación para zonas remotas utilizando al sol como Fuente de Energía. Tesis Ingeniería. Escuela Politecnica del Litoral* (pág. 109). Ecuador.
- Wessel, D. J. (2001). EXTENDED SURFACE. En *ASHRAE Fundamentals Handbook (SI)* (pág. 3.20). Atlanta: ASHRAE.

LINKOGRAFÍA

- Alejandro, C., Antonio, T., & Gustavo, D. (2009). Design and construction of an experimental of an experimental rig for studies of absorption air conditioners. *Rev. Téc. Ing. Univ. Zulia.*, Vol. 32(Nº 3), 181-189. Recuperado el 25 de 04 de 2015, de <http://goo.gl/DEyIz5>
- AVEN. (2009). *Guía práctica de Energía Solar Térmica*. Valencia: LAIMPRESA CG. Recuperado el 12 de 06 de 2015, de <http://goo.gl/jLxPyK>
- Bejarano, E. (2013). *Aula virtual de Tecnología II*. Recuperado el 10 de 11 de 2015, de <http://goo.gl/v6sSVt>
- Beltrán, R. A. (2012). *Universidad de los Andes*. Recuperado el 10 de 01 de 2015, de <http://goo.gl/HIUTnQ>
- BOHN, F. (2005). Factor de seguridad. En *Manual de ingeniería* (pág. 6). México, D.F.: GRUPO FRIGUS THE RME. Recuperado el 12 de 07 de 2015, de <http://goo.gl/3nuH1d>
- Busso, A., Esquivel, O., Sogari, N., & Franco, J. (2007). Uso de la energía solar como fuente térmica para el funcionamiento de un refrigerador por ciclo de absorción amoniaco-agua. *Avances en Energías Renovables y Medio Ambiente, Vol. 11*. Recuperado el 17 de 04 de 2015, de <http://goo.gl/tAmY3F>
- Díaz, E. A. (2013). *Cifpla Laboral*. Recuperado el 12 de 10 de 2015, de <http://goo.gl/nrXqAz>
- Ecotimes. (2008). *Ambientum*. Recuperado el 12 de 03 de 2015, de <http://goo.gl/3DGuXA>
- ERASO, G. (09 de 03 de 2010). *mailxmail.com*. Recuperado el 12 de 04 de 2015, de <http://goo.gl/rI2Efc>
- Figueredo, G., Vizcaino, N., Perna, S., & Benitez, F. (2011). Cogeneración de trabajo y refrigeración mediante un ciclo basado en una mezcla de amoniaco y agua. *Avances en Energías Renovables y Medio Ambiente, Vol. 15*. Recuperado el 27 de 03 de 2015, de <https://goo.gl/210oL6>
- Freemeteo. (2007). *freemeteo.ec*. (Freemeteo) Recuperado el 15 de 06 de 2015, de <http://goo.gl/vA3Li2>

- Gutiérrez, J. C., Zapata, S. H., & Macias, C. Á. (2010). La refrigeración en la enseñanza de la física. *Lat. Am. J. Phys. Educ.*, 4(Suppl. 1), 879 - 887. Recuperado el 14 de 01 de 2015, de <http://goo.gl/YYCVkX>
- International, E. (2013). *Edibon*. Recuperado el 12 de 08 de 2015, de <http://goo.gl/ifCxy2>
- International, P. (2014). Operación de equipo de aire acondicionado tipo split con hidrocarburos. Eschborn: Deutsche Gesellschaft für Internationale Zusammenarbeit (GIZ) GmbH. Recuperado el 20 de 05 de 2015, de <https://goo.gl/CFehyn>
- Isaza R., C. (2015). *ResearchGate*. Recuperado el 10 de 01 de 2015, <http://goo.gl/NOXAV0>
- Jennifer, M. (2012). *Scribd*. Recuperado el 15 de 01 de 2015, de <https://goo.gl/zp71Jc>
- Márquez, J. R. (2009). *MUNDO HVACR "Refrigeración con Amoníaco"*. Recuperado el 10 de 07 de 2015, de <http://goo.gl/BJW2FI>
- Mimbrea. (2013). *Mimbrea/Informes técnicos*. Recuperado el 13 de 05 de 2015, de <http://goo.gl/am60dP>
- Moreno, G., Rivera, W., & Best, R. (2011). Development of a solar intermittent refrigeration system for ice production. *World renewable energy congress*, (págs. 8-13). Suecia. Recuperado el 30 de 03 de 2015, de <http://goo.gl/yUxfcN>
- RATSA. (2011). *Recubrimientos y Aislantes Térmicos, S.A. de C.V.* Recuperado el 15 de 03 de 2015, de www.ratsa.com
- Salas, C. L. (2014). Propuesta de un sistema de refrigeración por absorción para la climatización del edificio administrativo. *Ciencia & Futuro*, 4(4), 63-83. Recuperado el 12 de 08 de 2015, de <http://goo.gl/E9RPCI>
- Salve, M. P. (2011). *Portal de ahorro de energía*. (Enforce) Recuperado el 17 de 02 de 2015, de <http://goo.gl/R11gIU>
- Thermorossi. (2015). *ArchiEXpo*. Recuperado el 12 de 04 de 2015, de <http://goo.gl/CprRHi>
- Totaline. (2003). *Totaline-Refrigeration selection guide*. Recuperado el 30 de 07 de 2015, de <https://goo.gl/YBR5oI>

- YAZAKI. (s.f.). *YAZAKI ENERGY SYSTEMS*. Recuperado el 23 de 04 de 2015, de <http://goo.gl/yCByKe>

ANEXOS

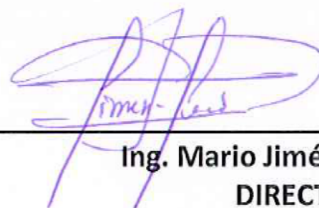


**DEPARTAMENTO DE ELÉCTRICA Y ELECTRÓNICA
CARRERA DE INGENIERÍA ELECTROMECAÁNICA**

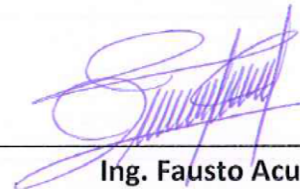
CERTIFICACIÓN

Se certifica que el presente trabajo fue desarrollado por los señores, Pablo César Catota Ocapana y Walter Abel Tonato Quispe.

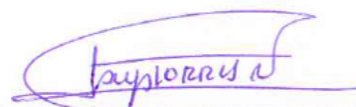
En la ciudad de Latacunga, a los 09 días del mes de diciembre del 2015.



**Ing. Mario Jiménez
DIRECTOR**



**Ing. Fausto Acuña
CODIRECTOR**



**Ing. Katya Torres
DIRECTORA DE CARRERA**



**Dr. Rodrigo Vaca Corrales
SECRETARIO ACADÉMICO**