

UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA

SEDE QUITO

CARRERA: INGENIERÍA MECÁNICA

Trabajo de titulación previo a la obtención del título de:

INGENIEROS MECÁNICOS

TEMA:

**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN SISTEMA DE ENFRIAMIENTO POR
ABSORCIÓN DE CALOR CON UNA CAPACIDAD DE 1320 J/MIN, CON LA
UTILIZACIÓN DE UN COLECTOR TÉRMICO.**

AUTORES:

JONATHAN ALEJANDRO CHIRIBOGA DEL VALLE

PAÚL FERNANDO COLLAGUAZO LOYA

TUTOR:

LUIS FERNANDO TOAPANTA RAMOS

Quito, agosto del 2018

CESIÓN DE DERECHOS DE AUTORES

Nosotros, Jonathan Alejandro Chiriboga Del Valle con documento de identificación N° 1309771432 y Paúl Fernando Collaguazo Loya con documento de identificación N° 1718123274, manifestamos nuestra voluntad y cedemos a la Universidad Politécnica Salesiana la titularidad sobre los derechos patrimoniales en virtud en que somos autores del trabajo de titulación intitulado: Diseño y construcción de un sistema de enfriamiento por absorción de calor con una capacidad de 1320 J/min, con la utilización de un colector térmico, mismo que ha sido desarrollado para optar por el título de: Ingenieros Mecánicos, en la Universidad Politécnica Salesiana, quedando la Universidad facultada para ejercer plenamente los derecho cedidos anteriormente.

En aplicación a lo determinado en la Ley de Propiedad Intelectual, en nuestra condición de autores nos reservamos los derechos morales de la obra antes citada. En concordancia, suscribimos este documento en el momento que hacemos entrega del trabajo final en formato impreso y digital a la Biblioteca de la Universidad Politécnica Salesiana.

Quito, agosto del 2018

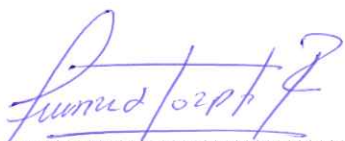
.....
Jonathan Alejandro Chiriboga Del Valle
Cédula: 1309771432

.....
Paúl Fernando Collaguazo Loya
Cédula: 1718123274

DECLARATORIA DE COAUTORÍA DEL DOCENTE TUTOR

Yo, declaro que bajo mi dirección y asesoría fue desarrollado el trabajo de titulación: Diseño y construcción de un sistema de enfriamiento por absorción de calor con una capacidad de 1320 J/min, con la utilización de un colector térmico, realizado por Jonathan Alejandro Chiriboga Del Valle y Paúl Fernando Collaguazo Loya, obteniendo un producto que cumple con todos los requisitos estipulados por la Universidad Politécnica Salesiana, para ser considerados como trabajo final de titulación.

Quito, agosto del 2018

A handwritten signature in blue ink, appearing to read 'Luis Fernando Toapanta Ramos', is written over a horizontal dotted line.

Luis Fernando Toapanta Ramos

Cédula: 1721113759

Agradecimiento

A Dios, por la bendición que es dada en nuestras vidas.

A la Universidad Politécnica Salesiana por habernos abierto las puertas de la Carrera de Ingeniería Mecánica, en especial a los docentes quienes con su vocación y profesionalismo impartieron sus conocimientos y experiencias durante todo el ciclo de nuestra formación académica.

Al Ing. Luis Fernando Toapanta M.Sc., tutor del proyecto técnico quien con su colaboración, conocimiento y comprensión supo guiarnos a la obtención de nuestra meta.

Al personal administrativo quienes más allá de desempeñar un trabajo han sabido motivarnos e incentivarnos a seguir adelante y lograr nuestro objetivo.

Jonathan Alejandro Chiriboga Del Valle

Paúl Fernando Collaguazo Loya

Dedicatoria

A mis padres, por ser los mejores en entenderme y apoyarme en todo momento a pesar de las dificultades.

A mi padre por ser ejemplo por su entrega de amor, paciencia y saber enseñarme ser un hombre de bien a pesar de todo. A mi madre por ser una mujer maravillosa conmigo en toda mi vida.

A mis hermanos que son una parte fundamental en mi vida y a mi abuelita que en lo posible me ayudado en mi etapa universitaria.

A Lizeth quien ha sido un apoyo incondicional en mi vida.

Jonathan Alejandro Chiriboga Del Valle

A mis padres, por su comprensión y apoyo incondicional durante toda la etapa de mi vida universitaria, por enseñarme a ser perseverante y que todo sacrificio al final tiene su recompensa.

A mi madre, por siempre acompañarme durante las largas noches de desvelo y por no dejarme caer en momentos difíciles cuando todo parecía perdido.

A mis hermanos y compañeros que siempre tuvieron palabras de apoyo y motivación para lograr mi objetivo.

Paúl Fernando Collaguazo Loya

ÍNDICE GENERAL

CAPÍTULO 1	1
1.1. Estado del arte	1
1.2. Marco teórico	3
1.2.1. Refrigeración.....	3
1.2.2. Procesos de enfriamiento	4
1.2.3. Sistemas de refrigeración	4
1.2.4. Refrigeración por absorción.....	4
1.2.5. Refrigeración por adsorción.....	6
1.3. Ciclo de refrigeración por absorción	7
1.3.1. Ciclo continuo	7
1.3.2. Ciclo intermitente.....	9
1.4. Fluido de trabajo.....	10
1.4.1. Mezcla amoniaco-agua.....	11
1.5. Materiales termoaislantes	12
1.5.1. Clasificación de los materiales termoaislantes.....	12
1.6. Energía solar.....	13
1.6.1. Refrigeración solar.....	14
CAPÍTULO 2.....	18
2.1. Criterio de selección del equipo de absorción	18
2.1.1. Ubicación geográfica del sistema.....	18
2.1.2. Fundamentos de un proceso térmico solar	19
2.1.3. Elección del tipo de colector	25
2.2. Evaluación de las alternativas	28
2.2.1. Análisis de selección.....	29

2.3.	Caracterización del sistema	29
2.3.1.	Sistema de flujo estacionario	29
2.4.	Transferencia de calor	36
2.4.1.	Mecanismos de transferencia de calor	36
2.4.2.	Intercambiador de calor.....	40
2.4.3.	Transferencia de calor de superficies con aletas	42
2.4.4.	Métodos de diseño para intercambiadores de calor	44
CAPÍTULO 3		45
3.1.	Cálculo de la carga térmica	45
3.1.1.	Ganancia de calor por paredes	45
3.1.2.	Condiciones del entorno.....	45
3.1.3.	Cálculo de la ganancia de calor del fluido secundario.....	50
3.1.4.	Carga del producto a enfriar.....	52
3.2.	Cálculo del flujo másico del refrigerante	52
3.3.	Cálculo del calor rechazado del condensador	53
3.4.	Determinación de las concentraciones de la solución	53
3.4.1.	Balance de masa y energía del generador-absorbedor	55
3.5.	Balance general del equipo.....	60
3.6.	Cálculo del coeficiente de operación teórico.....	60
3.7.	Cálculo del coeficiente de operación teórico máximo	60
3.8.	Diseño colector.....	60
3.8.1.	Consideraciones preliminares para el diseño del colector solar.....	60
3.8.2.	Placa colectora	61
3.8.3.	Diseño del colector.....	62
3.8.4.	Tanque de almacenamiento.....	69
3.9.	Selección de válvulas e instrumentos de medición	74

3.10. Construcción del equipo.....	74
3.11. Montaje del equipo	74
3.12. Carga del sistema	75
3.12.1. Preparación de la solución amoniaca.....	75
3.12.2. Carga del sistema.....	76
3.13. Resultados obtenidos	76
3.13.1. Datos de radiación solar	76
3.13.2. Evolución de la temperatura en el colector térmico	77
3.13.3. Evolución de la presión y temperatura en el colector térmico	79
3.13.4. Variación de la temperatura en la cámara de enfriamiento	80
CAPÍTULO IV.....	81
4.1. Costos directos de inversión.....	81
4.1.1. Costos de materiales.....	81
4.1.2. Costos de mano de obra	83
4.2. Costos indirectos	84
4.3. Costos totales	84
CONCLUSIONES GENERALES	85
RECOMENDACIONES GENERALES.....	86
REFERENCIAS	87
ANEXOS	91

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1. Ciclo de refrigeración por absorción.	5
Figura 2. Comparación entre compresor térmico y compresión mecánica.	7
Figura 3. Esquema del ciclo intermitente por absorción de amoniaco.	9
Figura 4. Tecnologías que pueden trabajar con energía solar.	13
Figura 5. Refrigeración solar por compresión eléctrica.	14
Figura 6. Sistema de refrigeración solar termo-mecánica.	15
Figura 7. Esquema de una máquina de absorción.	16
Figura 8. Insolación global promedio anual de Pichincha.	18
Figura 9. Radiación emitida por el sol.	20
Figura 10. Distancia de la tierra con relación al sol.	21
Figura 11. Ángulos que relacionan la posición de la tierra con respecto al sol.	22
Figura 12. Configuración en parrilla y en serpentín.	26
Figura 13. Componentes principales de un colector plano.	27
Figura 14. Efecto invernadero en un colector de placa plana.	28
Figura 15. Carta de amoniaco-agua.	32
Figura 16. Esquema del ciclo intermitente amoniaco-agua.	32
Figura 17. Circuito equivalente de resistencias térmicas.	38
Figura 18. Distribución de temperatura de un IC de flujo paralelo.	41
Figura 19. Distribución de temperatura de un IC contraflujo.	41
Figura 20. Distribución ideal y real de la temperatura en una aleta.	43
Figura 21. Dimensiones del evaporador.	45
Figura 22. Circuito de resistencias térmicas.	46
Figura 23. Carta amoniacoal (parámetros de diseño).	54
Figura 24. Diagrama de parámetros de diseño.	55
Figura 25. Sección transversal de la placa absorbente.	66

Figura 26. Esquema del tanque de almacenamiento.	70
Figura 27. Variación de la radiación solar.	77
Figura 28. Variación de la temperatura en la placa colectora.	77
Figura 29. Radiación – temperatura de Julio 30.	78
Figura 30. Radiación – temperatura de Julio 31.	78
Figura 31. Presión – temperatura de Julio 30.....	79
Figura 32. Presión – temperatura de Julio 31.....	79
Figura 33. Comparación temperatura ambiente con relación a la cámara de enfriamiento.	80

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1. Sistemas de absorción frente a sistemas convencionales de refrigeración ...	6
Tabla 2. Sistemas de adorción frente a sistemas de absorción.....	7
Tabla 3. Clasificación de los equipos de absorción según su función	8
Tabla 4. Respuesta del organismo a la exposición del amoniaco	12
Tabla 5. Datos geográficos del cantón Quito	19
Tabla 6. Clasificación de los colectores de acuerdo al grado de concentración	25
Tabla 7. Clasificación de los colectores según sus partes	26
Tabla 8. Selección del equipo de absorción	29
Tabla 9. Propiedades del aire	47
Tabla 10. Obtención de entalpías para el generador	57
Tabla 11. Obtención de etalpías para el absorbedor.....	58
Tabla 12. Obtención de entalpías en el proceso 4-1.....	59
Tabla 13. Resultados del balance del sistema	60
Tabla 14. Costos del colector y tanque de almacenamiento	74
Tabla 15. Costo del condensador y evaporador	75
Tabla 16. Costos varios	75
Tabla 17. Costo de elementos químicos.....	76
Tabla 18. Costos de mano de obra	76
Tabla 19. Costos indirectos	77
Tabla 20. Costo total del equipo.....	77

NOMENCLATURA

<i>a</i> : Altura.	<i>h'</i> _A : Entalpía del refrigerante solución débil.
<i>A</i> : Área.	<i>h''</i> _A : Entalpía del agua pura solución débil.
<i>A_S</i> : Área de transferencia de calor.	<i>h_B</i> : Entalpía del refrigerante.
<i>b</i> : Base.	<i>h_C</i> : Entalpía en fase líquida a temperatura de condensación.
<i>B</i> : Variable en función de <i>n</i> .	<i>h'_C</i> : Entalpía del refrigerante solución concentrada.
<i>C_{mín}</i> : Razón de capacidad calorífica mínima.	<i>h''_C</i> : Entalpía del agua pura solución concentrada.
<i>C_p</i> : Calor específico.	<i>h_e</i> : Coeficiente de transferencia de calor por convección.
<i>DD</i> : Duración de la luz solar.	<i>h_{ev}</i> : Entalpía de evaporación.
<i>D_e</i> : Diámetro exterior.	<i>h_i</i> : Coeficiente de convección interno.
<i>dE_{sistema}/dt</i> : Tasa de cambio de energías interna, cinética, potencial, entre otros.	<i>h'_L</i> : Entalpía del refrigerante amoníaco en fase líquida.
<i>D_i</i> : Diámetro interior.	<i>h''_L</i> : Entalpía del agua pura.
<i>dm_{VC}/dt</i> : Rapidez cambio de masa respecto al tiempo dentro del volumen de control.	<i>h_o</i> : Coeficiente de convección externo.
<i>e</i> : Espesor.	<i>h_{ps}</i> : Ángulo horario para la puesta del sol.
<i>E_b</i> : Emisión de un cuerpo negro.	<i>h_{sobr}</i> : Entalpía de vapor sobrecalentado.
<i>Ė_{entrada}</i> : Tasa de transferencia de energía de entrada por calor, trabajo y masa.	<i>h_{SS}</i> : Ángulo horario para la salida del sol.
<i>Ė_{salida}</i> : Tasa de transferencia de energía de salida por calor, trabajo y masa.	<i>i</i> : Número de horas a partir del mediodía.
<i>ET</i> : Ecuación de tiempo.	<i>I_p</i> : Irradiación promedio
<i>f_a</i> : Eficiencia de aleta.	<i>k</i> : Conductividad térmica.
<i>f_{rc}</i> : Factor de remoción de calor.	<i>L</i> : Longitud.
<i>g</i> : Gravedad.	<i>LE</i> : Longitud estándar.
<i>GD</i> : Ganancia de luz en el día.	<i>L_C</i> : Longitud característica.
<i>Gr_L</i> : Número de Grashof.	
<i>h</i> : Ángulo horario.	

$LMTD$: Temperatura media logarítmica.	\dot{Q}_{conv} : Calor de convección.
LO : Longitud local.	\dot{Q}_g : Calor que ingresa al generador.
Lt : Latitud.	Q_{incia} : Calor incidente.
m : Masa.	$\dot{Q}_{máx}$: Cantidad de calor absorbido máximo.
\dot{M}_A : Flujo másico de la solución débil.	\dot{Q}_p : Ganancia de calor total de paredes.
\dot{M}'_A : Cantidad débil del refrigerante.	$\dot{Q}_{R_{4-1}}$: Calor rechazado de la solución del proceso (4-1).
\dot{M}''_A : Cantidad débil del agua pura.	\dot{Q}_T : Calor total de las cargas involucradas en la cámara de enfriamiento.
\dot{M}_B : Flujo másico del refrigerante.	Ra_L : Número de Rayleigh.
\dot{M}_C : Flujo másico de la solución concentrada.	r_{cr} : Radio crítico.
\dot{M}'_C : Cantidad concentrada del refrigerante.	R_w : Resistencia térmica de pared.
\dot{M}''_C : Cantidad concentrada del agua pura.	T : Temperatura absoluta de la superficie.
$\dot{m}_{entrada}$: Flujos másicos que entran al volumen de control.	T_{ev} : Temperatura de evaporación.
\dot{m}_{ref} : Flujo másico del refrigerante.	T_f : Temperatura de película.
\dot{m}_{salida} : Flujos másicos que salen del volumen de control.	T_g : Temperatura de generación.
n : Cualquier día del año.	TLE : Tiempo local estándar.
N : Número de cubiertas.	T_m : Temperatura media.
NTU : Número de unidades de transferencia.	T_o : Temperatura ambiente.
Nu : Número de Nusselt.	TSA : Tiempo solar aparente.
P : Perímetro.	T_{se} : Temperatura de superficie externa.
Pr : Número de Prandtl.	T_{si} : Temperatura de superficie interna.
\dot{Q}_a : Calor rechazado del absorbedor.	T_{∞} : Temperatura máxima.
q_{abs} : Calor de absorción.	U : Coeficiente total de transferencia de calor.
\dot{Q}_c : Calor cedido al entorno.	U_b : Coeficiente total de pérdida de calor de pared inferior.
\dot{Q}_{cond} : Calor de conducción a través de la pared.	

U_c : Coeficiente de efectos convectivos y radiativos.	W : Espacio entre tubos.
U_e : Coeficiente total de pérdida de calor de paredes laterales.	δ : Ángulo de declinación.
U_L : Coeficiente total de pérdidas de calor del colector.	α_a : Ángulo de altitud.
ν : Viscosidad cinemática del fluido.	Φ : Ángulo de zenit.
ν'_L : Volumen específico del refrigerante amoníaco en fase líquida.	α : Difusividad térmica.
ν''_L : Volumen específico del agua pura en fase líquida.	α_{ab} : Absortancia.
V : Volumen.	α_s : Factor de corrección.
Ve_m : Velocidad media del viento.	β : Coeficiente de expansión térmica.
v_{sol} : Volumen de solución.	σ : Constante de Stefan-Boltzmann.
X_M : Concentración molar.	ρ_d : Reflectancia difusa.
X_W : Concentración en peso.	τ : Transmitancia.
X_{wA} : Concentración débil.	ε_p : Emisividad.
X_{wC} : Concentración concentrada.	η : Eficiencia.

RESUMEN

El objetivo de la presente investigación es diseñar y construir un sistema de refrigeración solar de tipo intermitente utilizando una solución amoníaco-agua, donde el amoníaco realiza el trabajo del refrigerante y el agua como fluido absorbente para una capacidad de 1320 J/min, el cuál es desarrollado con una metodología científica que consiste en un proceso sistemático enfocado en establecer parámetros adecuados para el diseño y construcción del equipo. Por consiguiente se realiza principalmente el análisis termodinámico del sistema en base a las condiciones de entorno de la ciudad de Quito. El sistema fue diseñado con un colector solar con un área de captación de $0,5 m^2$ y cuya eficiencia obtenida es de 6 %, dicho elemento opera durante dos ciclos, en la mañana como generador y en la noche como absorbedor. Por otro lado, las presiones que se lograron obtener en el lado de baja es 69,91 psia, mientras tanto, que para el lado de alta se consiguió una presión de 154,74 psia, y así conseguir una temperatura de almacenamiento de $7,5 ^\circ\text{C}$. Por lo tanto, se obtuvo un coeficiente de operación de 0,64 aceptable en sistemas de absorción, donde utilizan mezclas binarias.

Palabras clave:

Energía solar, transferencia de calor, refrigeración, absorción, amoníaco.

ABSTRACT

The objective of this research is to design and build an intermittent solar cooling system using an ammonia-water solution, where the ammonia performs the work of the refrigerant and the water as an absorbent fluid for a capacity of 1320 J / min, which is developed with a scientific methodology that consists of a systematic process focused on establishing adequate parameters for the design and construction of the equipment. Therefore, the thermodynamic analysis of the system is mainly carried out based on the environmental conditions of the city of Quito. The system was designed with a solar collector with a catchment area of 0,5 m^2 and whose efficiency is 6 %, this element operates during two cycles, in the morning as a generator and at night as an absorber. On the other hand, the pressures that were obtained on the low side is 69,91 psia, meanwhile, that for the high side a pressure of 154,74 psia was achieved, and thus achieve a storage temperature of 7,5 °C. Therefore, an operating coefficient of 0,64 acceptable in absorption systems was obtained, where binary mixtures are used.

Keywords:

Solar energy, heat transfer, refrigeration, absorption, ammonia.

OBJETIVO GENERAL

Diseñar y construir un sistema de enfriamiento por absorción de calor con una capacidad de 1320 J/min, con la utilización de un colector térmico tipo parrilla de ciclo intermitente.

OBJETIVOS ESPECÍFICOS

Definir el rendimiento térmico del sistema de refrigeración por absorción con una capacidad de 1320 J/min.

Establecer los parámetros para el diseño y la construcción del sistema de refrigeración por absorción de tipo intermitente, utilizando la solución amoníaco-agua.

Realizar el análisis de costos del equipo de refrigeración por absorción.

PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

La necesidad de un cambio radical en el rumbo de las políticas del sector eléctrico, es inevitable para retomar la importancia en el incremento de energías renovables no convencionales hacia zonas rurales que no disponen de dicho servicio, además el gran inconveniente que genera la dependencia de combustibles fósiles ha causado en la actualidad una mayor contaminación. ¿Se debería pensar en nuevos sistemas que promuevan el uso eficiente de energías limpias enfocadas a la refrigeración doméstica?

Se propone en el presente proyecto utilizar un sistema de refrigeración solar que aprovecha la energía térmica proveniente del sol y reducir el consumo eléctrico, teniendo como limitante el costo de inversión inicial y las condiciones climáticas.

JUSTIFICACIÓN

En la actualidad el desarrollo tecnológico de sistemas que usen fuentes de energía amigables con el medio ambiente ha llevado a reducir el consumo de combustibles fósiles, por lo que se ha optado en realizar proyectos en zonas aisladas que requieran energía eléctrica con la implementación de un sistema de captación solar para aplicaciones como la conservación de alimentos.

El principal beneficio de este tipo de energías se debe a la disminución del impacto ambiental, las cuales aportan el 6,4 % de energía total y representan el 0,6 % de la potencia eléctrica construida en el país según la Organización Latinoamericana de Energía (OLADE) y el Consejo de Electricidad (CONELEC), el Ecuador mantiene una fuerte dependencia al petróleo, un recurso contaminante y que cada vez se vuelve más escaso en el planeta [1].

Por consiguiente, este tipo de sistemas beneficiaría a zonas rurales del Ecuador para la producción de frío por medio de una fuente de calor barata la cual es proveniente del sol y es suministrada en forma de energía térmica, siendo más económica y ecológica respecto al consumo energético.

Esta investigación pretende aportar una reducción de la demanda energética en el área de refrigeración doméstica con captadores solares y la aplicación de un sistema de refrigeración por absorción tipo intermitente que se encuentra ubicado en la ciudad de Quito.

INTRODUCCIÓN

En el ámbito de la refrigeración se han desarrollado diversas tecnologías para la generación de frío, desde pequeños equipos domésticos que conservan alimentos hasta grandes instalaciones utilizados para aplicaciones industriales.

El incremento de la contaminación y el excesivo consumo de energía eléctrica han llevado a utilizar energías renovables no convencionales como una alternativa para la producción de energía.

En el presente proyecto se orienta a realizar un sistema de absorción de tipo intermitente como opción frente a un sistema de refrigeración por compresión mecánica, utilizando una solución de amoníaco-agua que opera a partir de energía solar por medio de un captador y así comprender el ciclo que se realiza en dicho sistema, con la finalidad de reducir el uso de energía eléctrica.

Con tal propósito, la información se constituyó en capítulos que se describen a continuación:

El capítulo 1 se refiere al estado del arte, donde se detallan los estudios realizados de forma nacional e internacional que sirven de base para la presente investigación y el marco teórico referenciado con la literatura necesaria para la comprensión del equipo.

El capítulo 2 se presentan los datos geográficos donde se encuentra el equipo, además se realiza el análisis termodinámico y las ecuaciones gobernantes para el sistema.

El capítulo 3 se realiza el diseño del sistema, es decir, cálculo de la carga térmica, determinación de concentraciones de la solución, balances de energía y masa de los componentes del equipo y el diseño del colector solar que cumple la función de generación y absorción, así como los resultados obtenidos durante el funcionamiento del equipo.

El capítulo 4 se muestra los costos de la construcción del equipo, mano de obra, materiales, instrumentación y accesorios primordiales del sistema.

CAPÍTULO 1

MARCO CONTEXTUAL Y TEÓRICO DEL EQUIPO DE REFRIGERACIÓN SOLAR POR ABSORCIÓN

En el presente capítulo se expone las investigaciones, estudios y aplicaciones más actuales que se han realizado referente a los sistemas de refrigeración solar por absorción a nivel mundial referenciados de documentos científicos.

El objetivo de este capítulo es describir los conceptos fundamentales que conformen un sistema de refrigeración por absorción de ciclo continuo y de tipo intermitente de acuerdo a la literatura existente.

1.1. Estado del arte

En los últimos años el uso de energías renovables ha concedido desarrollar nuevas tecnologías que permita reducir las emisiones de dióxido de carbono (CO₂), el efecto invernadero y el calentamiento global.

Al-Alili et al. [2] afirman que están de acuerdo con la Agencia de Energía Interna que la demanda mundial de energía aumentará en un 35 % entre 2010 y 2035. Este aumento se asocia con la población mundial y el crecimiento económico, especialmente en los países en desarrollo.

Misra et al. [3] señalan que las normas energéticas y ambientales son cada vez más estrictas en casi todos los países, por esta razón los sistemas de refrigeración por absorción que utilizan la mezcla amoníaco-agua, están ganando popularidad ya que no utilizan gases refrigerantes que dañan el ozono.

Staicovici [4] presenta los detalles de la instalación y resultados de un sistema intermitente de absorción solar de una sola etapa utilizando amoníaco-agua con una capacidad de 46 MJ/ciclo, donde los valores del sistema reales del coeficiente de operación (COP) son de 0,25-0,30, que pueden alcanzarse a temperaturas de generación de 80 °C y condensación de 24,3 °C.

Venkatesh y Mani [5] explican que las operaciones de un sistema de refrigeración solar intermitente de amoníaco-agua de una etapa y dos etapas en función de resultados de los análisis termodinámicos de cada ciclo, siendo así que son sistemas viables cuando utilizan colectores planos para la recolección de energía solar.

Boas [6] realiza un diseño y construcción de un refrigerador solar por absorción de tipo intermitente para una capacidad de enfriamiento de 10 W, en el cual utiliza como refrigerante amoníaco y el agua como absorbedor. En los días de mayor radiación la cantidad de vapor de amoníaco que se produjo fue mayor y las temperaturas que se obtuvieron variaron entre los 10 y 12 °C.

Beltrán [7] describe una instalación experimental de un ciclo de refrigeración por absorción intermitente, que ha sido desarrollado para pequeñas comunidades de la costa del Pacífico de Colombia, el cual fue realizado en la Facultad de Ingeniería de la Universidad de los Andes en Bogotá, donde obtuvieron temperaturas no menores a -5 °C utilizando un recipiente de 86 litros sumergido en un baño de salmuera que se usa como refrigerante secundario que rodea el tanque receptor y el serpentín del evaporador. Además las presiones que se obtuvieron han afectado el prototipo por las fugas de solución a partir de las 11 horas a 16 horas, periodo donde la presión es máxima.

Por otra parte Gueledel et al. [8] en el diseño y construcción de un refrigerador cuya fuente de energía sea la radiación solar y su funcionamiento un sistema de absorción de tipo intermitente, consideraron una carga total de enfriamiento de 37,1 W, requiriendo así un colector solar de placa plana de 1 m² de área y volumen de solución de agua amoniacal de 4,22 litros.

Rivera et al. [9] presentan un nuevo sistema de refrigeración solar intermitente para la producción de hielo que opera con la mezcla de amoníaco-nitrato de litio realizado en el Centro de Investigación en Energía de la Universidad Nacional Autónoma de México. El sistema tiene una capacidad de 8 kg de hielo/día, utilizando concentrador parabólico que actúa como generador-absorbedor teniendo temperaturas bajas como 11 °C y un COP hasta 0,08.

Julio y Ramos [10] realizan el diseño y construcción de un equipo de refrigeración por absorción solar intermitente para la conservación de frutas tropicales en el departamento de Córdoba donde el colector solar alcanzó temperaturas de 65 °C, en el evaporador alcanzaron temperaturas entre 15 °C y 18 °C teniendo una expansión del refrigerante poco eficiente, provocando alteraciones en el proceso. Además obtuvieron un COP real de 30 % menos al COP de diseño.

1.2. Marco teórico

1.2.1. Refrigeración

Es el proceso de eliminación de calor en la reducción y mantenimiento de la temperatura de un espacio o un cuerpo a temperatura inferior con respecto a los alrededores, se debe sustraer el calor del cuerpo que va a ser refrigerado y transferido a otro cuerpo. En cualquier proceso de refrigeración, la sustancia empleada para absorber o agente de enfriamiento, se llama refrigerante [11].

Los principios básicos de la refrigeración se basan en dos leyes fundamentales de la termodinámica que son:

- La primera ley también conocida como el principio de conservación de la energía, establece que la energía no se puede crear ni destruir durante un proceso; sólo se puede transformar.
- La segunda ley de la termodinámica afirma que los procesos ocurren en cierta dirección [12], es decir que el calor siempre se transmite del cuerpo más caliente hacia el más frío, jamás del cuerpo más frío hacia el más caliente, donde mientras más grande sea la diferencia de temperaturas, la transferencia de calor será mayor.

1.2.1.1. Tipos de refrigeración de acuerdo a su aplicación

En el estudio de la refrigeración existen categorías generales de aplicación tales como: *Doméstica o casera*, se usa principalmente en la conservación de alimentos para evitar la descomposición reduciendo así el crecimiento de bacterias.

Comercial, se refiere a las unidades de refrigeración tales como refrigeradores de supermercados, restaurantes, hoteles, morgues, hospitales, florerías y otros.

Industrial, es para aplicaciones de gran tamaño como plantas de hielo, de empacado de alimentos orgánicos, cervecerías, lecherías, químicas y otras.

Marina y de transporte, se refiere a la refrigeración abordo de barcos pesqueros y barcos de transporte de productos peresibles, en transportación es utilizado en camiones o furgones frigoríficos.

Acondicionamiento de aire, involucra el control de la temperatura, humedad, movimiento de aire, filtrado y limpieza que es de acuerdo al confort o en ocasiones para uso industrial [11].

1.2.2. Procesos de enfriamiento

Todo proceso de enfriamiento en el cual el calor absorbido tiene un efecto sobre el refrigerante, pueden clasificarse como sensibles o latentes. Cuando hay un aumento de la temperatura del refrigerante debido al calor absorbido se lo denomina proceso de enfriamiento sensible, mientras exista un cambio en el estado físico del refrigerante ya sea una condensación o vaporización debido al calor absorbido, se dice que el proceso de enfriamiento es latente [11].

1.2.3. Sistemas de refrigeración

La tecnología de refrigeración se basa principalmente en sistemas de ciclo cerrado. El ciclo cerrado tiene un comportamiento cíclico del refrigerante a lo largo de las distintas etapas del ciclo, el cual siempre regresa al mismo punto de inicio [13], por ejemplo los más conocidos son: los sistemas de compresión de vapor mecánica y de compresión térmica.

1.2.4. Refrigeración por absorción

La evolución histórica inicia en 1774 gracias al inglés Joseph Priestly que aisló los gases de amoníaco, oxígeno y dióxido de carbono, este se puede considerarse el comienzo del desarrollo científico en el campo de la refrigeración por absorción [14]. El principio de absorción fue descubierto por Michael Faraday en 1824. Su objetivo inicial era licuar ciertos gases que se creían que sólo existían en forma de vapor. Entre ellos se encontraba el amoníaco. Faraday sabía que el cloruro de plata (AgCl) tenía la propiedad de absorber grandes cantidades de vapor de amoníaco [15].

En la década de 1950, se introdujo un sistema que utilizaba agua/bromuro de litio como par de trabajo para aplicaciones industriales. Además años más tarde, se introdujo un sistema de absorción de doble efecto que se ha utilizado como estándar industrial para un ciclo de refrigeración de alto rendimiento y funcionamiento térmico [16]. El enfriamiento de absorción se basa principalmente en la afinidad de dos sustancias que se asimilan de un estado diferente a otro. Estos dos estados crean una fuerte atracción para hacer una solución o una mezcla [17]. Los ciclos de absorción se apoyan en la capacidad que tienen algunas sustancias, tales como el agua y otras

sales como el bromuro de litio, para absorber en fase líquida vapores de otras sustancias como el amoníaco y el agua, respectivamente [14]. En la figura 1 se muestra los dos procesos importantes que ocurren en un ciclo de absorción.

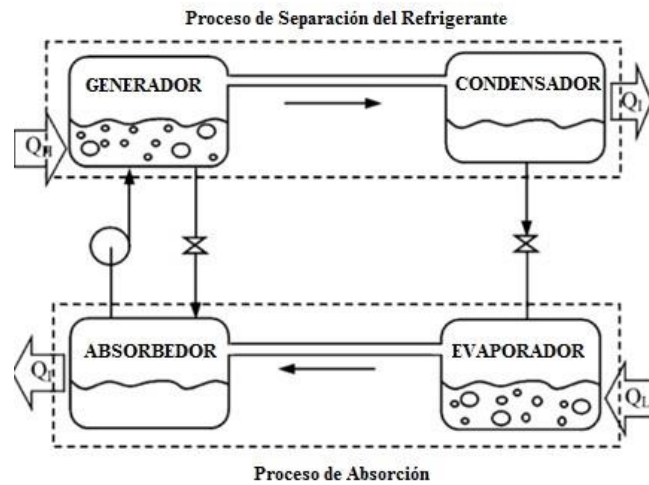


Figura 1. Ciclo de refrigeración por absorción.
Fuente: [16]

El vapor refrigerante entra al absorbedor, en donde, la solución se vuelve más diluida debido al mayor contenido de vapor refrigerante absorbido. Esto se llama el "proceso de absorción" es decir, es un proceso exotérmico, el cual debe rechazar calor hacia el entorno para mantener su capacidad de absorción [16]. La solución que sale del absorbedor contiene una concentración alta en refrigerante, la cual es bombeada hasta el generador a la presión correspondiente. La solución concentrada entra al generador con presión alta y baja temperatura en donde se le suministra calor, esto eleva la temperatura de la solución y de aquí en adelante la cantidad de refrigerante que el absorbente puede retener es reducida. Ahora el refrigerante es manejado como vapor y llevado fuera del generador. La separación del refrigerante ocurre en el generador, enviando vapor refrigerante puro que entra al condensador, donde éste se condensará transfiriendo calor al entorno.

Posteriormente el refrigerante líquido pasa a través de una válvula de expansión la cual reduce bruscamente la presión hasta alcanzar el valor de evaporación.

Ya en el evaporador el refrigerante líquido extrae calor del medio que lo rodea (aire o líquido), provocando su enfriamiento. La solución resultante después de la generación contiene una baja concentración de refrigerante, la cual se conoce como solución diluida.

La solución regresa al absorbedor pasando a través de una válvula de expansión la cual tiene como función provocar una caída de presión para lograr mantener una diferencia de presiones entre el generador y el absorbedor [15].

Es importante resaltar que en el absorbedor la solución se diluye y en el generador se concentra. El generador y el condensador constituyen las zonas de alta presión, mientras que el evaporador y el absorbedor constituyen las de baja presión [14]. En la tabla 1 se muestra las principales ventajas y desventajas de un sistema de absorción frente a sistemas de refrigeración convencionales.

Tabla 1.
Sistemas de absorción frente a sistemas convencionales de refrigeración [18].

Ventajas
<ul style="list-style-type: none"> ➤ Reducción de las emisiones de CO_2 ya que no se utilizan compresores mecánicos. ➤ Menor demanda de electricidad.
Desventajas
<ul style="list-style-type: none"> ➤ Menor rendimiento. ➤ Mayor costo. ➤ Mantenimiento más complejo.

1.2.5. Refrigeración por adsorción

La adsorción 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. Los vapores son retenidos por un material líquido o sólido, lo que provoca su aspiración a la salida del evaporador.

Este tipo de sistemas cuenta con dos fases en la etapa de refrigeración, una de refrigeración-adsorción y otra de regeneración-desorción. En las máquinas de adsorción que son utilizadas para aire acondicionado y refrigeración se utiliza un absorbente sólido. Los sólidos microporosos poseen la capacidad de adsorber reversiblemente gases, por lo que son muy utilizados para este tipo de aplicaciones.

Esta propiedad permite el establecimiento de ciclos alternativos de adsorción-desorción para este tipo de sistemas. El COP de estos sistemas varían entre los 0,3 y 0,7 y los rangos de temperatura para su funcionamiento están entre los 45 y 90 °C según explica [19].

En la tabla 2 se realiza una comparación entre los principales sistemas de refrigeración que utilizan el sol, para el funcionamiento de los respectivos ciclos.

Tabla 2.
Sistemas de adsorción frente a sistemas de absorción [18].

Ventajas
<ul style="list-style-type: none"> ➤ Las temperaturas de trabajo del generador son más bajas. ➤ No existe riesgo de cristalización por lo que no hay límite inferior del agua de refrigeración. ➤ Este tipo de sistema no necesita de bombeo.
Desventajas
<ul style="list-style-type: none"> ➤ Volumen y peso es alto en comparación con los sistemas de absorción. ➤ Alto costo.

1.3. Ciclo de refrigeración por absorción

El ciclo de refrigeración por absorción es similar al del ciclo de vapor-compresión, donde el compresor mecánico es reemplazado por un compresor térmico formado por dos intercambiadores de calor y masa que son un generador y un absorbedor, un recuperador de calor, una bomba y una válvula de expansión, este ciclo realiza la misma función que el ciclo de compresión de vapor como se muestra en la figura 2 [14].

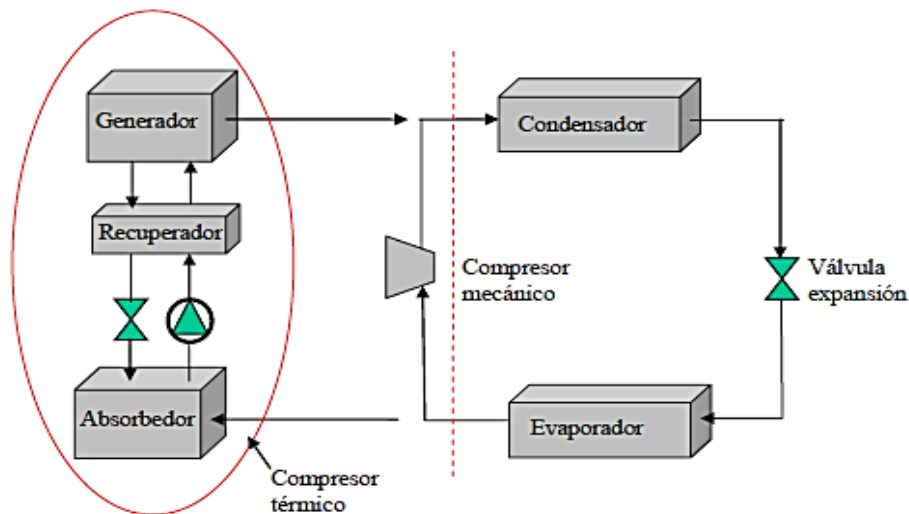


Figura 2. Comparación entre compresor térmico y compresión mecánica.
Fuente: [14].

1.3.1. Ciclo continuo

En el ciclo continuo la mezcla más utilizada para la producción de frío es la solución amoníaco-agua, donde el amoníaco opera como refrigerante y el agua como absorbente. Asimismo los procesos utilizados en los sistemas de refrigeración por absorción se clasifican en:

1.3.1.1. Clasificación de los equipos del ciclo continuo

En la identificación de estos equipos de absorción se define dos conceptos importantes que son los siguientes:

- *Etapa*: indica el número de absorbedores que contiene el equipo, donde se produce la absorción del vapor refrigerante.
- *Efecto*: indica el número de generadores que contiene el equipo, donde se produce el vapor refrigerante debido a la ebullición. [14]. De acuerdo a la teoría encontrada hay diversos criterios al momento de clasificarlos como se muestra en la tabla 3.

Tabla 3.
Clasificación de equipos de absorción según su función [14].

Según el número de efectos o generadores
Simple efecto = un solo generador Doble efecto = dos generadores Triple efecto = tres generadores
Según el número de etapas o absorbedores
Simple etapa = un absorbedor Doble etapa = dos absorbedores Triple etapa = tres absorbedores
Según el par absorbente-refrigerante más utilizados
($H_2O/LiBr$): el refrigerante es agua y el absorbente es bromuro de litio. (NH_3/H_2O): el refrigerante es amoníaco y el absorbente es agua.
Según la fuente de calor empleada para el funcionamiento del equipo
Tipo directo o "llama directa" : es el calor que proviene de la combustión de fuentes de energía fósiles (líquidas o gaseosas). Tipo indirecto : es el calor necesario que proviene de la transferencia de calor entre dos fluidos a través de un intercambiador. También de una fuente residual, de una instalación de energía solar, o de una caldera de gas.
Según el sistema de condensación
Condensada por agua : el fluido que provoca la condensación del refrigerante es agua. Llevan asociadas una torre de refrigeración. Condensada por aire : el fluido que provoca la condensación del refrigerante es aire.

Otro caso que se encuentra, es el sistema de refrigeración solar por absorción de efecto mitad que se caracteriza por tener dos generadores y dos absorbedores, este también llamado ciclo de dos etapas o doble elevación, puede proporcionar frío con una temperatura de conducción relativamente baja. El COP de este ciclo es aproximadamente la mitad del ciclo de simple efecto [19].

1.3.2. Ciclo intermitente

En este tipo de ciclo intermitente Sarbu y Sebarchievici [20] afirman que comprenden una clase específica de sistemas de absorción, en donde el proceso de generación y absorción no se realiza simultáneamente, es decir la generación se realiza durante el día y la absorción durante la noche funcionando cíclicamente en un periodo de 24 horas. Además la presurización se lleva a cabo en un proceso de calentamiento isocórico de la solución amoníaco-agua en el generador.

El enfriamiento por absorción solar intermitente tiene dos configuraciones de una etapa (un solo generador) y dos etapas (dos generadores).

1.3.2.1. Funcionamiento del ciclo intermitente

El funcionamiento para este tipo de sistemas funciona por el principio de absorción donde el agua absorbe el vapor de amoníaco, generando un proceso exotérmico donde se requiere principalmente una fuente de energía térmica para su operación. Este tipo de sistema no requiere de elementos mecánicos que utilizan energía eléctrica tales como una bomba y compresor. En la figura 3 se muestra los componentes principales del sistema y su función

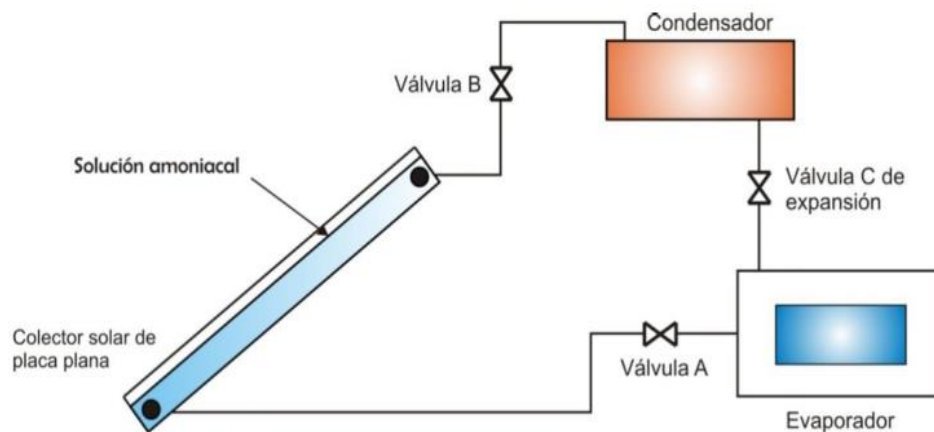


Figura 3. Esquema del ciclo intermitente por absorción de amoníaco.

Fuente: [8].

- Colector solar: se encarga de la generación y absorción de la solución amoníaco-agua, y opera en dos periodos. Es decir, durante el día capta la energía térmica proveniente del sol para la regeneración del amoníaco, mientras tanto, durante la noche se realiza la absorción que es cuando el agua absorbe el vapor del refrigerante proveniente del evaporador.

- Condensador: es el encargado del cambio de fase del vapor proveniente del generador a fase de líquido saturado, rechazando calor hacia el entorno.
- Válvula de expansión: controla el paso del refrigerante del lado de alta presión hacia el lado de baja presión.
- Evaporador: se encarga de extraer calor de la cámara de enfriamiento, gracias al refrigerante que circula dentro del mismo.

Principio de operación del equipo

El equipo funcionará aproximadamente de 10 am – 4 pm que son las horas donde existirá una mayor radiación, por lo tanto, se podrá aprovechar de mejor manera la energía solar, durante este tiempo la válvula B permanecerá abierta, mientras que las válvulas A y C se encontrarán cerradas.

En las primeras horas de la mañana, la solución fuerte que se encuentra en el colector irá perdiendo su concentración, esto se debe a las condiciones de temperatura y de presión necesarias para su funcionamiento, y debido al calor suministrado, el vapor de amoníaco desprendido será conducido después al condensador.

En la noche, la válvula B será cerrada, y las válvulas A y C se abrirán, el líquido de amoníaco del condensador pasará a través de la válvula C hacia el evaporador, extrayendo el calor de la cámara y posteriormente evaporándose. Finalmente este vapor llegará al colector, que estará haciendo las veces de absorbedor y de esta manera se podrá completar el ciclo.

Para mantener la temperatura en la cámara principal se dispondrá de una cámara auxiliar dispuesta con agua, que se utilizará como refrigerante secundario permitiendo así mantener las condiciones requeridas en el equipo todo el tiempo, esta cámara estará ubicada entre la cámara principal y las paredes de aislamiento.

1.4. Fluido de trabajo

El fluido de trabajo utilizado en un sistema de refrigeración por absorción es una solución binaria que consiste en un refrigerante y un absorbente. Los dos pares o mezclas más habituales refrigerante-absorbente es el amoníaco-agua (NH_3/H_2O) empleado para refrigeración para temperaturas hasta $-60\text{ }^{\circ}C$ y el agua/bromuro de litio

($H_2O/LiBr$) empleando para aire acondicionado o climatización donde la temperatura es mayor a 0 °C [21].

Srikhirin et al. [16], consideran que el rendimiento de los sistemas de refrigeración por absorción depende en gran medida de las propiedades químicas y termodinámicas del fluido de trabajo. Sin embargo un requisito fundamental de la combinación refrigerante-absorbente es que, en fase líquida, deben tener un margen de miscibilidad dentro del intervalo de temperatura de funcionamiento del ciclo.

1.4.1. Mezcla amoníaco-agua (NH_3/H_2O)

Este tipo de mezcla es muy utilizado en el sector industrial, donde la temperatura del evaporador es cero o menor, además tiene excelentes propiedades térmicas que lo convierten en un refrigerante ideal para instalaciones frigoríficas. Está compuesto químicamente de un 18 % de hidrogeno y un 82 % de nitrógeno [22].

Ventajas

- El amoníaco tiene buenas características para la transferencia de calor.
- Se lo puede aplicar a temperaturas muy bajas de hasta -60 °C.
- Excelentes propiedades térmicas y de transmisión de calor que posee el amoníaco como refrigerante.
- No presenta problemas de cristalización.
- Disponibilidad y bajo costo de la mezcla amoníaco-agua en comparación con otras mezclas.

Desventajas

- El amoníaco es tóxico en altas concentraciones.
- Entre sus principales desventajas; es la necesidad de rectificación debido a que cuando el refrigerante sale del generador este contiene pequeñas cantidades de vapor de agua, además que necesitan tuberías más gruesas debido a la presión que genera el refrigerante [19].

1.4.1.1. Peligros asociados en el uso y manejo del amoníaco

En la tabla 4, se presenta diferentes respuestas del organismo cuando se produce fugas de amoníaco por distintos actos fortuitos o no, en donde se presentan una situación de riesgo para la salud humana, especialmente para la integridad física de las personas que se hallan en las proximidades de este tipo de sucesos.

Tabla 4.
Respuesta del organismo a la exposición con amoníaco [22].

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

Para un sistema seguro simplemente se debe tener medidas preventivas de seguridad, además que cuente con los elementos de protección y control. Además en el anexo 1 se observa la ficha técnica del amoníaco para su debido uso, en las diferentes aplicaciones en la que se la requiera.

1.5. Materiales termoaislantes

Un material termoaislante es aquel que posee baja conductividad térmica y evita la pérdida o ganancia de calor, se considera aislante térmico aquel material que tiene una conductividad térmica menos que $0,050 \text{ W/m} \cdot \text{K}$ y una resistencia mayor que $0,25 \text{ m}^2 \cdot \text{K/w}$ [23]. En el anexo 2 se puede apreciar las propiedades de los materiales aislantes.

1.5.1. Clasificación de los materiales termoaislantes

Los materiales aislantes se clasifican de acuerdo a su forma y composición de la siguiente manera:

- *Aislantes térmicos de fibras minerales:* son materiales procesados a partir del estado de fusión de roca, vidrio o escoria, y son convertidos a fibra con un

proceso de centrifugación a alta velocidad. Los materiales más utilizados en este tipo son: la lana de escoria, de roca, de fibra de vidrio y fibra de cerámica.

- *Aislantes térmicos granulares*: Los materiales que más se utilizan son: la vermiculita expandida, perlita expandida, silicato de calcio o sodio.
- *Aislantes térmicos celulares*: Son materiales compuestos por pequeñas celdas individuales separadas entre sí. Los materiales más usados son: vidrio espumado, poliestireno expandido y poliuretano

1.6. Energía solar

Es el resultado de la radiación electromagnética liberada del sol por las reacciones termonucleares que ocurren dentro de su núcleo. Todos los recursos de energía en la tierra se originan en el sol (directa o indirectamente), excepto para la energía nuclear. Como se observa en la figura 4 existen varias tecnologías con las que se puede trabajar la energía solar.

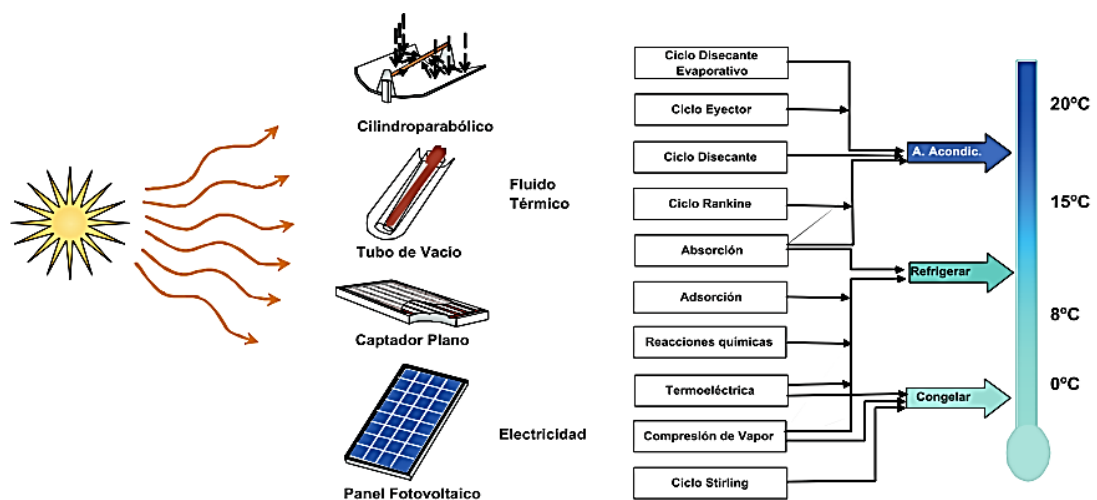


Figura 4. Tecnologías que pueden trabajar con energía solar.
Fuente: [24].

La mayoría de los países están aceptando que la energía solar tiene un enorme potencial debido a su limpieza, bajo precio y disponibilidad natural. En la actualidad la energía solar se utiliza para diferentes aplicaciones tales como el calentamiento del agua, la construcción de calefacción-refrigeración, cocción, potencia y refrigeración. En los últimos años, muchos países se han enfrentado a dificultades con el asunto de los sistemas de refrigeración. Es decir, la demanda de aire acondicionado tanto para los edificios comerciales y residenciales durante el verano está cada vez más en aumento.

Las técnicas de refrigeración solar pueden reducir el impacto ambiental y los problemas de consumo de energías planteadas por los sistemas de refrigeración y aires acondicionados convencionales [17].

1.6.1. Refrigeración solar

En la actualidad se han realizado varias investigaciones relacionadas con los diferentes métodos de refrigeración solar y sus diferentes tecnologías de captación solar, que permiten aprovechar la energía térmica que se adquiere para la producción de frío. Por tal motivo estos prototipos de sistemas son una alternativa para reducir el consumo de energía eléctrica.

La refrigeración solar ofrece una infinidad de técnicas de enfriamiento, que son alimentadas por ciclos accionados térmicamente por un colector solar y sistemas de enfriamiento basados en energía fotovoltaica [17], dependiendo del modo de conversión solar y la naturaleza del proceso de enfriamiento, existen una amplia variedad de sistemas acoplados para la refrigeración. Por lo tanto se podría decir que; la refrigeración solar es la producción de frío a partir de energía solar [25].

En la actualidad existen cuatro prototipos de sistemas de refrigeración solar:

a) Refrigeración solar por compresión eléctrica

En este sistema la radiación solar es transformada en energía eléctrica, la cual alimenta un motor de corriente continua que mueve el compresor del sistema de refrigeración.

Esta comprendido por paneles fotovoltaicos y de un dispositivo de refrigeración eléctrica, como se muestra en la figura 5.

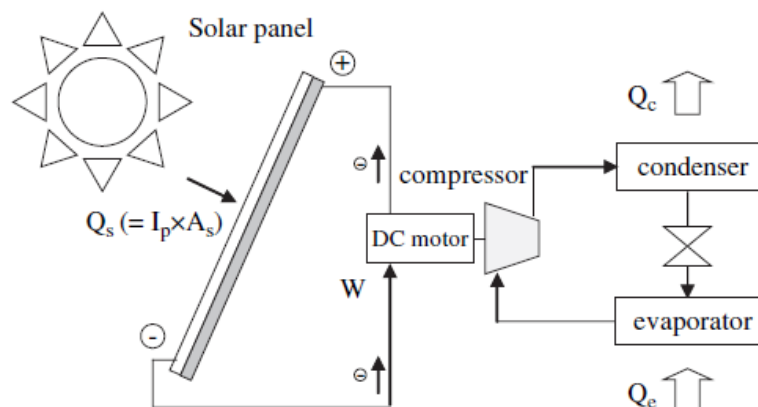


Figura 5. Refrigeración solar por compresión eléctrica.

Fuente: [26].

El COP en este tipo de instalaciones se encuentra entre 1,1 y 3,3 para temperaturas de evaporación que se encuentran comprendidas entre -5 y 15 °C, mientras tanto que para temperaturas de condensación varía entre 45 y 61 °C [27].

En este tipo de refrigeración por compresión eléctrica debe contar con baterías o compresores de velocidad variable ya que existe una producción variable de electricidad en los paneles fotovoltaicos.

b) Refrigeración solar por compresión termo-mecánica

En este tipo de sistema, la energía solar térmica es la fuente principal para el funcionamiento. Como se observa en la figura 6, por medio de la energía solar térmica, se obtiene un trabajo mecánico que sirve para mover el compresor del equipo de refrigeración.

Los colectores solares, los más empleados para este tipo de sistema son los tubos evacuados.

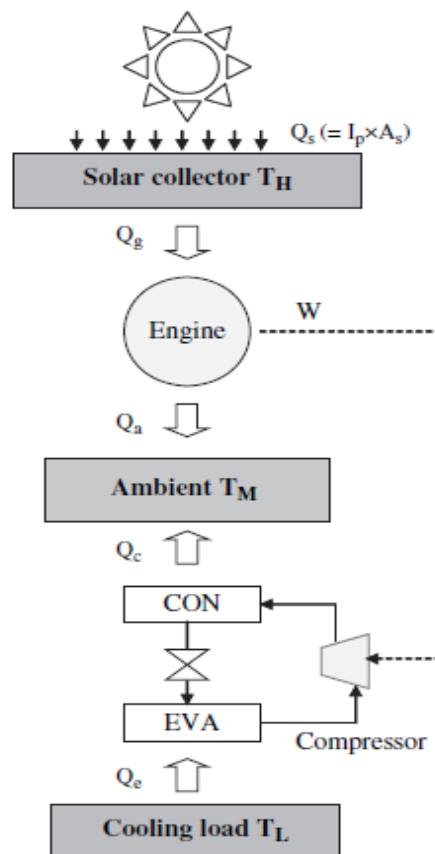


Figura 6. Sistema de refrigeración solar termo-mecánica.
Fuente: [26].

c) Refrigeración solar por absorción

En este proceso el sistema de refrigeración consta de un absorbedor un generador, y el colector que recibe la radiación solar, lo transforma en calor para que el generador separe el refrigerante del líquido sorbente. En la absorción las moléculas del refrigerante en estado de vapor se funden en el interior de un líquido o un sólido produciéndose cambios físicos y químicos mientras ocurre este fenómeno.

Este tipo de refrigeración es la más empleada ya que posee un consumo mínimo de electricidad y sus dimensiones son pequeñas en comparación con la adsorción debido a que el coeficiente de transmisión de calor es mayor en la absorción, y ofrecen un COP como máximo de 1,2.

El tipo de colector que se emplee para su funcionamiento influirá en rendimiento del sistema, de tal forma que si la elección es inadecuada, el COP esperado por la máquina de absorción disminuye drásticamente. Los colectores solares más utilizados generalmente son los de tubos evacuados o los concentradores. En la figura 7 se muestra el esquema básico de una máquina de refrigeración por absorción.

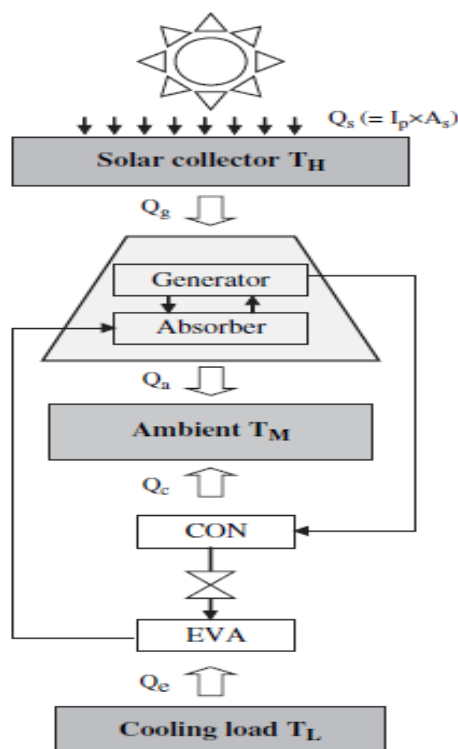


Figura 7. Esquema de una máquina de absorción.

Fuente: [26].

d) Refrigeración solar por adsorción

En el proceso de adsorción el material que adsorbe se conoce con el nombre de “adsorbente” y al material adsorbido como “adsorbato” y por lo general este tipo de refrigeración se da entre un sólido y un vapor, y con menos frecuencia entre un líquido y un vapor según menciona [15].

Adsorción física. Los adsorbentes como la zeolita, el gel de sílice, el carbón activado y la alúmina son adsorbentes físicos que tienen estructuras altamente porosas con relaciones de superficie-volumen del orden de varios centenares que pueden capturar y retener selectivamente los refrigerantes. Cuando están saturados, pueden regenerarse simplemente calentando. Si un adsorbente y un refrigerante están contenidos en el mismo recipiente, el adsorbente mantendría la presión adsorbiendo el refrigerante que se evapora. El proceso es intermitente porque el adsorbente debe regenerarse cuando está saturado. Es decir, se requieren múltiples lechos adsorbentes para una operación continua.

Adsorción química. La adsorción química se caracteriza por el fuerte enlace químico entre el adsorbato y el adsorbente. Por lo tanto, es más difícil de revertir y, por lo tanto, requiere más energía para eliminar las moléculas adsorbidas que en la adsorción física [26].

Tipos de adsorbentes

Son materiales naturales o sintéticos de estructura amorfa y microcristalina, desarrollados para una amplia gama de separaciones. La adsorción suele ocurrir como una monocapa sobre la superficie de los poros, pero en ocasiones se forman varias capas. La adsorción física por lo general sucede entre las moléculas adsorbidas y la superficie interna sólida del poro y es fácilmente reversible [28].

Algunos materiales utilizados para realizar el proceso de adsorción son:

- Carbón activo
- Gel de sílice
- Alúmina activada
- Zeolitas tipo tamiz molecular
- Polímeros o resinas sintéticas.

CAPÍTULO 2

SELECCIÓN DE LA ALTERNATIVA Y MODELOS A UTILIZAR EN EL EQUIPO DE REFRIGERACIÓN SOLAR POR ABSORCIÓN

En el presente capítulo se seleccionará la mejor alternativa considerando estudios ya realizados para facilidad de selección de acuerdo a parámetros relevantes de funcionamiento, tales como: el coeficiente de rendimiento (COP), capacidad de enfriamiento, configuración del ciclo termodinámico y otros. Además se presentará el análisis termodinámico y transferencia de calor con los modelos aplicables para el diseño y construcción del equipo.

2.1. Criterio de selección del equipo de absorción

2.1.1. Ubicación geográfica del sistema

Anteriormente se estableció una perspectiva general sobre el sistema de refrigeración por absorción y sus diversas formas existentes. El siguiente paso es establecer la hipótesis necesaria para este proyecto, la cual es diseñar y construir un equipo de refrigeración solar por absorción con la utilización de colectores adecuados que sirvan al sistema. Utilizando la capacidad frigorífica de 22 W, para enfriar.

Al mismo tiempo el equipo depende de la radiación solar incidente en el colector, el cual genera la energía térmica necesaria para el funcionamiento del sistema. Esto dependerá de la ubicación geográfica donde se necesita el equipo de refrigeración.

En la figura 8 se muestra la insolación global anual, con un valor de 5250 Wh/(m²/día) para la provincia de Pichincha donde está localizada la ciudad de Quito [29].

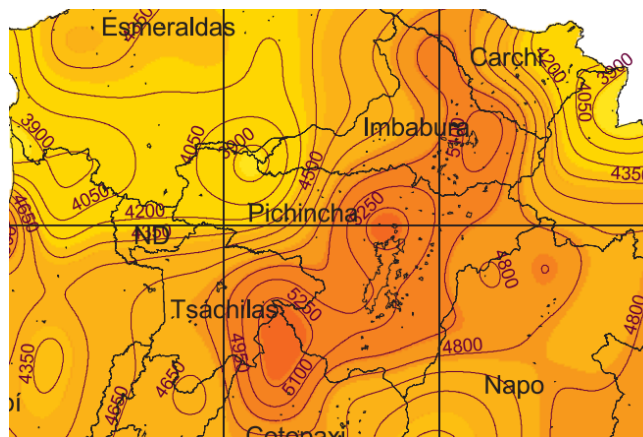


Figura 8. Insolación global promedio anual de Pichincha.

Fuente: [30]

En la tabla 5 se muestran los datos geográficos del cantón Quito, así como valores de temperatura que serán de ayuda para la ubicación del proyecto.

Tabla 5.
Datos geográficos del cantón Quito [29].

Detalle	Característica
Provincia	Pichincha
Región	Sierra
Longitud	78°30'17''O (-78,509722°)
Latitud	0°13'17''S (-0,218611°)
Altitud	2850 [m.s.n.m]
Temperatura máxima media (anual)	19,6°C
Temperatura media (anual)	13,3°C
Temperatura mínima media (anual)	9,3°C
Horas de sol (anual)	2058 [h]
Humedad relativa (anual)	76,6%
Población	2239,191 [habitantes]

2.1.2. Fundamentos de un proceso térmico solar

Cuando en un sistema existe una diferencia de temperaturas, o cuando se ponen en contacto dos sistemas con diferentes temperaturas, existe una transferencia de calor.

En el presente proyecto se pueden diferenciar dos métodos principales de la transferencia de calor, saber diferenciar los métodos de convección y radiación, serán de mucha ayuda para realizar los análisis correspondientes.

2.1.2.1. Radiación solar

El sol es una estrella que se encuentra a una temperatura promedio de 5 500 °C, en su interior tiene lugar a una serie de reacciones que producen una pérdida de masa que se transforma en energía, esta energía liberada por el sol se denomina radiación solar [31].

Como se puede observar en la figura 9 la radiación del sol no llega en su totalidad a la tierra, un 24 % de la radiación llega de forma directa sin que se desvíe en la atmósfera, mientras que el 21 % llega de forma difusa sufriendo cambios en su dirección debidos a la reflexión y difusión en la atmósfera. A la tierra llega aproximadamente el 1/3 de la energía total emitida por el sol.

La constante solar es de $1,353 \text{ W/m}^2$, variable durante el año un $\pm 3 \%$ a causa de la elipticidad de la órbita terrestre.

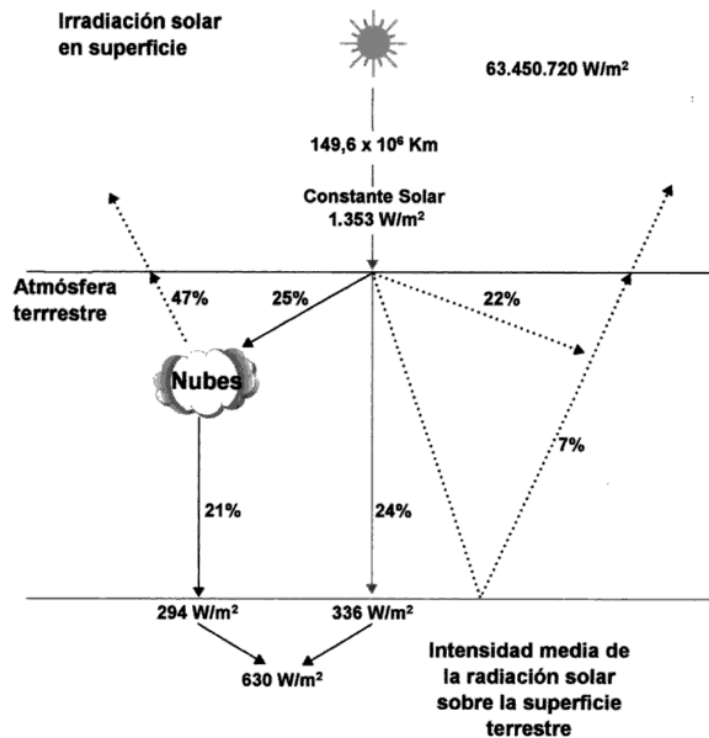


Figura 9. Radiación emitida por el sol.

Fuente: [31].

Existen diferentes tipos de radiación solar, entre las cuales se destaca:

- *Radiación solar directa:* es la radiación que llega directamente del sol, sin sufrir cambio alguno en su dirección, es la más importante en las aplicaciones fotovoltaicas.
- *Radiación solar difusa:* en esta radiación los rayos del sol sufren desvíos en su dirección hacia la tierra a causa de las nubes, polvo, entre otros. Lo que hace que no lleguen en su totalidad.
- *Radiación solar reflejada:* es la radiación directa y difusa que se recibe por reflexión en el suelo.
- *Radiación solar global:* Es la radiación total, esta se constituye por la suma de los tres tipos de radiaciones nombradas anteriormente.

Dirección de la radiación solar

Como se puede observar en la figura 10 el sol altera y controla el movimiento de la tierra, es decir interviene en los movimientos de rotación y traslación de la misma.

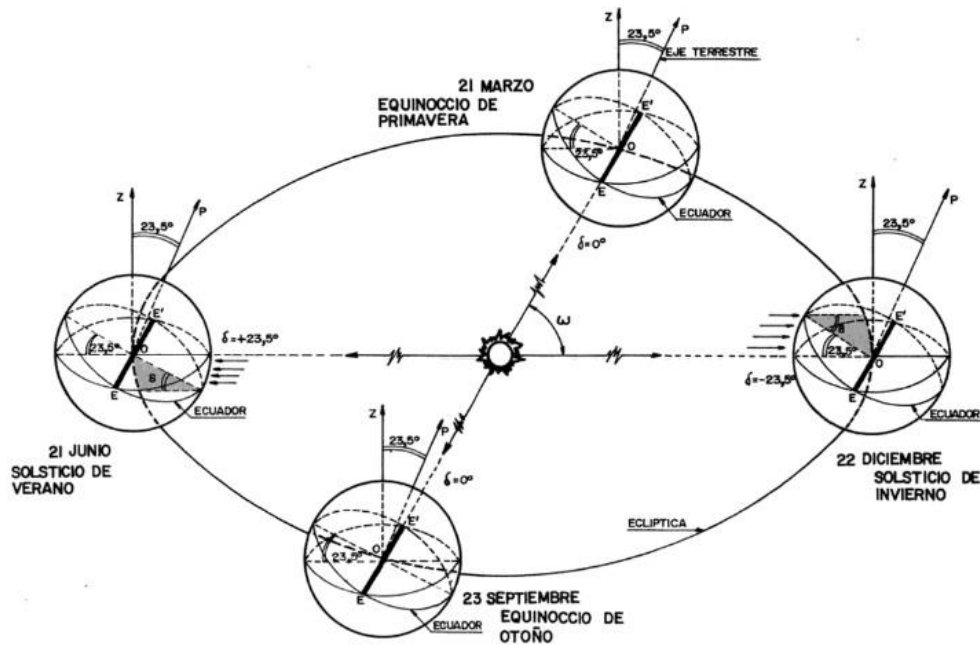


Figura 10. Distancia de la tierra con relación al sol.
Fuente: [32].

Se puede determinar las fechas en donde la tierra recibirá una mayor cantidad de radiación. Por ejemplo en el solsticio de verano (21 de junio) la distancia máxima entre el sol y la tierra es de $152,2 \times 10^6$ km, esto indica que el sol se encuentra en la parte más norte con respecto a la tierra, mientras tanto que en solsticio de invierno (22 de diciembre) la distancia mínima que existe entre el sol y la tierra llega a ser de $147,2 \times 10^6$ km, es decir el sol se encuentra en la parte más sur con respecto a la tierra [29]. Para los solsticios de otoño y primavera la duración del día es igual a la duración de la noche.

Como se observa en la figura 10 la tierra no solo gira alrededor del sol, también gira en torno a su propio eje en un movimiento llamado de rotación con una inclinación de $23,5^\circ$ respecto al plano orbital [33].

La razón principal para que existan las estaciones no es realmente la distancia entre el sol y la tierra, es el ángulo de declinación existente respecto al eje del plano orbital de la elíptica alrededor del sol.

La declinación es la distancia angular de los rayos del sol hacia el norte o hacia el sur de la línea ecuatorial como se observa en la figura 11, este ángulo es medido desde la línea central que une el sol con la tierra y su proyección en el plano ecuatorial [23].

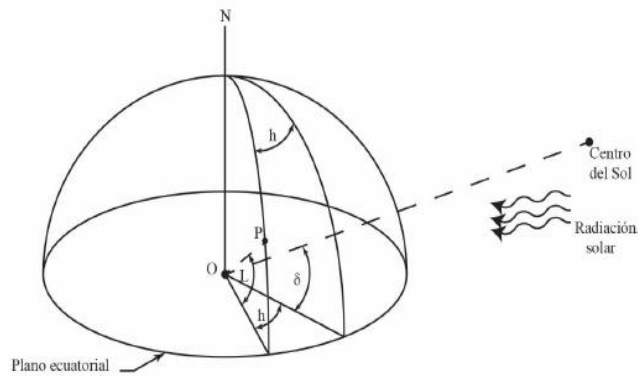


Figura 11. Ángulos que relacionan la posición de la tierra con respecto al sol.
Fuente: [29].

La declinación solar se puede estimar con la siguiente relación:

$$\delta = 23.5^\circ \cdot \text{sen} \left[\frac{360 (284 + n)^\circ}{365} \right] \quad (2.1)$$

Donde:

δ : Ángulo de declinación; [grados sexagesimales].

n : Cualquier día del año.

Cabe mencionar que el ángulo de declinación varía de $23,75^\circ$ (para el solsticio de verano) a $23,45^\circ$ (para el solsticio de invierno), y conocer el ángulo de declinación permite hallar el valor numérico de la latitud, en el cual el sol está directamente elevado al mediodía de un día cualquiera. Se necesita además de otros ángulos que son fundamentales para encontrar la dirección de la radiación en cierto lugar.

El ángulo horario, se define como el ángulo a través del cual la tierra girará para llevar el meridiano de un punto sobre la superficie terrestre directamente bajo el sol [23]. Para calcular el ángulo horario, se conoce que la tierra se desplaza un equivalente de 15° de longitud en 1 hora. Por lo que se utilizará la siguiente ecuación 2.2

$$h = \frac{360^\circ}{24 \text{ horas}} \cdot (i) \text{ horas} \quad (2.2)$$

$$h = 15^\circ \cdot (i)$$

Donde:

h : Ángulo horario; [grados sexagesimales].

i : Número de horas a partir del medio día; [horas].

(-) Antes del mediodía y (+) después del mediodía.

Debido a factores agrupados a la órbita terrestre, la velocidad orbital de la tierra sufre alteraciones durante el transcurso de todo el año, de tal forma, que el tiempo solar aparente varía con relación a la hora normal que se obtiene en cualquier reloj corriente. Es necesario calcular el tiempo solar con dos ecuaciones que se conocen con anticipación de estudios realizados por B. Paredes [29] , donde presenta que:

$$ET = 9.87 \sin(2B) - 7.53 \cos(B) - 1.5 \sin(B) \quad (2.3)$$

$$B = (n - 81) \cdot \frac{360}{364} \quad (2.4)$$

Donde:

ET: Ecuación de tiempo, [min].

B: Variable en función de *n*, [grados sexagesimales].

Otro de los factores es la corrección de longitud, que se utiliza para el cálculo del tiempo local estándar, este puede ser medido por un meridiano ubicado cerca del centro de una zona horaria o a su vez desde el meridiano estándar, como el de Greenwich, el cual tiene una longitud de 0°. Por tal razón, el sol demora 4 min en atravesar 1° de longitud. Se obtiene según lo muestra B. Paredes [29], la ecuación de corrección para el tiempo local estándar y su relación con el tiempo solar aparente:

$$TSA = TLE \pm ET \pm 4(LE - LO) - GD \quad (2.5)$$

Donde:

TSA: Tiempo solar aparente, [min].

TLE: Tiempo local estándar, [min].

LE: Longitud estándar, [decimales].

LO: Longitud local, [decimales].

GD: Ganancia de luz en el día, [min].

La ganancia de luz se debe tomar en consideración, ya que la velocidad orbital de la tierra aumenta entre los meses de octubre a marzo.

Para desarrollar la ecuación 2.5, se toma en cuenta los siguientes datos que se conocen sobre la ubicación del proyecto, en este caso se encuentra en:

➤ Quito, Ecuador $LE = 75^\circ$ y $LO = 78.5^\circ$

La altitud (α_a) es otro de los ángulos fundamentales, este ángulo está formado por la posición aparente del sol en cielo y un plano horizontal, y este ángulo se encuentra relacionado con el zenit (Φ), ángulo que se encuentra medido por los rayos del sol y la vertical. Para conocer la altitud se aplica la siguiente ecuación desarrollada por [22]:

$$\sin \alpha_a = \cos \Phi = \sin Lt \cdot \sin \delta + \cos Lt \cdot \cos \delta \cdot \cos h \quad (2.6)$$

Además se tiene que para Ecuador: $Lt = 0.21^\circ \approx 0^\circ$

$$\therefore \sin \alpha_a = \cos \Phi = \cos \delta \cdot \cos h$$

Donde:

α_a : Ángulo de altitud, [grados sexagesimales].

Φ : Ángulo de zenit, [grados sexagesimales].

Lt: Latitud, [grados sexagesimales].

Tiempo de salida y puesta del sol

Según [29], el sol sale o llega a su puesta de sol cuando $\alpha = 0^\circ$, por lo que el ángulo de altitud se lo puede reemplazar en la ecuación 2.6 obteniendo así:

$$\sin \alpha_a = \cos \Phi = \sin Lt \cdot \sin \delta + \cos Lt \cdot \cos \delta \cdot \cos h$$

$$\sin 0^\circ = \cos \delta \cdot \cos h_{ss}$$

$$\therefore h_{ps} = -h_{ss} \quad (2.7)$$

$$h_{ps} = \cos^{-1} \left(\frac{0}{\cos \delta} \right)$$

$$h_{ps} = 90^\circ$$

Donde:

h_{ss} : Ángulo horario para la salida del sol, [grados sexagesimales].

h_{ps} : Ángulo horario para la puesta del sol, [grados sexagesimales].

En el estudio realizado por B. Paredes [29], el ángulo horario en el medio día es 0° y 15° de longitud equivalente a 1 hora, de tal forma se puede calcular que la puesta de sol y el tiempo de salida medido en horas es:

$$H_{ps} = -H_{ss}$$

$$H_{ps} = \frac{1}{15^\circ} \cdot \cos^{-1} \left(\frac{0^\circ}{\cos \delta} \right)$$

$$H_{ps} = 6 [h]$$

Igualmente la duración del día es dos veces la hora de la puesta de sol, esto debido a que el medio día solar se encuentra en la mitad entre el tiempo de la puesta y la salida del sol, por lo que puede expresarse:

$$DD = \frac{2}{15^\circ} \cdot \cos^{-1} \left(\frac{0^\circ}{\cos \delta} \right) \quad (2.8)$$

$$DD = 12 [h]$$

Donde:

DD: Duración de la luz solar, [horas].

Conjuntamente con la duración de la luz solar se encuentra el ángulo solar azimut, que se encuentra medido en el plano horizontal directamente desde el sur para el hemisferio norte y viceversa.

2.1.3. Elección del tipo de colector

Es un elemento que absorbe la radiación solar incidente, convierte en calor, y transfiere este calor a un fluido que usualmente puede ser aire, agua, o aceite que fluye a través del sistema. Existen colectores de baja temperatura utilizados en sistemas domésticos de calefacción, y colectores de alta temperatura que se utilizan para producir energía eléctrica [34].

Como se observa en la tabla 6 existen diferentes ejemplos de colectores en donde se indica su eficiencia y el rango de temperatura a la cual funcionan los colectores solares.

Tabla 6.

Clasificación de los colectores de acuerdo al grado de concentración [35].

Categoría	Ejemplo	Rango de temperatura, °C	Eficiencia, %
Sin concentración	placa plana	hasta 75	30 - 50
	tubo evacuado	hasta 200	
Media concentración	cilindro	150 - 500	50 - 70
	parabólico		
Alta concentración	parabólico	150 a más	60 - 70

2.1.3.1. Colectores de placa plana

Este tipo de colector se caracteriza por usar tanto la radiación directa como difusa, por lo que no es necesario seguir continuamente el recorrido del sol. Por lo general, este tipo de colectores se encuentran contruidos por un material con una alta conductividad térmica (aluminio o cobre).

En la tabla 7 se puede observar una clasificación de los captadores de placa plana según diferentes criterios.

Tabla 7.
Clasificación de los colectores según sus partes [36].

Según el número de cubiertas	Según el material de la cubierta
Sin cubierta	Vidrio
Una cubierta	Plástico
Varias cubiertas	
Según el material del absorbedor	Según el tipo de absorbedor
Cobre	Serpentín
Aluminio	Parrilla
Acero inoxidable	Placas
Caucho	

Tipos de colectores planos

El diseño del circuito constituye una de las claves para un buen funcionamiento del colector, existen 3 configuraciones principales según la forma en la que están dispuestos los tubos como se observa en la figura 12.

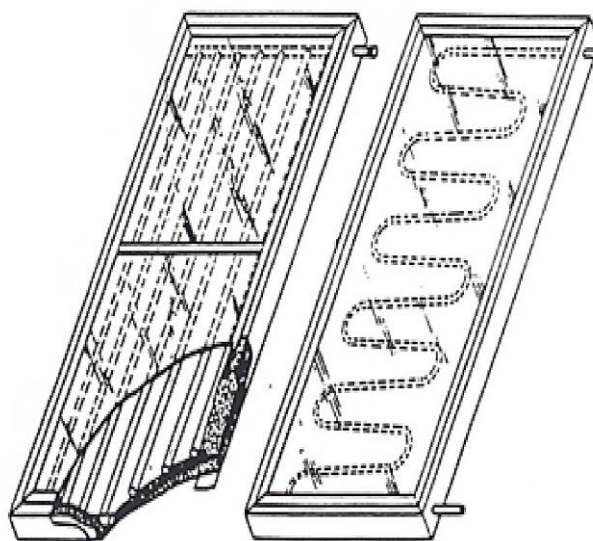


Figura 12. Configuración en parrilla y en serpentín.
Fuente: [36].

- *Tipo parrillas:* este diseño consta de varios tubos en paralelo, unidos a dos tubos de distribución en los extremos del captador. Produce menos pérdidas de presión y el incremento de temperatura es menor, por lo tanto, el rendimiento de operación es mayor. Este tipo de captadores posibilita el uso en sistemas termosifón.
- *Tipo serpiente:* es este tipo de diseño todo el fluido de trabajo pasa por un solo tubo en forma de serpiente, este tipo de captadores presentan una mayor pérdida de carga en comparación con los de tipo parrilla.

Partes del colector plano

En la figura 13 se muestran los principales componentes de un colector plano que son:

- *Cubierta:* Produce el efecto invernadero y al mismo tiempo reduce las pérdidas de calor por convección, mejorando el rendimiento del colector. La cubierta puede ser de vidrio o plástico transparente.
- *Tuberías:* es el medio por donde se transporta todo el fluido de trabajo.
- *Absorbedor:* Su función principal es absorber la radiación solar y transformarla en energía térmica, que se transmite al fluido que circula por los tubos.
- *Aislante térmico:* reduce las pérdidas de calor, y se encuentra cubriendo las paredes traseras y laterales del colector. Los materiales más usados son la lana de vidrio y el poliestireno expandido.
- *Carcasa:* protege y soporta los elementos que constituyen el colector solar.

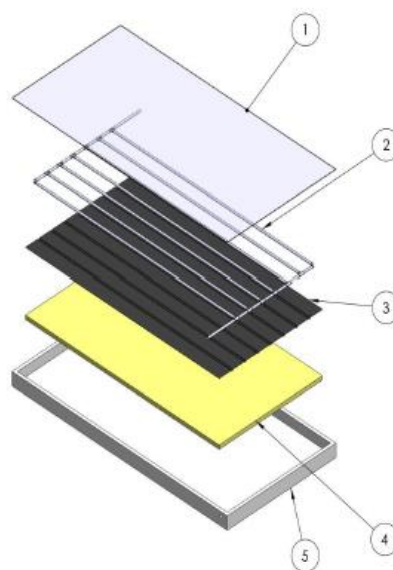


Figura 13. Componentes principales de un colector plano.
Fuente: [37].

Principio de funcionamiento

El funcionamiento de un captador se basa en el efecto invernadero como se observa en la figura 14.

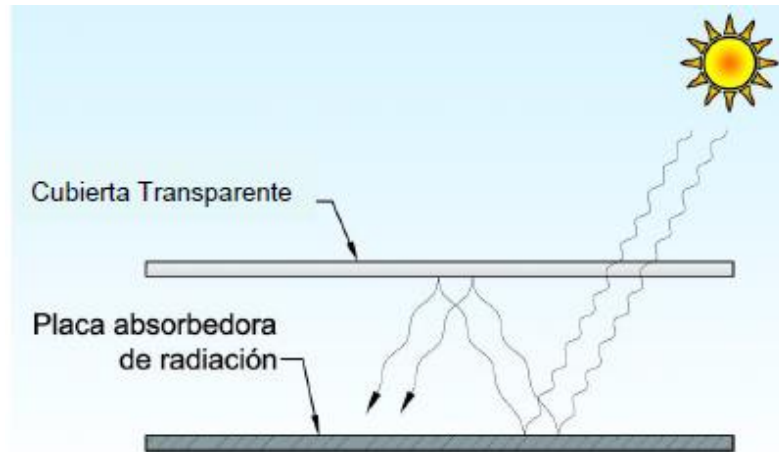


Figura 14. Efecto invernadero en un colector de placa plana.
Fuente: [37].

Rodríguez et al. [37], indican que las longitudes de ondas que se aprovechan sobre una cubierta transparente van desde los $0,3 \mu\text{m}$ hasta los $3 \mu\text{m}$, entre la cubierta y la superficie de absorción existe una cámara de aire, cuya finalidad es disminuir las pérdidas por convección de dicha superficie. Debido a la incidencia de la radiación solar, la superficie absorbadora se calienta, y la energía se transfiere al fluido por conducción, las pérdidas radiantes emitidas por el absorbedor se ven reducidas por la baja transmisividad de la cubierta. Una cualidad de mucha importancia es el aprovechamiento de la radiación difusa existente en el cielo cuando esté se encuentra nublado, sin embargo dicha radiación penetra igualmente a través de la cubierta.

2.2. Evaluación de las alternativas

Para la evaluación se tomará en cuenta solo los dos tipos de sistemas de absorción simple y doble efecto. Se realiza una calificación en un rango de 1 a 10. Donde 1 es un sistema complicado y costoso de construir, mientras el valor se aproxime a 10 el sistema es más factible de construir de acuerdo a la suma de todas las calificaciones de cada sistema dividido para el total, en el cual se obtendrá un promedio que indica la elección viable de realizar.

Tabla 8.
Selección del equipo de absorción.

Parámetros relevantes	Intermitente	Continuo
	Calificación	Calificación
Disponibilidad de fuente	8	6
Colector	8	7
Facilidad de construcción	8	6
COP	6	8
Costo	8	6
Total	38	33
Promedio	7,6	6,5

2.2.1. Análisis de selección

En la tabla 8 se obtiene como resultado la calificación de la construcción de un sistema tipo intermitente. La razón del valor obtenido de 7,6 respecto a la otra opción que es de 6,5, se debe por mayor facilidad de construcción, menor costo y porque no requieren mayor fuente de energía como los sistemas de tipo continuo.

2.3. Caracterización del sistema

Para la caracterización del equipo, en la figura 16 se muestra un esquema del ciclo de refrigeración por absorción de tipo intermitente, que se analizará mediante la primera ley de la termodinámica o también conocida como el principio de conservación de la energía y el principio de conservación de la masa, que permitirá obtener los balances termodinámicos en cada uno de los elementos. Además se aplicará ecuaciones necesarias para el sistema.

2.3.1. Sistema de flujo estacionario

2.3.1.1. Balance de masa

En un sistema general, el principio de conservación de la masa requiere que la cantidad total de masa que entra a un volumen de control sea igual a la cantidad total de masa que sale del mismo [12], es decir:

$$\dot{m}_{entrada} - \dot{m}_{salida} = dm_{VC}/dt \quad (2.9)$$

Donde:

$\dot{m}_{entrada}$: Flujos másicos que entran al volumen de control, [kg/s].

\dot{m}_{salida} : Flujos másicos que salen del volumen de control, [kg/s].

dm_{VC}/dt : Rapidez cambio de masa respecto al tiempo dentro del volumen de control.

2.3.1.2. Balance de energía

La cantidad de energía que entran de diferentes formas (calor, trabajo y masa) debe ser igual a la cantidad de energía que sale. Se expresa también en forma de tasa.

$$\dot{E}_{entrada} - \dot{E}_{salida} = dE_{sistema}/dt \quad (2.10)$$

Donde:

$\dot{E}_{entrada}$: Tasa de transferencia de energía de entrada por calor, trabajo y masa, [kJ].

\dot{E}_{salida} : Tasa de transferencia de energía de salida por calor, trabajo y masa, [kJ].

$dE_{sistema}/dt$: Tasa de cambio de energías interna, cinética, potencial, entre otros.

Balance de masa en la solución amoníaco-agua

La composición se puede definir de varias maneras, pero para determinar la concentración de la solución en función de la masa de amoníaco con respecto a la masa de la solución debe ser expresada en términos de la cantidad de amoníaco presente en la solución con la ecuación [8]:

$$X_W = \frac{17 \cdot X_M}{17 \cdot X_M + 18 \cdot (1 - X_M)} \quad (2.11)$$

Donde:

X_W : Concentración en peso (kilogramos de amoníaco por kilogramos de la solución).

X_M : Concentración molar (Moles de amoníaco por moles de solución).

Cuando la solución se encuentra a una temperatura y presión determinada, su concentración no varía, esto debe ser considerado al momento del diseño del absorbedor y generador. Cabe mencionar que el efecto de aumentar la presión, aumenta la concentración, mientras que al incrementar la temperatura se tiene el efecto contrario, precisamente esto se aprovecha para la regeneración del amoníaco, al calentar la solución sin el correspondiente incremento de la presión será inevitable la separación del amoníaco y la disminución de la concentración de la solución restante.

La absorción de amoníaco por agua o por la solución de agua amoniacal de baja y media concentración, está acompañada por la disipación de calor que es producto de la reducción del volumen del amoníaco al ser absorbido y del cambio de energía interna de la solución. La magnitud del calor de absorción que es instantáneo depende de la concentración del solvente, se lo puede expresar de la siguiente manera, donde X es la concentración de la solución:

$$q_{abs} = 345 - 250 \cdot X - 2250 \cdot X^3 \quad (2.12)$$

Donde:

q_{abs} : Calor de absorción, [kJ].

Determinación de la entalpía de solución

Para determinar las entalpías de la solución, que es muy importante para el diseño del generador y del absorbedor, habitualmente se considera que la entalpía del agua amoniacal, es la suma de la entalpía en fase líquida a la temperatura de solución, menos el calor de absorción, es decir:

$$h_{sol} = X \cdot h'_L + (1 - X) \cdot h''_L - X \cdot q_{abs} \quad (2.13)$$

Donde:

h'_L : Entalpía del refrigerante amoníaco en fase líquida, [kJ/kg].

h''_L : Entalpía del agua pura, [kJ/kg].

Los valores de las entalpías se los puede obtener de las tablas de propiedades termodinámicas del amoníaco y agua.

Determinación del volumen específico de solución

Un factor importante es el volumen específico de la solución que no es precisamente la suma de los volúmenes individuales de los líquidos constituyentes sino que aproximadamente es el volumen del agua presente en la solución más el 85% del volumen de amoníaco líquido presente [8], es decir:

$$v_{sol} = 0,85 \cdot X \cdot v'_L + (1 - X) \cdot v''_L \quad (2.14)$$

Donde:

v'_L : Volumen específico del refrigerante amoníaco en fase líquida, [m³/kg].

v''_L : Volumen específico del agua pura en fase líquida, [m³/kg].

Determinación de las concentraciones de la carta de amoníaco-agua

Para el proyecto, se utiliza la figura 15 que es la carta de amoníaco-agua, que representa un diagrama de Dühring PTX es decir, representa el ciclo de absorción en función de la presión de saturación (psia), la concentración de amoníaco en porcentajes tanto la debil X_A y la concentrada X_C , además las temperaturas en ($^{\circ}\text{F}$) [14].

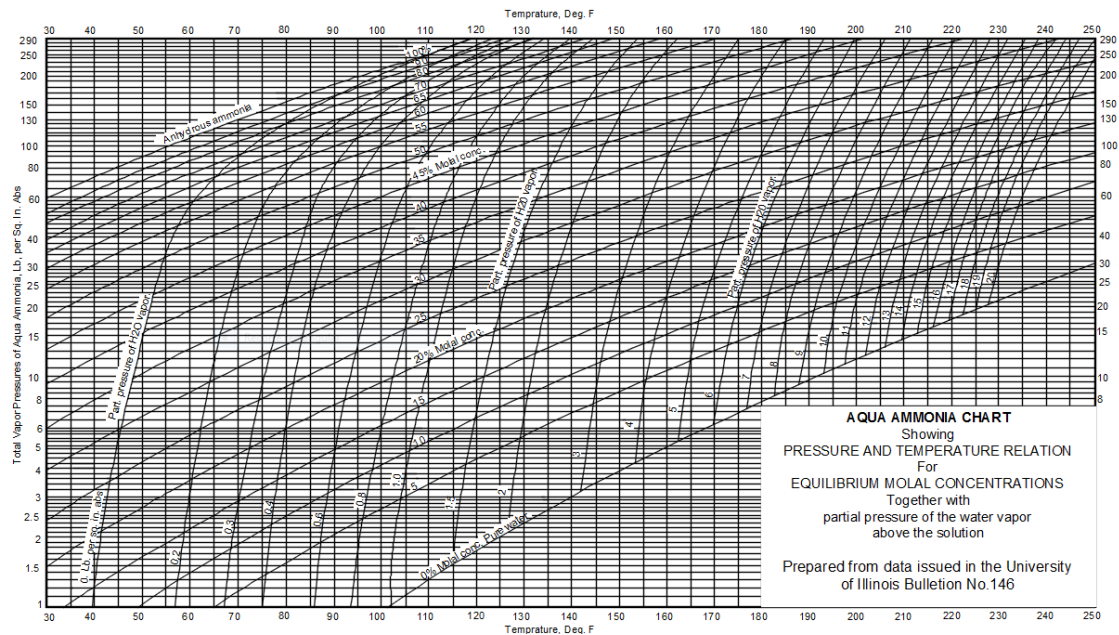


Figura 15. Carta de amoníaco-agua.

Fuente:[8].

2.3.1.3. Balances de masa y energía del equipo de absorción

Para los balances de cada componente se utiliza la figura 16 que muestra como está conformado el sistema.

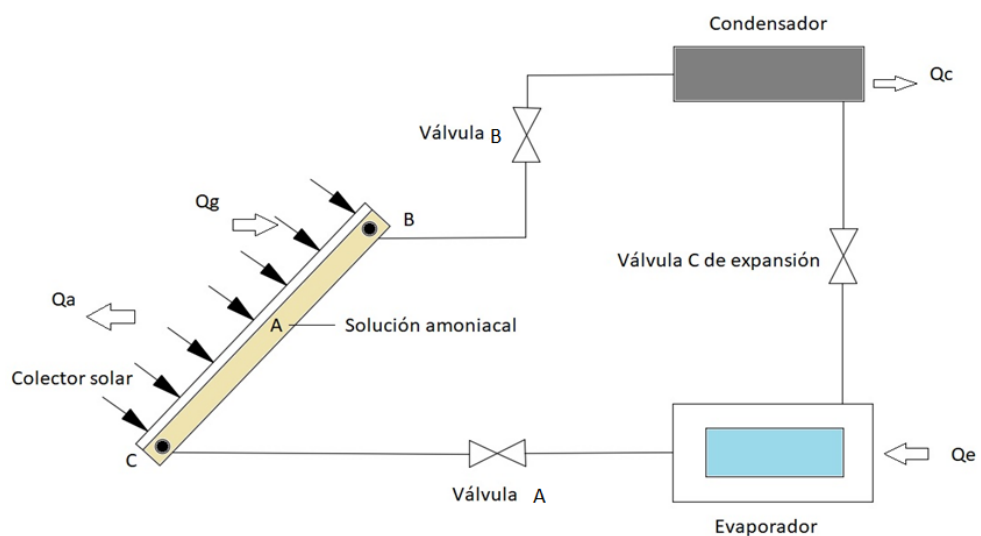


Figura 16. Esquema del ciclo intermitente amoníaco-agua.

Balance de componentes

Para el balance de masa de la solución se realiza del componente colector solar de la siguiente manera:

$$\dot{M}_C = \dot{M}_A + \dot{M}_B \quad (2.15)$$

Donde:

\dot{M}_A : Flujo másico de la solución débil, [kg/h].

\dot{M}_B : Flujo másico del refrigerante, [kg/h].

\dot{M}_C : Flujo másico de la solución concentrada, [kg/h].

Cantidad de amoníaco presente en la solución

$$X_{wC} \cdot \dot{M}_C = X_{wA} \cdot \dot{M}_A + \dot{M}_B \quad (2.16)$$

Donde

X_{wC} : Concentración concentrada del refrigerante.

X_{wA} : Concentración débil del refrigerante.

Cantidad de agua pura presente en la solución

$$(1 - X_{wC}) \cdot \dot{M}_C = (1 - X_{wA}) \cdot \dot{M}_A + \dot{M}_B \quad (2.17)$$

Donde:

X_{wC} : Concentración concentrada de agua pura, [%].

X_{wA} : Concentración débil de agua pura, [%].

Determinación de los flujos másicos

A partir de las ecuaciones 2.15, 2.16 y 2.17 se determinará \dot{M}_A y \dot{M}_C :

$$\dot{M}_A = \frac{(1 - X_{wC}) \cdot \dot{M}_B}{X_{wC} - X_{wA}} \quad (2.18)$$

$$\dot{M}_C = \frac{(1 - X_{wA}) \cdot \dot{M}_B}{X_{wC} - X_{wA}} \quad (2.19)$$

Generador

Es el componente encargado de generar el vapor refrigerante, debido que se le suministra energía en forma de calor. Para la ecuación 2.20 es útil expresar la nomenclatura obtenida de [6].

$$\dot{Q}_g = \dot{M}'_A \cdot h'_A + \dot{M}''_A \cdot h''_A + \dot{M}_B \cdot h_B - \dot{M}'_C \cdot h'_C - \dot{M}''_C \cdot h''_C \quad (2.20)$$

Dónde:

\dot{Q}_g : Calor que ingresa al generador, [kJ/h].

\dot{M}'_A y \dot{M}''_A : Cantidades débiles del refrigerante y del agua pura respectivamente.

\dot{M}'_C y \dot{M}''_C : Cantidades concentradas del refrigerante y del agua pura respectivamente.

h'_A y h''_A : Entalpía del refrigerante y del agua pura de la solución débil.

h'_C y h''_C : Entalpía del refrigerante y del agua pura de la solución concentrada.

h_B : Entalpía del refrigerante.

Las cantidades del refrigerante y del agua pura se expresa de la siguiente manera:

Para solución débil

$$\dot{M}'_A = X_{wA} \cdot (\dot{M}_A) \quad (2.21)$$

$$\dot{M}''_A = (1 - X_{wA}) \cdot (\dot{M}_A) \quad (2.22)$$

Para solución concentrada

$$\dot{M}'_C = X_{wC} \cdot (\dot{M}_C) \quad (2.23)$$

$$\dot{M}''_C = (1 - X_{wC}) \cdot (\dot{M}_C) \quad (2.24)$$

Absorbedor

En este componente, el agua absorbe el vapor refrigerante proveniente del evaporador generando así un proceso exotérmico donde el calor extra debe ser rechazado a un medio de enfriamiento.

$$\dot{Q}_a = \dot{M}'_A \cdot h'_A + \dot{M}''_A \cdot h''_A + \dot{M}_B \cdot h_B - \dot{M}'_C \cdot h'_C - \dot{M}''_C \cdot h''_C \quad (2.25)$$

Donde:

\dot{Q}_a : Calor rechazado del absorbedor, [kJ/h].

Proceso 4-1

Es el calor de rechazo de la solución hasta obtener las condiciones óptimas para que se pueda realizar nuevamente la absorción [6]. Este proceso se explica más adelante por medio de un diagrama de temperatura-concentración.

$$\dot{Q}_{R_{4-1}} = \dot{M}'_A \cdot h'_{A_4} + \dot{M}''_A \cdot h''_{A_4} - \dot{M}'_A \cdot h'_{A_1} - \dot{M}''_A \cdot h''_{A_1} \quad (2.26)$$

Donde:

$\dot{Q}_{R_{4-1}}$: Calor rechazado de la solución del proceso (4-1), [kJ/h].

Evaporador

Es el encargado de extraer el calor del espacio a enfriar, además es la suma de todas las cargas involucradas, es decir ganancia por paredes, carga interna y del fluido secundario la cual se determinará con mayor detalle en el capítulo 3.

$$\dot{Q}_T = \dot{m}_{ref} \cdot (h_{ev} - h_c) \quad (2.27)$$

Donde:

\dot{Q}_T : Calor total de las cargas involucradas en la cámara de enfriamiento, [kJ/h].

\dot{m}_{ref} : Flujo másico del refrigerante, [kg/h].

h_{ev} : Entalpía de evaporación, [kJ/kg].

h_c : Entalpía en fase líquida a temperatura de condensación, [kJ/kg].

Condensador

Es el componente encargado de producir el cambio de fase del refrigerante, de vapor a líquido por medio del rechazo de calor.

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_{ref} \cdot (h_{sobr} - h_c) \quad (2.28)$$

Donde:

\dot{Q}_c : Calor cedido al entorno, [kJ/h].

h_{sobr} : Entalpía de vapor sobrecalentado, [kJ/kg].

Balance general del sistema

Se realiza el balance de todos los elementos del equipo, para verificar que el sistema esté en equilibrio:

$$\dot{Q}_g + \dot{Q}_T = \dot{Q}_a + \dot{Q}_c + \dot{Q}_{R_{4-1}} \quad (2.29)$$

Coefficiente de rendimiento teórico (COP)

El coeficiente de rendimiento queda definido por relación que es el efecto refrigerante o el calor absorbido del espacio refrigerado \dot{Q}_{ev} , para el calor útil que ingresa al sistema \dot{Q}_g y que está definida por la ecuación 2.30, se tiene que:

$$COP = \frac{\dot{Q}_{ev}}{\dot{Q}_g} \quad (2.30)$$

Coefficiente de rendimiento teórico máximo (COP_{máx})

Para un sistema de refrigeración por absorción se determina suponiendo que el ciclo completo es totalmente reversible, es decir, el ciclo no incluye irreversibilidades, ninguna transferencia de calor debido a una diferencia finita de temperatura [12], se define a partir de la ecuación 2.31:

$$COP_{máx} = \frac{T_{ev} \cdot (T_g - T_o)}{T_g \cdot (T_o - T_{ev})} \quad (2.31)$$

Donde:

T_g : Temperatura de generación, [K].

T_{ev} : Temperatura de evaporación, [K].

T_o : Temperatura ambiente, [K].

2.4. Transferencia de calor

Según Karlekar et al. [38] la transferencia de calor es la forma de energía transferida de un lugar a otro cuando existe una diferencia de temperatura. Esta diferencia es el principal requisito para que exista una transferencia de calor, si dicha diferencia no existiera no se realizaría la transferencia de calor entre dos cuerpos que se encuentran a una misma temperatura tal como mencionan Cengel et al. [39].

2.4.1. Mecanismos de transferencia de calor

Como se lo ha explicado anteriormente, la transferencia de calor siempre se produce del medio que tiene la temperatura más elevada hacia el de temperatura más baja. Existen diferentes métodos para transferir calor de un cuerpo a otro como:

2.4.1.1. Conducción

Es el único mecanismo de transmisión de calor posible entre medios sólidos [40]. Además Cengel et al. [39], mencionan que es la transferencia de energía de las partículas más energéticas de una sustancia, hacia las adyacentes menos energéticas, como resultado de la interacción entre dichas partículas. La conducción se la puede calcular por medio de la ecuación 2.32.

La transferencia de calor por unidad de área (W/m^2) es la velocidad con la que se transfiere el calor en dirección de x por área unitaria perpendicular a la dirección de transferencia, y es proporcional a la gradiente de temperatura, dT/dx en esta dirección según explica [41].

$$\dot{Q} = -k \cdot \left(\frac{dT}{dx}\right) \quad (2.32)$$

Es importante mencionar que la conductividad térmica depende de la capacidad de un material para conducir calor. Un calor elevado de la conductividad nos indicaría que es un buen conductor de calor, mientras que si dicho valor es bajo, indicaría que es un mal conductor de calor o que es un aislante [39].

Conducción de calor en paredes planas

Para poder calcular la transferencia de calor a través de paredes planas se utiliza la ecuación 2.33

$$\dot{Q}_{cond} = k \cdot A_s \cdot \left(\frac{T_{se} - T_{si}}{e}\right) \quad (2.33)$$

Donde:

\dot{Q}_{cond} : Calor de conducción a través de la pared, [W].

A_s : Área de transferencia de calor, [m^2].

T_{se} : Temperatura de superficie externa, [$^{\circ}C$].

T_{si} : Temperatura de superficie interna, [$^{\circ}C$].

e : Espesor, [m].

La transferencia de calor a través de paredes en estado estable, se usa el método de resistencias térmicas que se muestra en la figura 17.

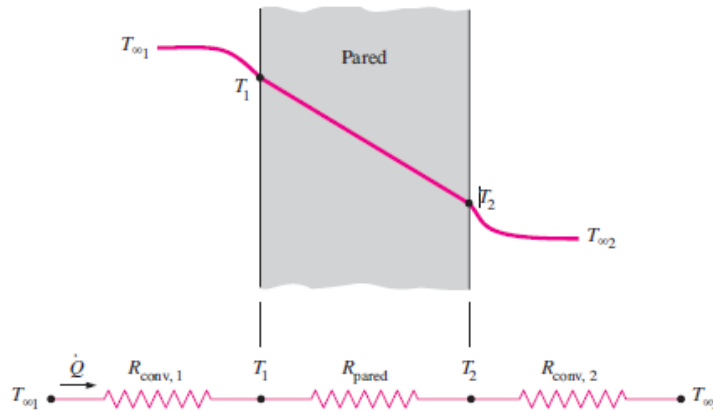


Figura 17. Circuito equivalente de resistencias térmicas.
Fuente: [39].

2.4.1.2. Convección

Es el modo de transferencia de calor entre una superficie sólida y el líquido o gas adyacente que están en movimiento y comprende los efectos combinados de la conducción y el movimiento de fluidos según explica [19]. Y se la obtiene mediante la ecuación 2.34.

$$\dot{Q}_{conv} = A_s \cdot h_e \cdot (T_{\infty} - T_{se}) \quad (2.34)$$

Donde:

\dot{Q}_{conv} : Calor de convección, [W].

h_e : Coeficiente de transferencia de calor por convección, [$W/m^2 \cdot K$].

T_{∞} : Temperatura máxima, [$^{\circ}C$].

Una consideración de mucha importancia para el diseño, es que todas las propiedades del fluido deben evaluarse a temperatura de película, que es el promedio aritmético de las temperaturas de superficie T_s y del flujo libre T_{∞} como se muestra en la ecuación 2.35.

$$T_f = \frac{T_{\infty} + T_s}{2} \quad (2.35)$$

Convección natural sobre superficies

La transferencia de calor por convección natural sobre una superficie depende principalmente de la configuración geométrica que se muestra en el anexo 3 y de su orientación. Además de la variación de la temperatura sobre la superficie y de las

propiedades termofísicas del fluido que interviene [39]. Para ello es necesario obtener el número promedio de Nusselt mediante la ecuación 2.36.

$$Nu = \frac{h_e \cdot L_c}{k} = C \cdot (Gr_L \cdot Pr)^n = C \cdot Ra_L^n \quad (2.36)$$

Donde:

L_c : Longitud característica, [m].

C, n : Constantes que dependen de la configuración geométrica.

Gr_L : Número de Grashof.

Pr : Número de Prandtl.

Ra_L : Número de Rayleigh.

Nu : Número de Nusselt.

➤ *Número de Rayleigh:*

El número de Rayleigh es el producto de los números de Grashof y de Prandtl, se le puede encontrar mediante la ecuación 2.37 y 2.38.

$$Ra_L = \frac{g \cdot \beta \cdot (T_S - T_\infty) \cdot D_e^3 \cdot Pr}{\nu^2} \quad (2.37)$$

$$Ra_L = \frac{g \cdot \beta \cdot (T_S - T_\infty) \cdot L^3}{\nu \cdot \alpha} \quad (2.38)$$

Donde:

g : Gravedad, [m/s^2].

ν : Viscosidad cinemática del fluido, [m^2/s].

α : Difusividad térmica, [m^2/s].

β : Coeficiente de expansión térmica, [$1/K$].

2.4.1.3. Radiación térmica

Es la energía emitida por la materia en forma de ondas electromagnéticas (o fotones), como resultado de los cambios en las configuraciones electrónicas de los átomos o moléculas [39]. A diferencia de la conducción y la convección, la radiación no requiere la presencia de un medio que intervenga.

Radiación de un cuerpo negro

Un cuerpo negro es un emisor y absorbedor perfecto de la radiación. La energía de la radiación emitida por un cuerpo negro por unidad de tiempo y por unidad de área superficial se la expresa mediante la ecuación 2.39.

$$E_b = \sigma \cdot T^4 \quad (2.39)$$

Donde:

E_b : Emisión de un cuerpo negro, [$W/m^2 \cdot K^4$].

σ : Constante de Stefan-Boltzmann, [$5,670 \times 10^{-8} W/m^2 \cdot K^4$].

T : Temperatura absoluta de la superficie, [K].

Propiedades de la radiación

- *Emisividad*: también conocida como emitancia, es la proporción de radiación térmica emitida por una superficie u objeto debido a su temperatura.
- *Absortividad*: Es la fracción de energía que es absorbida por un material.
- *Reflectividad*: Es la fracción de energía que se refleja desde el material.
- *Transmisividad*: Es la fracción de energía que se transmite a través de un material.

2.4.2. Intercambiador de calor (IC)

Es un dispositivo diseñado para facilitar la transferencia de calor entre dos fluidos, uno caliente y otro frío, es decir, para transferir o recuperar calor. 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 sale [19].

Comúnmente estos dispositivos no tienen que ver con interacciones de trabajo ($w=0$), y los cambios de energía cinética y potencial son insignificantes para cada corriente de fluido.

2.4.2.1. Tipos de intercambiadores de calor

Existen una variedad de intercambiadores de calor de acuerdo a su distribución de flujo:

- *Flujo Paralelo*: Existe un flujo paralelo cuando los dos fluidos van en la misma dirección como se muestra en la figura 18. Los dos fluidos entran al intercambiador por el mismo extremo y estos presentan una diferencia de temperatura significativa.

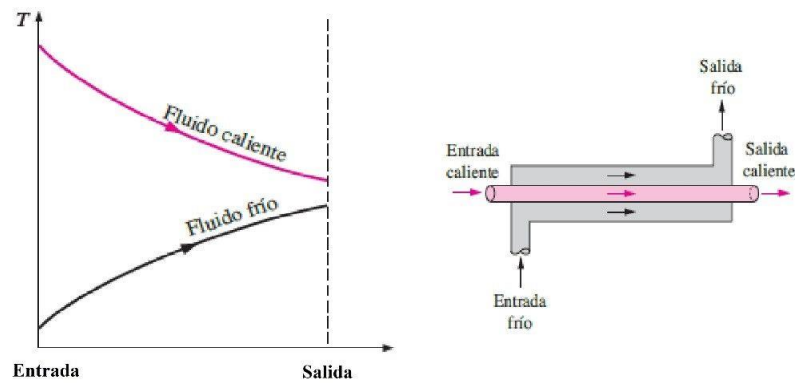


Figura 18. Distribución de temperatura de un IC de flujo paralelo.
Fuente: [39].

- *Contraflujo o encontrado*: Los fluidos entran en el intercambiador por los extremos opuestos y fluyen en direcciones opuestas como se muestra en la figura 19.

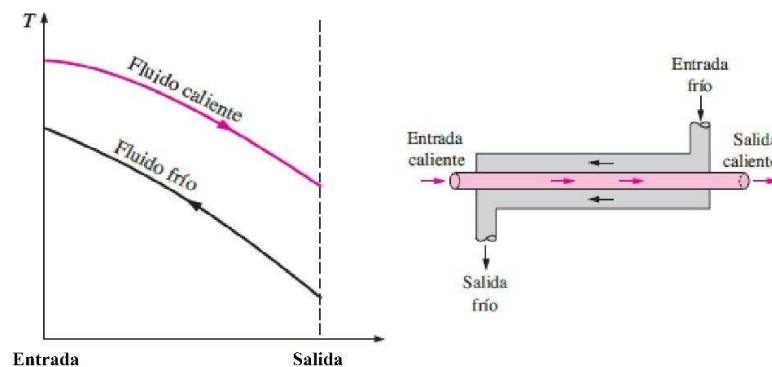


Figura 19. Distribución de temperatura de un IC contraflujo.
Fuente: [39].

- *Flujo Cruzado*: Se realiza cuando uno de los fluidos fluye de manera perpendicular al otro fluido, es decir, uno de los fluidos pasa a través de tubos mientras que el otro pasa alrededor de dichos tubos formando un ángulo de 90° . Los que se clasifican de acuerdo a su configuración en mezclados y no mezclados [39].

Coefficiente de transferencia total de calor (U)

Es la sumatoria de las resistencias térmicas debido a los coeficientes convectivos y conductivos de transferencia de calor en el lado caliente y frío de una pared plana o de una pared de un tubo, como muestra la ecuación 2.40.

$$\frac{1}{U} \approx \frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_o} \quad (2.40)$$

Donde:

h_i : Coeficiente de convección interno, $[W/m^2 \cdot k]$.

h_o : Coeficiente de convección externo, $[W/m^2 \cdot k]$.

Según explican Catota et al. [19], 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.

2.4.3. Transferencia de calor de superficies con aletas

Existen dos métodos de incrementar la razón de la transferencia de calor: aumentando el coeficiente de transferencia de calor por convección (h_e), o aumentando el área superficial (A_s). El aumento de h_e puede requerir de la instalación de un ventilador, por esta razón la alternativa que se debería tomar en cuenta es aumentar el área superficial agregando superficies extendidas denominadas aletas [19].

➤ Eficiencia de la aleta

En la eficiencia de la aleta se considera la superficie de una pared plana que está a la temperatura (T_b), expuesta a un medio a una temperatura (T_∞). El calor se pierde de la superficie hacia el medio circundante por convección, con un coeficiente de transferencia de calor (h). 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 [39].

Sin embargo la temperatura de una 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. En la figura 20 se muestra la distribución ideal y real de la temperatura en una aleta según explica Cengel [39].

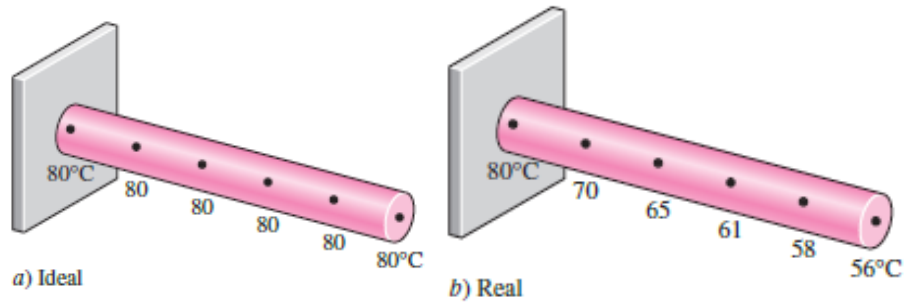


Figura 20. Distribución ideal y real de la temperatura en una aleta.
Fuente: [39].

Para considerar el efecto de esta disminución en la temperatura sobre la transferencia de calor, se define una eficiencia de la aleta en la ecuación 2.41.

$$\eta_{aleta} = \frac{Q_{aleta}}{Q_{aleta,max}} \quad (2.41)$$

En el anexo 4, se muestran las diferentes relaciones para la eficiencia de las aletas de diversos perfiles, que se utilizan a nivel general.

Resistencia térmica

Es la capacidad de un material a oponerse a un flujo de calor y se expresa por medio de la ecuación 2.42.

$$R_w = \frac{\ln\left(\frac{D_e}{D_i}\right)}{2 \cdot \pi \cdot k \cdot L} \quad (2.42)$$

Donde:

R_w : Resistencia térmica de pared, $[K/W]$.

k : Conductividad térmica, $[W/m \cdot K]$.

D_e : Diámetro exterior del tubo, $[m]$.

D_i : Diámetro interior del tubo, $[m]$.

L : Longitud del tubo, $[m]$.

2.4.4. Métodos de diseño para intercambiadores de calor

2.4.4.1. Método diferencia de temperatura media logarítmica (LMTD)

Se utiliza para determinar el tamaño de un intercambiador de calor cuando se conocen todas las temperaturas de entrada y salida, y se expresa mediante la ecuación 2.43.

$$LMTD = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} \quad (2.43)$$

Flujo Paralelo:	Contraflujo:
$\Delta T_1 = T_{h,sal} - T_{c,ent}$	$\Delta T_1 = T_{h,ent} - T_{c,ent}$
$\Delta T_2 = T_{h,sal} - T_{c,sal}$	$\Delta T_2 = T_{h,ent} - T_{c,sal}$

Donde:

$T_{h,ent}$: Temperatura de entrada-fluido caliente, [°C].

$T_{c,ent}$: Temperatura de entrada-fluido frío, [°C].

$T_{h,sal}$: Temperatura de salida-fluido caliente, [°C].

$T_{c,sal}$: Temperatura de salida-fluido frío, [°C].

Con el LMTD y el coeficiente de calor total, se puede determinar el área superficial de transferencia de calor a partir de la ecuación 2.44.

$$\dot{Q}_{m\acute{a}x} = U \cdot A_s \cdot LMTD \quad (2.44)$$

Donde:

$\dot{Q}_{m\acute{a}x}$: Cantidad de calor absorbido máximo, [W].

U : Coeficiente total de transferencia de calor, [W/m² · K].

A_s : Área de transferencia de calor, [m²].

$LMTD$: Diferencia de temperatura media logarítmica, [°C].

2.4.4.2. Método de la efectividad-NTU

Es llamado número de unidades de transferencia o NTU, con un coeficiente de transferencia de calor total U y un valor conocido de $C_{m\acute{i}n}$. Por lo tanto, con frecuencia se considera a la cantidad NTU como un indicativo del tamaño de un intercambiador de calor y se lo muestra en la ecuación 2.45.

$$NTU = \frac{U \cdot A_s}{C_{m\acute{i}n}} \quad (2.45)$$

Donde:

$C_{m\acute{i}n}$: Razón de capacidad calorífica mínima, [W/m²].

CAPÍTULO 3

DISEÑO DEL SISTEMA DEL EQUIPO DE REFRIGERACION SOLAR POR ABSORCIÓN Y RESULTADOS OBTENIDOS

En el presente capítulo se realizará los cálculos correspondientes de la carga térmica del espacio a enfriar, análisis termodinámico y diseño mecánico en base de la teoría referenciada, además, se muestran los resultados obtenidos durante el funcionamiento del equipo de refrigeración.

3.1. Cálculo de la carga térmica

Para determinar la carga térmica total del equipo de refrigeración se requiere la suma de todas las cargas involucradas de las cuales se considera la ganancia de calor por paredes, carga interna y carga del fluido secundario, para ello las dimensiones de la cámara de enfriamiento se muestran en la figura 21:

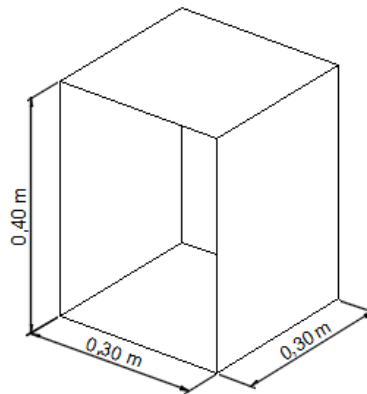


Figura 21. Dimensiones del evaporador.

3.1.1. Ganancia de calor por paredes

Es muy importante evitar ganancias de calor a través de las paredes, por lo que se determinará el espesor del aislamiento térmico con el material lana de vidrio, que tiene una conductividad térmica $k = 0,038W/(m \cdot K)$, obtenida del anexo 2.

La transferencia de calor por las paredes en la parte externa, será por convección natural, para determinar el coeficiente de convección externo, se utiliza las correlaciones que están en el anexo 3 que dependen de la orientación de cada pared.

3.1.2. Condiciones del entorno

La temperatura máxima es $T_{\infty} = 22 \text{ }^{\circ}\text{C}$, que es la temperatura del aire, la cual está lo suficientemente lejos de la superficie. La temperatura ambiente, que es la temperatura

de la superficie externa se asumirá $T_{se} = 20\text{ }^{\circ}\text{C}$ y la temperatura de almacenamiento, que es la temperatura de la superficie interna es de $T_{si} = 5\text{ }^{\circ}\text{C}$.

En la figura 22, se muestra una pared en forma general con las resistencias térmicas y las condiciones de entorno.

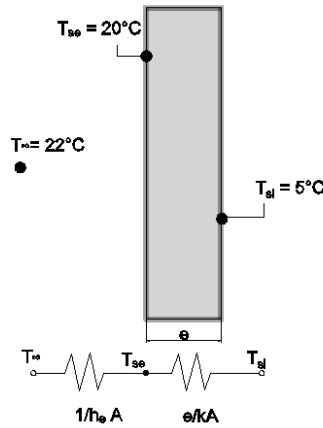


Figura 22. Circuito de resistencias térmicas.

Por lo tanto, se realiza el respectivo balance de energía, donde el calor de convección es igual a calor de conducción se tiene que:

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{conv} &= \dot{Q}_{cond} \\ h_e \cdot A(T_{\infty} - T_{se}) &= \frac{k \cdot A \cdot (T_{se} - T_{si})}{e} \\ e &= \frac{k \cdot (T_{se} - T_{si})}{h_e \cdot (T_{\infty} - T_{se})} \end{aligned} \quad (3.1)$$

Donde:

e : Espesor de aislamiento, [m].

Se realiza a continuación, la obtención de los espesores de cada pared tanto verticales y horizontales, para eso se determina el coeficiente de convección natural. Además todas las propiedades del fluido en este caso el aire deben ser evaluadas a temperatura de película T_f [39]. Por consiguiente, la temperatura de película para este caso se aplica la ecuación 2.34.

$$\begin{aligned} T_f &= (T_{\infty} + T_{se})/2 \\ T_f &= (22 + 20)\text{ }^{\circ}\text{C} / 2 \end{aligned}$$

$$T_f = 21 \text{ }^\circ\text{C}$$

Del anexo 5, interpolando a $T_f = 21 \text{ }^\circ\text{C}$ se obtiene los siguientes datos de la tabla 9:

Tabla 9.
Propiedades del aire.

$\rho = 1,2 \text{ [kg/m}^3\text{]}$	$\alpha = 2,1 \cdot 10^{-5} \text{ [m}^2\text{/s]}$
$k = 0,0252 \text{ [W/m} \cdot \text{K]}$	$\nu = 1,5 \cdot 10^{-5} \text{ [m}^2\text{/s]}$
$Pr = 0,73064$	$\beta = \frac{1}{T_f} = \frac{1}{294 \text{ K}}$

1.6.1.1. Cálculo paredes verticales

En la obtención del número de Rayleigh se utiliza la ecuación 2.38, reemplazando los valores de las propiedades del aire, se tiene que:

$$Ra_L = \frac{\left(9,78 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}\right) \cdot (3,40 \times 10^{-3}) \text{K}^{-1} \cdot (22 - 20)^\circ\text{C} \cdot (0,40^3) \text{m}^3}{\left(2,1 \times 10^{-5} \frac{\text{m}^2}{\text{s}}\right) \cdot \left(1,5 \times 10^{-5} \frac{\text{m}^2}{\text{s}}\right)}$$

$$Ra_L = 13,52 \cdot 10^6$$

Del anexo 3, se tiene el número de Nusselt:

$$Nu = \left\{ 0,825 + \frac{0,387 \cdot Ra_L^{1/6}}{[1 + (0,492/Pr)^{9/16}]^{8/27}} \right\}^2$$

$$Nu = \left\{ 0,825 + \frac{0,387 \cdot (13,52 \cdot 10^6)^{1/6}}{[1 + (0,492/0,73064)^{9/16}]^{8/27}} \right\}^2$$

$$Nu = 34,14$$

Donde el coeficiente de convección exterior se determina por la ecuación 2.35:

$$h_e = \frac{k \cdot Nu}{L}$$

$$h_e = \frac{\left(0,0252 \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}}\right) \cdot (34,14)}{0,40 \text{ m}}$$

$$h_e = 2,15 \left[\frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}} \right]$$

Reemplazando h_e en la ecuación 3.1, el espesor es:

$$e = \frac{k \cdot (T_{se} - T_{si})}{h_e \cdot (T_{\infty} - T_{se})}$$

$$e = \frac{\left(0,023 \frac{W}{m \cdot K}\right) \cdot (20 - 5) \text{ } ^\circ\text{C}}{\left(2,15 \frac{W}{m^2 \cdot K}\right) \cdot (22 - 20) \text{ } ^\circ\text{C}}$$

$$e = 0,08 \text{ [m]}$$

1.6.1.2. Cálculo de paredes horizontales

Utilizando la ecuación del anexo 3 se obtiene el número de Nusselt y el número de Rayleigh está definida por la ecuación 3.2, se tiene que:

$$Ra_L = \frac{g \cdot \beta \cdot (T_{\infty} - T_{se}) \cdot (A_s/P)^3}{\alpha \cdot \nu} \quad (3.2)$$

Donde el área es $A_s = 0,09 \text{ [m}^2\text{]}$ y su perímetro es $P = 1,2 \text{ [m]}$, reemplazando:

$$Ra_L = \frac{\left(9,78 \frac{m}{s^2}\right) \cdot (3,40 \times 10^{-3}) K^{-1} \cdot (22 - 20) \text{ } ^\circ\text{C} \cdot \left(\frac{0,09 \text{ m}^2}{1,2 \text{ m}}\right)^3}{\left(2,1 \cdot 10^{-5} \frac{m^2}{s}\right) \cdot \left(1,5 \cdot 10^{-5} \frac{m^2}{s}\right)}$$

$$Ra_L = 89103,49$$

Por lo tanto:

$$Nu = 0,27 \cdot Ra_L^{1/4}$$

$$Nu = 0,27 \cdot (89103,49)^{1/4}$$

$$Nu = 4,66$$

Se determina el coeficiente de convección exterior, siendo $L = A_s/P$. Utilizando la ecuación 3.3, se tiene que:

$$h_e = \frac{k \cdot Nu}{A_s/P} \quad (3.3)$$

$$h_e = \frac{\left(0,0252 \frac{W}{m \cdot K}\right) \cdot (4,66)}{\left(\frac{0,09 \text{ m}^2}{1,2 \text{ m}}\right)}$$

$$h_e = 1,56 \left[\frac{W}{m^2 \cdot K} \right]$$

Reemplazando h_e en la ecuación 3.1, el espesor es:

$$e = \frac{\left(0,023 \frac{W}{m \cdot K}\right) \cdot (20 - 5) \text{ } ^\circ\text{C}}{\left(1,56 \frac{W}{m^2 \cdot K}\right) \cdot (22 - 20) \text{ } ^\circ\text{C}}$$

$$e = 0,11 \text{ [m]}$$

En la pared inferior el número de Nusselt se obtiene de la ecuación del anexo 3 y para el número de Rayleigh se utiliza la ecuación 3.2. Donde el área es $A_s = 0,09 \text{ [m}^2\text{]}$ y su perímetro es $P = 1,2 \text{ [m]}$, reemplazando:

$$Ra_L = 89103,49$$

Por lo tanto:

$$Nu = 0,54 \cdot Ra_L^{1/4}$$

$$Nu = 0,54 \cdot (89103,49)^{1/4}$$

$$Nu = 9,33$$

Así mismo el coeficiente de convección exterior se toma $L = A_s/P$, utilizando la ecuación 3.3, se tiene que:

$$h_e = \frac{\left(0,0252 \frac{W}{m \cdot K}\right) \cdot (9,33)}{\left(\frac{0,09 \text{ m}^2}{1,2 \text{ m}}\right)}$$

$$h_e = 3,13 \left[\frac{W}{m^2 \cdot K} \right]$$

Reemplazando h_e en la ecuación 3.1, el espesor es:

$$e = \frac{\left(0,023 \frac{W}{m \cdot K}\right) \cdot (20 - 5) \text{ } ^\circ\text{C}}{\left(3,13 \frac{W}{m^2 \cdot K}\right) \cdot (22 - 20) \text{ } ^\circ\text{C}}$$

$$e = 0,06 \text{ [m]}$$

Finalmente, el espesor seleccionado es $e = 0,11 \text{ [m]}$ cuyo valor es el mayor de ellos y así, asegurar de mejor manera el aislamiento en todas las paredes. Sin embargo, el aislamiento no es 100 % efectivo por lo que se debe determinar las ganancias de calor por las paredes.

Utilizando la ecuación 3.4, se tiene que:

$$\dot{Q}_p = \frac{T_\infty - T_{si}}{\frac{e}{k \cdot A_s} + \frac{1}{h_e \cdot A_s}} \quad (3.4)$$

Paredes verticales o laterales el calor es:

$$\dot{Q}_{late} = 4 \cdot \frac{(22 - 5) \text{ }^\circ\text{C}}{\frac{0,11 \text{ m}}{\left(0,023 \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}}\right) \cdot (0,12 \text{ m}^2)} + \frac{1}{\left(2,15 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}\right) \cdot (0,12 \text{ m}^2)}}$$

$$\dot{Q}_{late} = 1,55 \text{ [W]}$$

En la pared superior el calor es:

$$\dot{Q}_{sup} = \frac{(22 - 5) \text{ }^\circ\text{C}}{\frac{0,11 \text{ m}}{\left(0,023 \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}}\right) \cdot (0,09 \text{ m}^2)} + \frac{1}{\left(1,56 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}\right) \cdot (0,09 \text{ m}^2)}}$$

$$\dot{Q}_{sup} = 0,28 \text{ [W]}$$

En la pared inferior el calor es:

$$\dot{Q}_{inf} = \frac{(22 - 5) \text{ }^\circ\text{C}}{\frac{0,08 \text{ m}}{\left(0,023 \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}}\right) \cdot (0,09 \text{ m}^2)} + \frac{1}{\left(3,13 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}\right) \cdot (0,09 \text{ m}^2)}}$$

$$\dot{Q}_{inf} = 0,3 \text{ [W]}$$

Consecuentemente, la ganancia de calor total por paredes es:

$$\dot{Q}_p = \dot{Q}_{late} + \dot{Q}_{sup} + \dot{Q}_{inf}$$

$$\dot{Q}_p = 1,55 \text{ W} + 0,28 \text{ W} + 0,3 \text{ W}$$

$$\dot{Q}_p = 2,13 \text{ [W]}$$

3.1.3. Cálculo de la ganancia de calor del fluido secundario

En la obtención de la ganancia de calor del fluido secundario es necesario determinar su masa. Boas [6], dice que, el equipo proporciona frío durante 8 horas al día y las 16 horas restantes, el fluido secundario debe mantener las condiciones, absorbiendo el calor que pasa por las paredes de la cámara de enfriamiento con una variación de 3 °C.

$$\dot{Q}_p = 2,13 \text{ W} \cdot 8 \text{ h}$$

$$\dot{Q}_p = 17,04 [Wh]$$

$$\dot{Q}_p = 61344 [J]$$

En 16 horas de trabajo, la ganancia de calor por paredes es 122688 [J]. Se determina la masa del fluido secundario (agua) y se asume una temperatura media de 13 °C con un calor específico $C_p = 4188,6 [J/kg \cdot K]$ del anexo 6 y aplicando la ecuación 3.5, se obtiene la masa de:

$$m = \frac{Q}{C_p \cdot \Delta T} \quad (3.5)$$

$$m = \frac{122688 J}{\left(4188,6 \frac{J}{kg \cdot K}\right) \cdot (3 \text{ } ^\circ C)}$$

$$m = 9,76 [kg] = 9,76 \text{ litros}$$

Se considera que el fluido secundario ingresa a temperatura ambiente de 20 °C hasta llegar a una temperatura final de 5 °C, por lo tanto es conveniente usar la temperatura media T_m , aplicando la ecuación 3.6, es decir:

$$T_m = \frac{T_o + T_{si}}{2} \quad (3.6)$$

$$T_m = \frac{(20 + 5) \text{ } ^\circ C}{2}$$

$$T_m = 12,5, \approx 13 \text{ } ^\circ C$$

El calor que debe extraer el fluido secundario \dot{Q}_{fs} , se obtiene aplicando la ecuación 3.7:

$$\dot{Q}_{fs} = m \cdot C_p \cdot (T_m - T_i) \quad (3.7)$$

Donde:

C_p : Calor específico del agua, $[J/kg \cdot K]$.

$$Q_{fs} = 9,76 \text{ kg} \cdot \left(4188,6 \frac{J}{kg \cdot K}\right) \cdot (13 - 5) \text{ } ^\circ C$$

$$Q_{fs} = \frac{327045,89 J}{28800 s}$$

$$\dot{Q}_{fs} = 11.36 [W]$$

3.1.4. Carga del producto a enfriar (Q_i)

Se considera enfriar 3 kg de agua a una temperatura ambiente de 20 °C hasta la temperatura final de almacenamiento de 5 °C, con un calor específico del producto antes de la congelación $C_p = 4182 [J/kg \cdot K]$ obtenido del anexo 6, aplicando la ecuación 2.37, de la siguiente manera:

$$Q_i = m \cdot C_p \cdot (T_o - T_i)$$

$$Q_i = 3 \text{ kg} \cdot \left(4182 \frac{J}{\text{kg} \cdot K} \right) \cdot (20 - 5) \text{ °C}$$

$$Q_i = 188190 [J]$$

La carga del producto a enfriar en un período de 8 horas al día, se tiene que:

$$\dot{Q}_i = 6,53 [W]$$

La carga total de enfriamiento del equipo de refrigeración es:

$$\dot{Q}_T = \dot{Q}_p + \dot{Q}_{fs} + \dot{Q}_i$$

$$\dot{Q}_T = 2,13 \text{ W} + 11,36 \text{ W} + 6,53 \text{ W}$$

$$\dot{Q}_T = 20 [W]$$

Se considera un 10 % adicional de carga debido a los cambios de aire que se puedan presenten al abrir la puerta del espacio refrigerado, la carga total es:

$$\dot{Q}_T = 22 [W] = 79,2 \left[\frac{kJ}{h} \right]$$

3.2. Cálculo del flujo másico del refrigerante

Para determinar el flujo másico del refrigerante (amoniaco) se estableció una temperatura de 5 °C de almacenamiento y la temperatura de saturación del amoniaco de 3 °C con una presión de saturación de 69,61 psia, entalpía de evaporación $h_{ev} = 1465,38 [kJ/kg]$ y temperatura de condensación $T_c = 27 \text{ °C}$, con entalpía de $h_c = 327,28 [kJ/kg]$ a presión de 154,74 psia obtenido del anexo 7.

Aplicando la ecuación 2.26:

$$\dot{m}_{ref} = \frac{\dot{Q}_T}{h_{ev} - h_c}$$

$$\dot{m}_{ref} = \frac{79,2 \frac{kJ}{h}}{(1465,38 - 327,28) \frac{kJ}{kg}}$$

$$\dot{m}_{ref} = 0,0696 \left[\frac{kg}{h} \right]$$

3.3. Cálculo del calor rechazado del condensador

La temperatura de condensación y la presión de saturación determinados anteriormente para que el refrigerante llegue a condensarse ingresa como vapor sobrecalentado al condensador proveniente del colector a una temperatura aproximada de 75 °C, donde el valor de la entalpía de vapor sobrecalentado y de líquido saturado se obtiene de anexo 8.

Por lo cual, se determina el calor de rechazo utilizando la ecuación 2.35, donde:

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_{ref} \cdot (h_{sobr} - h_c)$$

$$\dot{Q}_c = 0,0696 \frac{kg}{h} \cdot (1584,67 - 327,28) \frac{kJ}{h}$$

$$\dot{Q}_c = 87,51 \left[\frac{kJ}{h} \right]$$

El periodo de condensación se asume para 6 horas, se tiene que:

$$\dot{Q}_c = 24,31 [W]$$

3.4. Determinación de las concentraciones de la solución

En el proceso de generación y absorción, circula la solución de amoníaco-agua en porcentajes de concentración X_A y X_C , que son las concentraciones débil y fuerte, las cuales son encontradas en la carta amoniaca del anexo 9, donde se han establecido los puntos del proceso que se trazaron en la figura 23 de presión versus concentración a presión constante.

Estas concentraciones son molares, las cuales se deben expresar en términos de masa, es decir, en kilogramos o libras de solución.

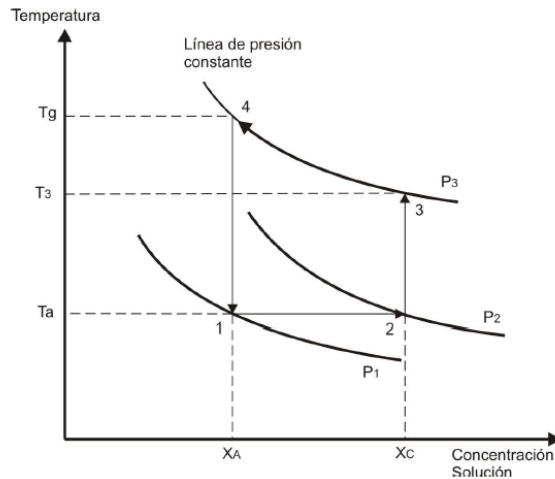


Figura 23. Carta amoniaca (parámetros de diseño).
Fuente: [8].

Como se determinó los valores, es viable encontrar las concentraciones X_A y X_C , y los valores de P_1 y T_3 del anexo 9. Estos valores son encontrados de la siguiente manera:

Se ingresa la temperatura de generación $T_G = 75\text{ }^\circ\text{C}$ ($167\text{ }^\circ\text{F}$) y a presión de condensación $P_3 = 154,74\text{ psia}$, se obtiene X_A .

Para determinar P_1 , se ingresa con la temperatura de absorción $T_a = 68\text{ }^\circ\text{F}$ a la concentración ya determinada X_A .

Por otra parte, se ingresa la temperatura de absorción $T_a = 68\text{ }^\circ\text{F}$ a la presión que tiene el evaporador $P_2 = 69,61\text{ psia}$, se obtiene X_C .

Finalmente con X_C y P_3 se determina la temperatura en el punto 3.

Por lo tanto los valores determinados son:

$$X_A = 41,6\text{ } \%, X_C = 61,5\text{ } \%, P_1 = 25,4\text{ psia y } T_3 = 114\text{ }^\circ\text{F}.$$

Reemplazando los valores en la ecuación 2.11, se tiene que:

La solución débil X_{WA} es:

$$X_{WA} = \frac{17 \cdot X_{MA}}{17 \cdot X_{MA} + 18 \cdot (1 - X_{MA})}$$

$$X_{WA} = \frac{17 \cdot (0,416)}{17 \cdot (0,416) + 18 \cdot (1 - 0,416)}$$

$$X_{WA} = 40,22\text{ } \%$$

Y la solución concentrada X_{WC} es:

$$X_{WC} = \frac{17 \cdot X_{MC}}{17 X_{MC} + 18(1 - X_{MC})}$$

$$X_{WC} = \frac{17 \cdot (0,615)}{17 \cdot (0,615) + 18 \cdot (1 - 0,615)}$$

$$X_{WC} = 60,14 \%$$

En la figura 24, se representan los todos los valores ya determinados.

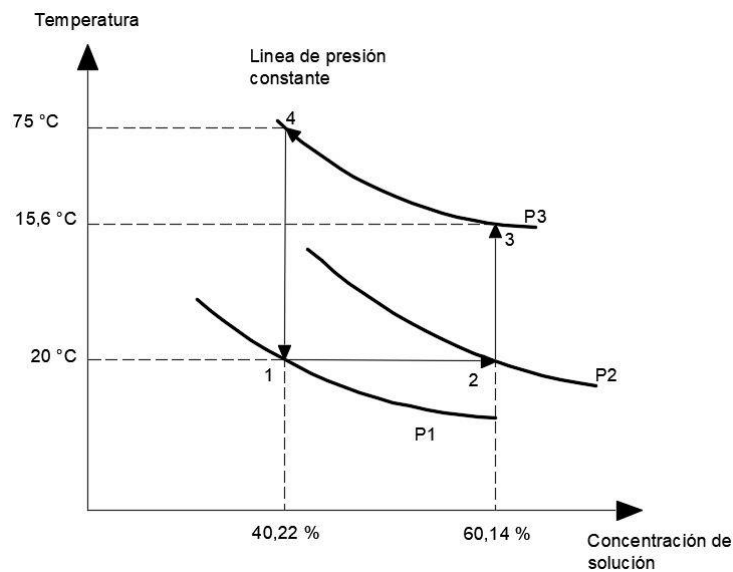


Figura 24. Diagrama de parámetros de diseño.
Fuente: [8].

3.4.1. Balance de masa y energía del generador-absorbedor

En el balance del componente generador-absorbedor (colector solar), se utiliza la figura 16, donde funcionará en un período de 10 am - 4 pm.

3.4.1.1. Balance de masa de la solución

La solución tiene cierta cantidad presente de amoníaco y agua. Donde la masa \dot{M}_A de la concentración débil está dada por la ecuación 2.18, el valor es:

$$\dot{M}_A = \frac{(1 - 0,6014) \cdot \left(0,0696 \frac{kg}{h}\right)}{0,6014 - 0,4022}$$

$$\dot{M}_A = 0,139 [kg/h]$$

La masa concentrada \dot{M}_C de la concentración fuerte está dada por la ecuación 2.19:

$$\dot{M}_C = \frac{(1 - 0,4022) \cdot \left(0,0696 \frac{kg}{h}\right)}{0,6014 - 0,4022}$$

$$\dot{M}_C = 0,209 \left[\frac{kg}{h}\right]$$

3.4.1.2. Balance de energía para el generador

Aplicando las ecuaciones 2.21 y 2.22, se tiene que la masa débil de amoniaco:

$$\dot{M}'_A = (0,4022) \cdot (0,139)$$

$$\dot{M}'_A = 0,0559 \left[\frac{kg}{h}\right]$$

Mientras que para la masa débil del agua es:

$$\dot{M}''_A = (1 - 0,4022) \cdot (0,139)$$

$$\dot{M}''_A = 0,0831 \left[\frac{kg}{h}\right]$$

Para la masa concentrada se aplican las ecuaciones 2.23 y 2.24, para el amoniaco se obtiene:

$$\dot{M}'_C = (0,6014) \cdot (0,209)$$

$$\dot{M}'_C = 0,1257 \left[\frac{kg}{h}\right]$$

El valor del agua es:

$$\dot{M}''_C = (1 - 0,6014)(0,209)$$

$$\dot{M}''_C = 0,0833 \left[\frac{kg}{h}\right]$$

En la tabla 10, se muestran las entalpías de la solución amoniaco-agua en función de las temperaturas.

Tabla 10.
Obtención de entalpías para el generador.

Generador	
$h_{vsobr_{NH_3}, T_G = 75 [^{\circ}C]}$	$h_B = 1584,67 [kJ/kg]$
$h_{LNH_3, T_G = 75 [^{\circ}C]}$	$h'_A = 572,37 [kJ/kg]$
$h_{LH_2O, T_G = 75 [^{\circ}C]}$	$h''_A = 314,03 [kJ/kg]$
$h_{LNH_3, T_a = 20 [^{\circ}C]}$	$h'_C = 293,78 [kJ/kg]$
$h_{LH_2O, T_a = 20 [^{\circ}C]}$	$h''_C = 83,91 [kJ/kg]$

Aplicando la ecuación 2.20, el calor suministrado o de generación es:

$$\begin{aligned} \dot{Q}_g &= \left(0,0559 \frac{kg}{h} \cdot 572,37 \frac{kJ}{kg}\right) + \left(0,0831 \frac{kg}{h} \cdot 314,03 \frac{kJ}{kg}\right) \\ &+ \left(0,0696 \frac{kg}{h} \cdot 1584,67 \frac{kJ}{kg}\right) - \left(0,1257 \frac{kg}{h} \cdot 293,78 \frac{kJ}{kg}\right) \\ &- \left(0,0833 \frac{kg}{h} \cdot 83,91 \frac{kJ}{kg}\right) \\ \dot{Q}_g &= 124,47 \left[\frac{kJ}{h}\right] \end{aligned}$$

El período adecuado para obtener una mayor generación de vapor son las horas de sol que se establece de 10 am a 4 pm, es decir en 6 horas. El calor que debe ser suministrado es:

$$\dot{Q}_g = 124,47 \left[\frac{kJ}{h} \cdot \frac{6 h}{21600 s}\right] = 34,58 [W]$$

Volumen de solución

En la obtención del volumen de solución que contiene el tanque de almacenamiento se aplica la ecuación 2,14. Donde los valores de v'_L y v''_L son obtenidos del anexo 6 y 7.

$$\begin{aligned} v_{sol} &= 0,85 \cdot X_{WC} \cdot v'_L + (1 - X_{WC}) \cdot v''_L \\ v_{sol} &= 0,85 \cdot (0,6014) \cdot \left(1,638 \cdot 10^3 \frac{m^3}{kg}\right) + (1 - 0,6014) \cdot \left(1,0018 \cdot 10^3 \frac{m^3}{kg}\right) \end{aligned}$$

$$v_{sol} = 1236,63 \left[\frac{m^3}{kg} \right]$$

Aplicando la ecuación 3.8 el volumen total es:

$$V_T = \dot{M}_C \cdot v_{sol} \quad (3.8)$$

$$V_T = \left(0,209 \frac{kg}{h} \right) \cdot \left(1236,63 \frac{m^3}{kg} \right)$$

$$V_T = \left(258,46 \frac{m^3}{h} \right) \cdot 8h$$

$$V_T = 2067,65 m^3$$

El volumen total en litros es 2,08.

3.4.1.3. Balance de energía para el absorbedor

En este balance las masas son iguales a las del generador y las entalpías son diferentes, por lo tanto las entalpías de muestran en la tabla 11.

Tabla 11.
Obtención de entalpías para el absorbedor.

Absorbedor	
$h_{v_{NH_3}}, T_{ev} = 3 [^{\circ}C]$	$h_B = 1465,38 [kJ/kg]$
$h_{L_{NH_3}}, T_G = 20 [^{\circ}C]$	$h'_A = 293,78 [kJ/kg]$
$h_{L_{H_2O}}, T_G = 20 [^{\circ}C]$	$h''_A = 83,91 [kJ/kg]$
$h_{L_{NH_3}}, T_a = 20 [^{\circ}C]$	$h'_C = 293,78 [kJ/kg]$
$h_{L_{H_2O}}, T_a = 20 [^{\circ}C]$	$h''_C = 83,91 [kJ/kg]$

Aplicando la ecuación 2.25, el calor de rechazo es:

$$\dot{Q}_a = \dot{M}'_A h'_A + \dot{M}''_A h''_A + \dot{M}_B h_B - \dot{M}'_C h'_C - \dot{M}''_C h''_C$$

$$\begin{aligned} \dot{Q}_a &= \left(0,0559 \frac{kg}{h} \cdot 293,78 \frac{kJ}{kg}\right) + \left(0,0831 \frac{kg}{h} \cdot 83,91 \frac{kJ}{kg}\right) \\ &+ \left(0,0696 \frac{kg}{h} \cdot 1465,38 \frac{kJ}{kg}\right) - \left(0,1257 \frac{kg}{h} \cdot 293,78 \frac{kJ}{kg}\right) \\ &- \left(0,0833 \frac{kg}{h} \cdot 83,91 \frac{kJ}{kg}\right) \\ \dot{Q}_a &= 81,47 \left[\frac{kJ}{h}\right] \\ \dot{Q}_a &= 22,6 [W] \end{aligned}$$

3.4.1.4. Balance de energía proceso cuatro-uno

De la ecuación 2.26, se tiene que el calor en el proceso (4-1) es:

$$\dot{Q}_{R_{4-1}} = \dot{M}'_A \cdot h'_{A_4} + \dot{M}''_A \cdot h''_{A_4} - \dot{M}'_A \cdot h'_{A_1} - \dot{M}''_A \cdot h''_{A_1}$$

En la tabla 12, se muestran las entalpías.

Tabla 12.
Obtención de entalpías en el proceso 4-1.

Proceso (4-1)	
$h_{LNH_3}, T_G = 75 [^{\circ}C]$	$h'_{A_4} = 572,37 [kJ/kg]$
$h_{LH_2O}, T_G = 75 [^{\circ}C]$	$h''_{A_4} = 314,03 [kJ/kg]$
$h_{LNH_3}, T_a = 20 [^{\circ}C]$	$h'_{A_1} = 293,78 [kJ/kg]$
$h_{LH_2O}, T_a = 20 [^{\circ}C]$	$h''_{A_1} = 83,91 [kJ/kg]$

El calor rechazado por la solución es:

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{R_{4-1}} &= \left(0,0550 \frac{kg}{h} \cdot 527,37 \frac{kJ}{kg}\right) + \left(0,0831 \frac{kg}{h} \cdot 314,03 \frac{kJ}{kg}\right) \\ &- \left(0,0559 \frac{kg}{h} \cdot 293,78 \frac{kJ}{kg}\right) - \left(0,0831 \frac{kg}{h} \cdot 83,91 \frac{kJ}{kg}\right) \\ \dot{Q}_{R_{4-1}} &= 34,70 \left[\frac{kJ}{h}\right] \\ \dot{Q}_{R_{4-1}} &= 9,64 [W] \end{aligned}$$

3.5. Balance general del equipo

El sistema debe estar en equilibrio, por lo cual, se aplica la ecuación 2.29:

$$34,58 W + 22 W = 22,6 W + 24,31 W + 9,35 W$$

$$56,6 [W] = 56,6 [W]$$

3.6. Cálculo del coeficiente de operación teórico

En el sistema el COP se determina con la ecuación 2.30:

$$COP = \frac{22 W}{34,58 W}$$

$$COP = 0,64$$

3.7. Cálculo del coeficiente de operación teórico máximo

Para encontrar el COP máximo del sistema se utiliza la ecuación 2.31:

$$COP_{m\acute{a}x} = \frac{276 K \cdot (348 K - 295 K)}{348 K \cdot (295 K - 276 K)}$$

$$COP_{m\acute{a}x} = 2,21$$

En la tabla 13, se muestran los resultados del balance del sistema.

Tabla 13.
Resultados del balance del sistema.

<i>COP</i>	<i>COP</i> _{máx}	\dot{Q}_g	\dot{Q}_T	\dot{Q}_a	\dot{Q}_C	\dot{Q}_{R4-1}
		[W]	[W]	[W]	[W]	[W]
0,64	2,21	34,58	22	22,6	24,31	9,64

3.8. Diseño colector

3.8.1. Consideraciones preliminares para el diseño del colector solar

En el diseño del colector solar, el objetivo principal es determinar cuál será el área que se necesita para captar la energía que demanda el proceso de regeneración del amoníaco, aplicando las siguientes consideraciones:

- La radiación solar con la que cuenta el sitio donde va a funcionar el sistema.
- Las propiedades físicas tanto de la placa absorbente (absortancia, emisividad, conducción) como de la cubierta transparente (transmitancia, reflectividad).
- Número de cubiertas transparentes.
- Pérdidas de calor por conducción, radiación, y convección debido a la diferencia de temperaturas entre la superficie colectora y el medio ambiente.
- Disposición de la parrilla de tubos con respecto a la placa absorbente.

3.8.2. Placa colectora

En la placa se utilizará una plancha de acero AISI 1018, espesor 1,5 mm cuya conductividad térmica es de $63.5 \text{ W/m} \cdot \text{k}$ según Boas [6].

A la placa colectora se le realizara un recubrimiento de pintura negra con el fin de aumentar su absortancia $\alpha_{ab} = 0.97$ y su emisividad de $\varepsilon_p = 0.97$ obtenidas del anexo 10.

El diseño de la placa colectora consistirá con una parrilla de tubos que irá sobre la misma, para mejorar la transferencia de calor el contacto entre estos dos componentes deberá ser al máximo.

3.8.2.1. Cubierta transparente

Es la encargada de producir el efecto invernadero dentro de la placa colectora, se utilizará para la construcción un vidrio normal tipo bajo óxido de hierro con espesor de 4 mm, cuya transmitancia es igual a $\tau = 0.88$ obtenido del Anexo 11. Donde la reflectividad se considera despreciable por ser vidrio bajo en óxido de hierro.

3.8.2.2. Parrilla de tubos y tanque de almacenamiento

Estos dos elementos se encargan de mantener la solución en su interior y de transmitir el calor absorbido.

La parrilla de tubos, son tuberías en paralelo de 1/2" ($D = 21 \text{ mm}$; $d_i = 16 \text{ mm}$), unidas en sus extremos por dos tuberías de 1" ($D = 33,4 \text{ mm}$; $d_i = 27 \text{ mm}$). El tanque de almacenamiento está diseñado para lograr un efecto termosifón en el colector, y poder obtener de esta manera el calentamiento en toda la solución.

3.8.2.3. Aislamiento

Para evitar pérdidas térmicas hacia el entorno se ha seleccionado lana de vidrio con un espesor de 25 mm, con una densidad de 56 kg/m^3 y una conductividad térmica de $0.038 \text{ W/m} \cdot \text{K}$ estos valores son obtenidos del anexo 2, las tuberías de conexión y retorno desde el tanque, se utilizó cañuela de lana de vidrio de 25 mm de espesor.

3.8.2.4. Carcasa

Sera construido en acero AISI 1018 de 1,5 mm de espesor. Una consideración importante para el diseño será que debe permitir que la cubierta sea desmontable.

3.8.3. Diseño del colector

Al realizar el diseño se debe tomar en cuenta el calor incidente real sobre la placa colectora, se lo puede encontrar con la ecuación 3.9 obtenida de Boas [6].

$$Q_{incid} = I_p \cdot \alpha_{ab} \quad (3.9)$$

Donde:

I_p : Irradiación promedio.

α_{ab} : Absortancia.

Q_{incid} : Calor incidente, $[\text{W/m}^2]$.

El factor de corrección (α_s) que determina el porcentaje de la radiación incidente que llega a la placa colectora, se utiliza la ecuación 3.10 que se obtiene de Boas [6], con las consideraciones de diseño antes mencionadas de un colector solar:

$$\alpha_s = \frac{\tau \cdot \alpha_{ab}}{1 - (1 - \alpha_{ab}) \cdot \rho_d} \quad (3.10)$$

Donde:

τ : Transmitancia del vidrio

α_s : Factor de corrección

ρ_d : Reflectancia difusa, toma varios calores según el número de cubiertas, para $N= 1$;
 $\rho_d = 0.16$

$$\alpha_s = \frac{(0,88) \cdot (0,97)}{1 - (1 - 0,97) \cdot 0,16}$$

$$\alpha_s = 0,858$$

El calor incidente en el colector se aplica la ecuación 3.11, con los datos que fueron tomados del INHAMI de la figura 8, donde se muestra la insolación global promedio anual de $5250 \text{ W h/m}^2 \cdot \text{día}$. Al determinar la irradiancia se asume que toda esta energía es proporcionada en 6 horas de funcionamiento del generador, por lo que se tiene:

$$I_p = \frac{\text{Insolación global promedio anual}}{\text{Preiодо de funcionamiento}} \quad (3.11)$$

$$I_p = \frac{\left(5250 \frac{\text{W h}}{\text{m}^2 \cdot \text{día}}\right)}{6 \text{ h}}$$

$$I_p = 875 \left[\frac{\text{W}}{\text{m}^2}\right]$$

Utilizando la ecuación 3.9, se tiene que el calor incidente es igual a:

$$Q_{\text{incid}} = \left(875 \frac{\text{W}}{\text{m}^2}\right) \cdot (0,858)$$

$$Q_{\text{incid}} = 750,50 \left[\frac{\text{W}}{\text{m}^2}\right]$$

3.8.3.1. Coeficiente total de pérdidas de calor (U_L)

En el diseño del colector es necesario calcular el coeficiente total de pérdidas por medio de la ecuación 3.12, que fue obtenida de Rodríguez [36]:

$$U_L = U_c + U_b + U_e \quad (3.12)$$

Donde:

U_L : Coeficiente total de pérdidas de calor, $[\text{W/m}^2 \cdot \text{K}]$.

U_b : Considera las pérdidas de calor por conducción en la parte posterior y en las caras laterales de la cámara del evaporador, $[\text{W/m}^2 \cdot \text{K}]$.

U_c : Es el coeficiente que considera los efectos convectivos y radiativos, $[\text{W/m}^2 \cdot \text{K}]$. Y se lo determinará con la ecuación 3.13.

(3.13)

$$U_c = \frac{1}{\frac{344}{T_p} \cdot (T_p - T_\infty)^{0.31} + \frac{1}{h_{\text{viento}}}} + \frac{\sigma (T_p - T_\infty)(T_p^2 - T_\infty^2)}{\frac{1}{\varepsilon_p + 0.0425 N \cdot (1 - \varepsilon_p)} + \frac{2N + f - 1}{\varepsilon_{\text{cristal}}}}$$

Donde:

N : Número de cubiertas.

σ : Constante de Boltzmann es: $5,6704 \times 10^{-8} [W/m^2 \cdot K^4]$.

$\varepsilon_{cristal} = \varepsilon_{cubierta} = 0,88$

T_p : Es la temperatura promedio de la placa colectora, la cual se asume a $80^\circ C$ (353 K), [K].

T_∞ : Es la temperatura promedio máxima del lugar donde el funcionara el equipo es este caso sea a $22^\circ C$ (295 K), [K].

Adicionalmente se deben encontrar los valores de las ecuaciones 3.14 y 3.15 según indica Cerón [42]. Para encontrar el valor de U_c . Y donde u es la velocidad del viento en m/s como se observa en el anexo 12.

$$h_{viento} = 5,7 + 3,8 \cdot (u) \quad (3.14)$$

$$h_{viento} = 5,7 + 3,8 \cdot (2)$$

$$h_{viento} = 13,3 \left[\frac{W}{m^2 \cdot K} \right]$$

$$f = \{1 - 0,04 \cdot h_{viento} + 5 \times 10^{-4} \cdot (h_{viento})^2\} (1 + 0,058 \cdot N) \quad (3.15)$$

$$f = \{1 - 0,04 \cdot (13,3) + 5 \times 10^{-4} \cdot (13,3)^2\} (1 + 0,058 \cdot 1)$$

$$f = 0,589$$

Con los valores que se obtienen anteriormente, se reemplaza en la ecuación 3.13 y así encontrar su valor.

$$U_c = \frac{1}{\frac{344}{300} (353 - 295)^{0,31} + \frac{1}{13,3}} + \frac{5,6704 \times 10^{-8} (353 - 295)(353^2 - 295^2)}{\frac{1}{0,90 + 0,0425 \cdot 1 (1 - 0,90)} + \frac{2 + 0,589 - 1}{0,88}}$$

$$U_c = 5,61 \left[\frac{W}{m^2 \cdot K} \right]$$

3.8.3.2. Cálculo del coeficiente global de pérdidas inferior (U_b)

Al apreciar el coeficiente U_b , se utiliza la ecuación 3.16 según explica Cerón [42].

$$U_b = \frac{K_{ais}}{e_{ais}} \quad (3.16)$$

Donde:

K_{ais} : Coeficiente de conductividad del aislante, $[W/m \cdot K]$.

e_{ais} : Espesor de aislamiento, $[m]$.

$$U_b = \frac{\left(0,038 \frac{W}{m \cdot K}\right)}{0,025 m}$$

$$U_b = 1,52 \left[\frac{W}{m^2 \cdot K} \right]$$

Por cuestiones de diseño y de cálculo se asumirá un área inicial de captación de $0,5 m^2$, donde las dimensiones del colector serán las siguientes: base de $0,4 m$, altura de $0,6 m$ y un espesor de $0,12 m$.

3.8.3.3. Cálculo del coeficiente global de pérdidas laterales (U_e)

Las pérdidas laterales en el captador tienen la misma forma que la parte posterior, por consiguiente, se encuentra dicho valor, Rodríguez [36] utiliza la ecuación 3.17:

$$U_e = \frac{k_{ais} \cdot A_{lat}}{e_{ais} \cdot A_c} \quad (3.17)$$

Donde:

A_{lat} : Área lateral del captador, $[m^2]$.

A_c : Área del colector, $[m^2]$.

Es de mucha importancia determinar el área lateral del captador con la ecuación 3.18:

$$A_{lat} = (2 \cdot b + 2 \cdot a) \cdot e \quad (3.18)$$

Donde:

b : Base del colector, $[m]$.

a : Altura del colector, $[m]$.

El área lateral calculada es:

$$A_{lat} = (2 \cdot 0,4 m + 2 \cdot 0,6 m) \cdot 0,12 m$$

$$A_{lat} = 0,24 m^2$$

Remplazando los valores obtenidos en la ecuación 3.17 el coeficiente global de pérdidas laterales es:

$$U_e = \frac{\left(0,038 \frac{W}{m \cdot K}\right) \cdot (0,24 m^2)}{(0,025 m) \cdot (0,5 m^2)}$$

$$U_e = 0,73 \left[\frac{W}{m^2 \cdot K} \right]$$

El coeficiente total de pérdidas de calor se lo determina con la ecuación 3.11:

$$U_L = \left(5,61 \frac{W}{m^2 \cdot K}\right) + \left(1,56 \frac{W}{m^2 \cdot K}\right) + \left(0,73 \frac{W}{m^2 \cdot K}\right)$$

$$U_L = 7,9 \left[\frac{W}{m^2 \cdot K} \right]$$

3.8.3.4. Eficiencia de la aleta (f_a)

La eficiencia de la aleta f es una medida de la radiación absorbida y convertida en calor en la placa colectora. Esta eficiencia es conducida hacia la base o punto de unión entre el tubo, en la figura 25 se muestra los distintos parámetros que intervienen al encontrar la eficiencia en la aleta.

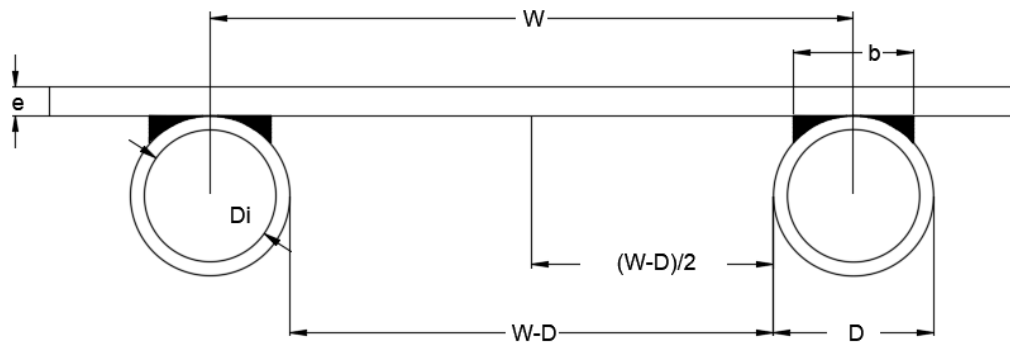


Figura 25. Sección transversal de la placa absorbente.

Fuente: [36].

El valor de la eficiencia se lo puede determinar con la ecuación 3.19 según menciona Rodríguez [36].

$$f_a = \frac{\tanh \left[\sqrt{\frac{U_L}{k \cdot e}} \cdot \left(\frac{W - D_e}{2} \right) \right]}{\sqrt{\frac{U_L}{k \cdot e}} \cdot \left(\frac{W - D_e}{2} \right)} \quad (3.19)$$

Donde:

f_a : Eficiencia de aleta.

e : Espesor de la placa colectora, [m].

D_e : Diámetro exterior del tubo, [m].

W : Espacio entre tubos, [m].

El espacio entre tubos es de $W = 0,06 \text{ m}$, donde la eficiencia de la aleta es:

$$f_a = \frac{\tanh \left[\frac{\sqrt{\frac{(7,9 \frac{W}{m^2 \cdot K})}{(63,5 \frac{W}{m \cdot K}) \cdot (0,0015 \text{ m})}} \cdot (\frac{0,06 \text{ m} - 0,021 \text{ m}}{2})}{\sqrt{\frac{(7,9 \frac{W}{m^2 \cdot K})}{(63,5 \frac{W}{m \cdot K}) \cdot (0,0015 \text{ m})}} \cdot (\frac{0,06 \text{ m} - 0,021 \text{ m}}{2})}} \right]}{\sqrt{\frac{(7,9 \frac{W}{m^2 \cdot K})}{(63,5 \frac{W}{m \cdot K}) \cdot (0,0015 \text{ m})}} \cdot (\frac{0,06 \text{ m} - 0,021 \text{ m}}{2})}}$$

$$f_a = 0,99$$

3.8.3.5. Factor de eficiencia del colector (f_c)

El factor de eficiencia del colector f_c y depende principalmente de la disposición de los tubos en la placa absorbente como se muestra en el anexo 13 que se representa en la ecuación 3.20 según muestra Rodríguez [36].

$$f_c = \frac{1}{\frac{W \cdot U_L}{\pi \cdot D_i \cdot h_{CF}} + \frac{D_e}{w} + \frac{1}{\frac{W \cdot U_L}{K_{soldadura}} + \frac{W}{(W - D_e) \cdot f_a}}} \quad (3.20)$$

Donde:

h_{CF} : Coeficiente de calor por convección en la interface del tubo y del fluido.

En la obtención del valor de h_{CF} se utiliza la correlación de convección forzada en flujo interno, expresada en la ecuación 3.21 según menciona Boas [6].

$$4,36 = \frac{h_{CF} \cdot D_i}{k}$$

$$h_{CF} = \frac{4,36 \cdot k}{D_i} \quad (3.21)$$

Donde:

k = Conductividad térmica del agua saturada, $[W/m \cdot K]$.

El valor de k se obtiene del anexo 6, se utiliza la ecuación 3.22 y se evalúa a temperatura media:

$$T_{m1} = \frac{T_o + T_g}{2} \quad (3.22)$$

$$T_{m1} = \frac{20 \text{ }^\circ\text{C} + 75 \text{ }^\circ\text{C}}{2}$$

$$T_{m1} = 47,5 \text{ }^\circ\text{C}$$

Para $T_{m1} = 47,5 \text{ }^\circ\text{C}$ se tiene un valor de $k = 0,641 [W/m \cdot K]$, reemplazando los valores en la ecuación 3.21 se obtiene:

$$h_{CF} = \frac{4,36 \cdot \left(0,641 \frac{W}{m \cdot K}\right)}{0,016 \text{ m}}$$

$$h_{CF} = 174,67 \left[\frac{W}{m^2 \cdot K}\right]$$

Con la ecuación 3.20, se tiene que el factor de eficiencia del colector es:

$$f_c = \frac{1}{\frac{0,06 \cdot 7,9}{\pi \cdot 0,016 \cdot 174,67} + \frac{0,021}{0,06} + \frac{1}{\frac{0,06 \cdot 7,9}{24000} + \frac{1}{(0,06 - 0,021) \cdot 0,99}}}$$

$$f_c = 0,95$$

3.8.3.6. Factor de remoción de calor (f_{rc})

El factor f_{rc} también conocido como el factor de evacuación del calor, para determinarlo se utiliza la ecuación 3.23, según muestra Rodríguez [36].

$$f_{rc} = \left(\frac{G_{fluido} \cdot C_{PF}}{U_L}\right) \cdot \left(1 - e^{-\frac{U_L \cdot f_c}{G_{fluido} \cdot C_{PF}}}\right) \quad (3.23)$$

Donde:

G_{fluido} : Flujo másico por unidad de superficie, $[Kg/m^2 \cdot s]$.

C_{PF} : Calor específico del fluido, $[J/kg \cdot K]$.

Se obtiene C_{PF} al utilizar la ecuación 3.24 según muestra Boas [6], donde el calor específico de la solución se evalúa a $T_o = 20 \text{ }^\circ\text{C}$.

$$C_{PF} = X_{WC} \cdot C'_P + (1 - X_{WC}) \cdot C''_P \quad (3.24)$$

$$C_{PF} = (0,6014) \cdot \left(4,745 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}\right) + (1 - 0,6014) \cdot \left(4,182 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}\right)$$

$$C_{PF} = 4,52 \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \right] = 4520 \left[\frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \right]$$

De la ecuación 3.23, el valor de $G_{fluido} = 0,064 \text{ Kg/m}^2 \cdot \text{s}$ según menciona Boas [6], en su investigación. Por lo tanto, se obtiene que f_{rc} es igual:

$$f_{rc} = \left[\frac{\left(0,064 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2 \cdot \text{s}}\right) \cdot \left(4520 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}}\right)}{\left(7,9 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}\right)} \right] \cdot \left[1 - e^{-\frac{\left(7,9 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}\right) \cdot 0,95}{\left(0,064 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2 \cdot \text{s}}\right) \cdot \left(4520 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}}\right)}} \right]$$

$$f_{rc} = 0,94$$

3.8.3.7. Calor entregado a la solución por el colector

La ganancia total de energía útil se lo puede determinar según menciona Rodríguez [36] por medio de la ecuación 3.25:

$$Q_{\text{útil}} = f_{rc} \cdot \{Q_{\text{incidente}} - [U_L \cdot (T_{\text{sol}} - T_{\infty})]\} \quad (3.25)$$

$$Q_{\text{útil}} = 0,94 \cdot \left\{750,50 \frac{\text{W}}{\text{m}^2} - \left[\left(7,9 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}\right) \cdot (75 - 22) \text{ }^\circ\text{C}\right]\right\}$$

$$Q_{\text{útil}} = 313,9 \left[\frac{\text{W}}{\text{m}^2} \right]$$

3.8.4. Tanque de almacenamiento

Es donde se almacenará la solución amoniacal y tendrá que tener las dimensiones adecuadas para que pueda contener un volumen total de solución de 2,08 litros. Por lo tanto el tanque de almacenamiento se lo construirá para que pueda mantener 2 litros de solución y con una longitud de 30 cm.

$$V = 2 \text{ litros} = 0,002 \text{ m}^3$$

$$L = 30 \text{ cm} = 0,30 \text{ m}$$

Para encontrar el diámetro di se utiliza la ecuación 3.26 según explica Gueledel et al. [8].

$$Di = \sqrt{\frac{V \cdot 4}{L \cdot \pi}} \quad (3.26)$$

$$Di = \sqrt{\frac{0,002 \text{ m}^3 \cdot 4}{0,30 \text{ m} \cdot \pi}}$$

$$Di = 0,09 \text{ m}$$

El tanque de almacenamiento como se observa en la figura 26, será construido con acero AISI 1018 de espesor de 1/8" y tendrá un volumen total de 2 litros.

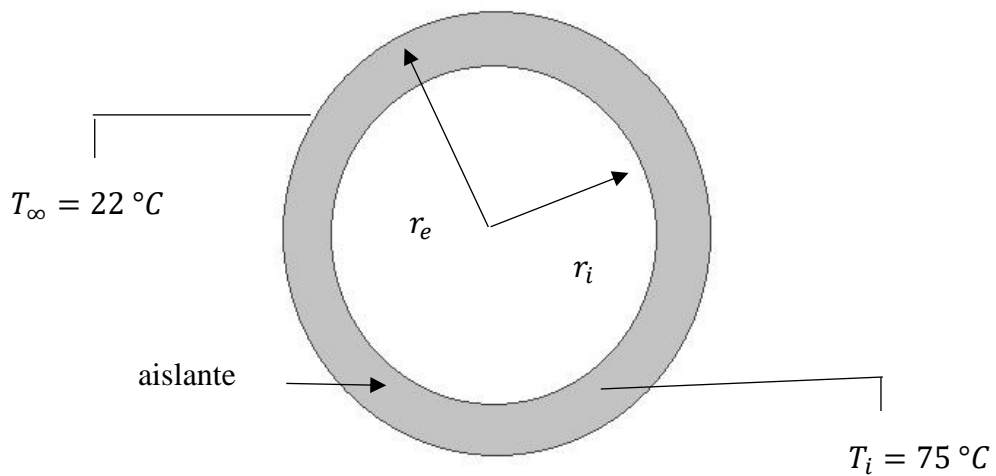


Figura 26. Esquema del tanque de almacenamiento.

En el diseño es muy importante determinar cuál es el espesor de aislamiento necesario para reducir las pérdidas de calor hacia el ambiente, se ha utilizado la correlación de Zhukauskas del anexo 14 debido al flujo externo, en este caso se trata de aire sobre un cilindro isotérmico donde:

$$\left[\begin{array}{l} n = 0,37 \text{ si } Pr \leq 10 \\ n = 0,36 \text{ si } Pr > 10 \end{array} \right] \text{ y } \left[\begin{array}{l} 0,7 < Pr < 500 \\ 1 < Re_D < 10^6 \end{array} \right]$$

Se calcula el número de Reynolds con la ecuación 3.27:

$$Re = \frac{Ve_m \cdot Di}{\nu} \quad (3.27)$$

Donde:

Ve_m : Velocidad media del viento, [m/s].

Di : Diámetro interior del cilindro, [m].

Para determinar la viscosidad cinemática se utiliza el anexo 5, y la propiedad se evalúa a $T_\infty = 22^\circ C$.

$$Re = \frac{\left(2 \frac{m}{s}\right) \cdot (0,09 m)}{\left(1,534 \times 10^{-5} \frac{m^2}{s}\right)}$$

$$Re = 11734,03$$

Donde, el valor de Re las constantes C y m de Zhukauskas se obtienen del anexo 14 son: $C = 0,26$, $m = 0,6$ y $n = 0,37$.

En la obtención del número de Nusselt se utiliza la ecuación 3.28, los valores de Pr y k se evalúan a $T_\infty = 22^\circ C$, excepto Pr_s que será evaluada a $T_s = 20^\circ C$ como se observa en el anexo 5 donde las propiedades son: $Pr = 0,7304$, $k = 0,02529$ y $Pr_s = 0,7309$.

$$Nu = C \cdot Re_D^m \cdot Pr^n \cdot \left(\frac{Pr}{Pr_s}\right)^{1/4} \quad (3.28)$$

$$Nu = 0,26 \cdot (11734,03^{0,6}) \cdot (0,7304^{0,37}) \cdot \left(\frac{0,7304}{0,7309}\right)^{1/4}$$

$$Nu = 63,98$$

Para encontrar h_e se utiliza la ecuación 3.29 según muestran Ávila et al. [43].

$$h_e = Nu \cdot \frac{k}{di} \quad (3.29)$$

$$h_e = 63,98 \cdot \left(\frac{0,02529 \frac{W}{m \cdot K}}{0,09 m} \right)$$

$$h_e = 17,98 \left[\frac{W}{m^2 K} \right]$$

Además el modelo matemático del radio crítico se utiliza la ecuación 3.30 según sugiere Gueledel y Lojan [8]. Donde la conductividad térmica del aislante $k = 0,038 [W/m \cdot K]$ se obtiene del anexo 2.

$$r_{cr} = \frac{k}{h_e} \quad (3.30)$$

$$r_{cr} = \frac{0,038 \frac{W}{m \cdot K}}{17,98 \frac{W}{m^2 \cdot K}}$$

$$r_{cr} = 0,0021 m$$

Si el $r_i > r_{cr}$ cualquier aumento de aislante disminuiría la pérdida de calor en el tanque de almacenamiento, por esta razón se toma un espesor de 2,5 cm lo cual da un diámetro exterior de 14 cm para el diseño.

Por lo cual, el calor del tanque por convección se encuentra al utilizar la temperatura máxima de 22 °C y se asume una temperatura de superficie externa a $T_{se2} = 24$ °C, para ello se utiliza la ecuación 3.31 según propone Boas [6].

$$Q = Q_{conv}$$

$$Q_{tanque} = \frac{T_{se2} - T_{\infty}}{\frac{1}{h_e \cdot (2\pi \cdot r_e \cdot l)}} \quad (3.31)$$

$$Q_{tanque} = \frac{(24 - 22) \text{ } ^\circ\text{C}}{\frac{1}{\left(17,98 \frac{W}{m^2 \cdot K}\right) \cdot (2\pi \cdot 0,07 m \cdot 0,30 m)}}$$

$$Q_{tanque} = 4,74 [W]$$

Así se tendrá una pérdida de calor al ambiente aproximadamente de 4,74 W, a esta carga debe ser adicionada a la carga requerida para el proceso de generación.

3.8.4.1. Área del colector

Según menciona Boas [6], se determina el área del colector aplicando la ecuación 3.32:

$$A_C = \frac{Q_{requerido}}{Q_{útil}} \quad (3.32)$$

$$A_C = \frac{Q_g + Q_{tanque}}{Q_{útil}}$$

$$A_C = \frac{34,58 W + 4,74 W}{313,9 \frac{W}{m^2}}$$

$$A_C = 0,13 m^2$$

El área de captación del colector solar que es necesaria para satisfacer la energía que requiere el equipo para su funcionamiento será de $0,13 m^2$, por lo tanto, el colector será construido con un área de $0,5 m^2$, confirmando así el valor asumido en un principio.

3.8.4.2. Rendimiento del colector

Con el área del colector de $0,5 m^2$ y una radiación de $750,50 W/m^2$, la eficiencia del colector se determina con la ecuación 3.33 según mencionan Mendoza et al. [43]:

$$\eta = \frac{Q_t}{Q_{incid} \cdot A_C} \cdot 100 \% \quad (3.33)$$

$$\eta = \frac{22 W}{750,50 \frac{W}{m^2} \cdot 0,5 m^2} \cdot 100 \%$$

$$\eta = 5,9 \%$$

En sistemas de absorción que funcionan con energía térmica la eficiencia es baja debido a el área de captación del colector, es decir a mayor área de captación menor será la eficiencia, mientras tanto, que a menor área se obtiene una mejor eficiencia.

3.9. Selección de válvulas e instrumentos de medición

Por ser un equipo experimental, su operación se la realizara manualmente, por ello las válvulas que se necesitan para el funcionamiento deberán ser resistentes al amoniaco. Considerando este punto se utilizaran válvulas de bola de acero inoxidable para el control y operación del sistema.

Para el dispositivo de expansión se utilizará una válvula de aguja en acero inoxidable medida S 304, con esto se espera conseguir la caída de presión necesaria y obtener la temperatura requerida en el evaporador.

Se utilizara un manómetro de acero inoxidable que permita conocer la presión de condensación durante las horas de regeneración del amoniaco y la presión de saturación de la mezcla cuando se produce la absorción.

La utilización de un termómetro infrarrojo es de mucha importancia para la obtención de las temperaturas en el colector así como también en la cámara de enfriamiento, las características del instrumento de medición se las detalla en el anexo 15.

3.10. Construcción del equipo

Los materiales empleados en la construcción del sistema deben ser de fácil obtención en el medio local, teniendo en cuenta que no deben ser de cobre o aleaciones del mismo, esto debido a la incompatibilidad con el amoniaco.

En la construcción de la cámara de enfriamiento se ha empleado una plancha de acero galvanizado, el aislamiento que se utilizó como se mencionó anteriormente será lana de vidrio, mientras que el evaporador será construido de tubería de 3/8" de acero inoxidable.

El condensador se lo adquirió prefabricado y consiste en un serpentín de aluminio de 3/8", el cual consta de un arreglo de aletas, adicionalmente como parte de la unidad de condensación se encuentra un tanque receptor o acumulador el cual fue construido con tubería de 4".

En la unidad 4 se detallan los costos de construcción del equipo de refrigeración.

3.11. Montaje del equipo

Es de gran importancia contar con todos los elementos necesarios para poder llevar a cabo el montaje del sistema de refrigeración: el colector, tanque de almacenamiento,

condensador, evaporador, tuberías y accesorios son elementos que previamente deben ser fabricados.

Se comenzó instalando en una estructura previamente construida el colector solar plano, el tanque de almacenamiento, condensador, evaporador y la cámara de enfriamiento, colocando todo en su respectivo lugar y tratando de que el sistema sea lo más compacto posible.

Se instalaron las válvulas de ingreso y retorno de condensado así como el manómetro y la válvula de servicio para cargar el sistema, todo con sus respectivos acoples y en lo posible sellando con teflón de alta temperatura, para que no exista problemas de fugas en el tanque de almacenamiento.

Se procedió a realizar la instalación de la tubería de acero inoxidable de 3/8” realizando las conexiones necesarias para el sistema, considerando la hermeticidad que se debe tener en cada unión existente evitando así posibles fugas. Para poder determinar que en el medio existieran fugas se procedió a presurizar el sistema con la ayuda de un compresor ingresando al mismo una presión de 200 PSI.

3.12. Carga del sistema

Se debe contar con el siguiente equipo para proceder con la carga del sistema:

- Equipo de protección personal (traje blanco, guantes de goma, mascarilla)
- Bomba de vacío
- Balanza
- Manómetro
- Mangueras
- Válvulas
- Agua destilada
- Cilindro de amoníaco líquido.

3.12.1. Preparación de la solución amoniacal

1. Como primer paso se debe efectuar un vacío en el cilindro con la ayuda de la bomba.
2. A continuación se debe conectar la manguera de carga, e ingresar al cilindro 0,083 kg de agua destilada con la ayuda de una balanza.

3. Con la cantidad de agua necesaria cargada en el cilindro, se procede a ingresar 0,13 kg de amoníaco, al ingresar dicho elemento en el tanque la temperatura aumenta debido a la reacción exotérmica que se produce por consecuencia de la mezcla entre el amoníaco y el agua.
4. Seguido de esto se procede a cerrar las válvulas y se purga el amoníaco que se encuentra en la manguera, con mucha precaución se debe agitar el cilindro para así poder homogenizar la solución.
5. Finalmente se espera que la temperatura en el tanque de solución se encuentre o llegue a temperatura ambiente, de esta manera se podrá comprobar si la presión y la temperatura es la correspondiente a la concentración de 60,14 %.

3.12.2. Carga del sistema

La carga del sistema se lo realiza después de haber preparado la solución, permitiendo que el cilindro cuente con la presión necesaria para que la solución pase con facilidad al tanque de almacenamiento.

1. Luego se debe abrir las válvulas A, B y C para evacuar el aire del sistema con ayuda de la bomba de vacío.
2. Conectar la manguera de carga al tanque de solución.
3. se debe purgar la manguera de carga en una tina con agua.
4. Ingresar la solución lentamente al sistema con ayuda de la válvula que posee el tanque.
5. Completado la carga se procede a cerrar la válvula y a retirar la manguera de carga.

De preferencia se debe cargar el sistema durante la noche ya que la temperatura es baja y es más fácil ingresar la solución al sistema.

3.13. Resultados obtenidos

3.13.1. Datos de radiación solar

Partimos de los datos que proporciona la Secretaria de Ambiente [44] los cuales fueron tomados cada hora durante los días 30 y 31 de Julio del presente año, en la estación meteorología de Guamaní, como se observa en el anexo 16.

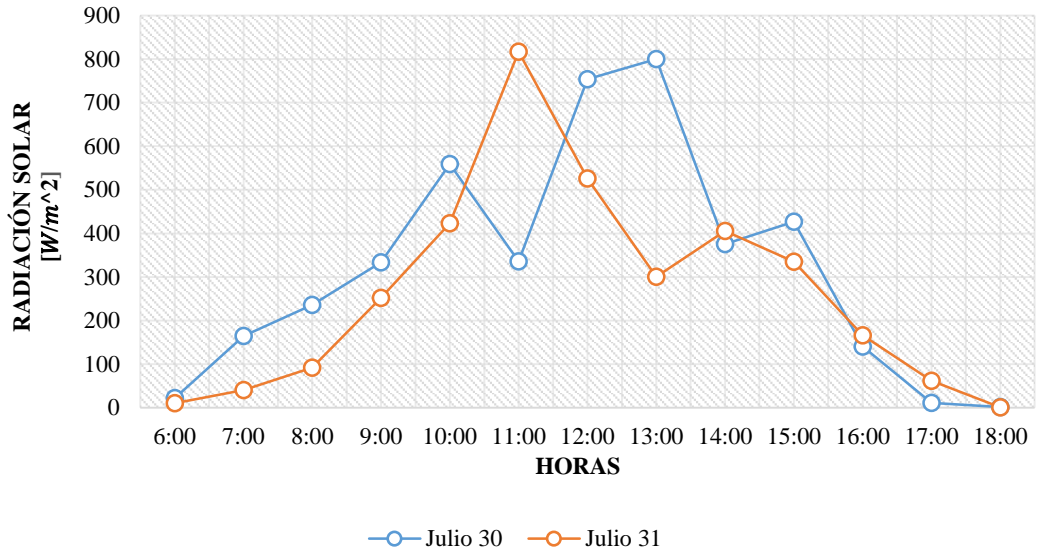


Figura 27. Variación de la radiación solar.

De acuerdo a la figura 27 se muestra una radiación de $799,96 \text{ W/m}^2$ para el día 30 de Julio a las 13:00 p.m. mientras tanto, que para el día 31 el valor es de $816,78 \text{ W/m}^2$, siendo dicho valor el más alto en comparación con los dos días.

3.13.2. Evolución de la temperatura en el colector térmico

Las pruebas de funcionamiento del sistema se realizaron en el sector de Guamaní, donde se logró tomar mediciones de la temperatura de la placa colector por medio de un termómetro infrarrojo cada 60 min de 6:00 a.m. a 18:00 p.m. ver el anexo 17.

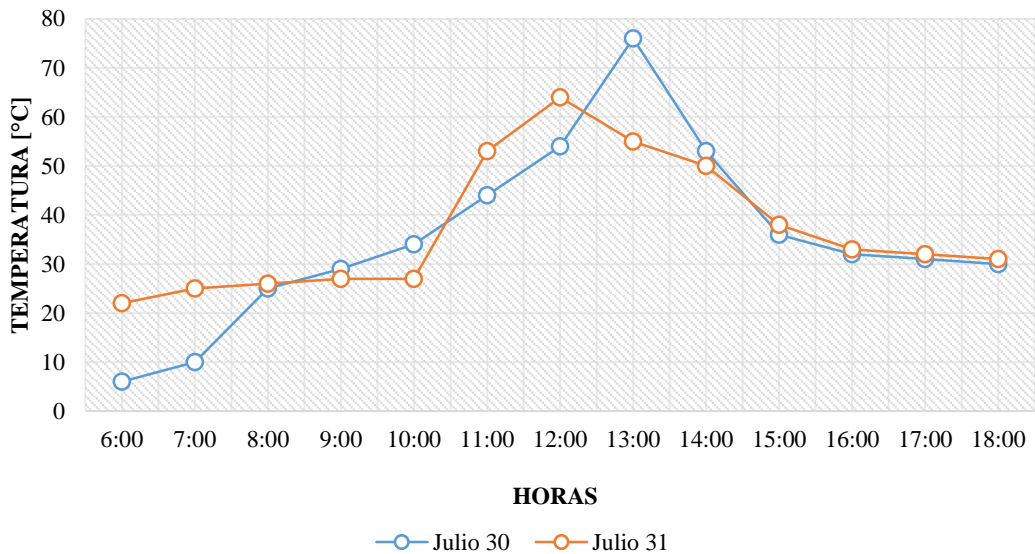


Figura 28. Variación de la temperatura en la placa colector.

En la figura 28 la temperatura va en aumento durante el transcurso de la mañana, alcanzando el punto más alto el día 30 de Julio a las 13:00 p.m. con una temperatura de 76 °C, en comparación con la obtenida el día 31 a las 12 p.m. que fue de 64 °C, principalmente a las condiciones del entorno.

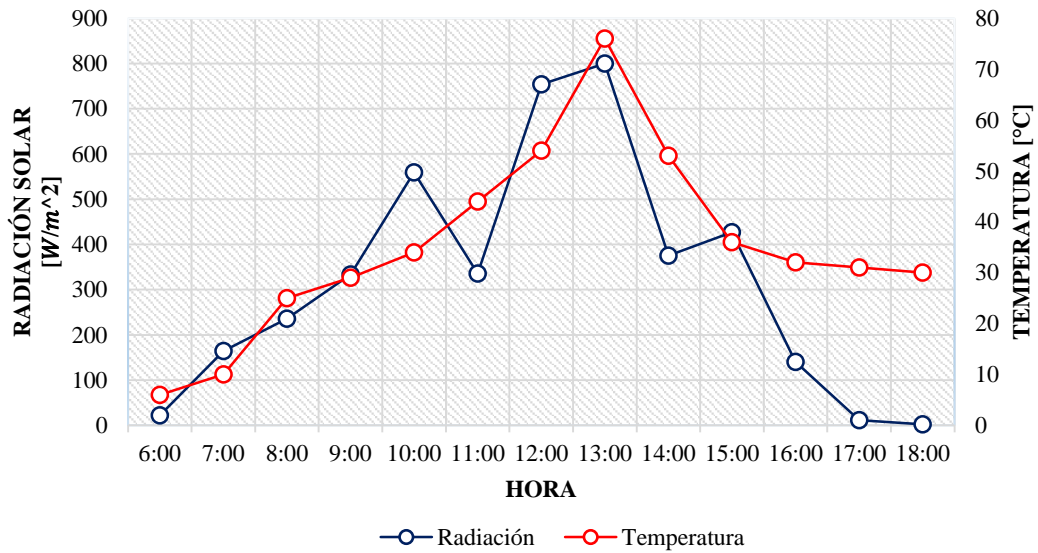


Figura 29. Radiación – temperatura de Julio 30.

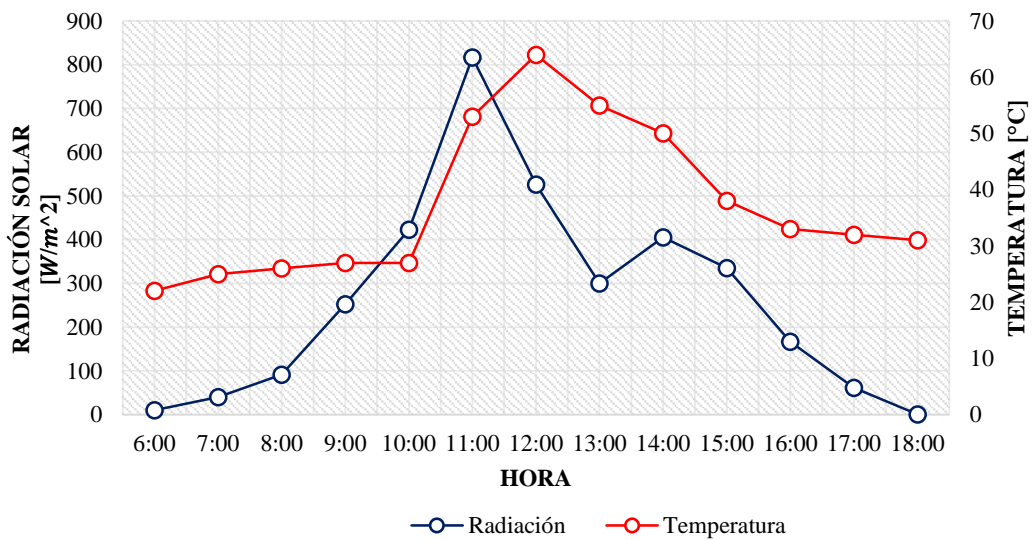


Figura 30. Radiación – temperatura de Julio 31.

En las figuras 29 y 30 se presenta la variación de la radiación y la temperatura durante el transcurso del día, se observa que para el 30 de Julio se alcanzó una temperatura máxima de 76 °C necesaria para la generación de vapor de amoniaco, aceptable con la temperatura de diseño antes mencionada de 75 °C. El día 31 de Julio se obtuvo una

menor temperatura, principalmente por el aumento de la velocidad del viento y las condiciones climáticas, aunque se presentara una mayor radiación que el día anterior.

3.13.3. Evolución de la presión y temperatura en el colector térmico

En el colector se encuentra la solución amoniaco-agua, en estado líquido donde inicia el proceso de generación, los datos obtenidos se muestran en el anexo 17.

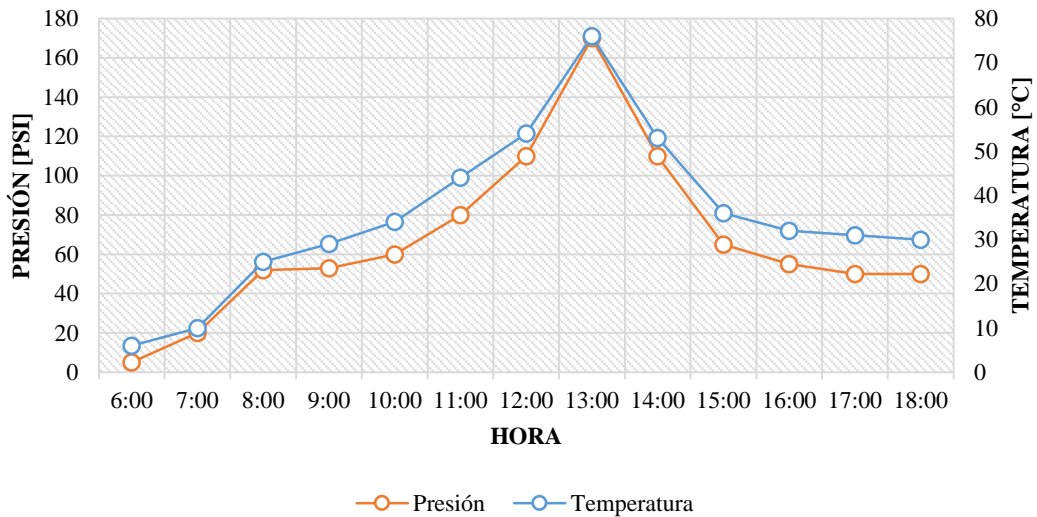


Figura 31. Presión – temperatura de Julio 30.

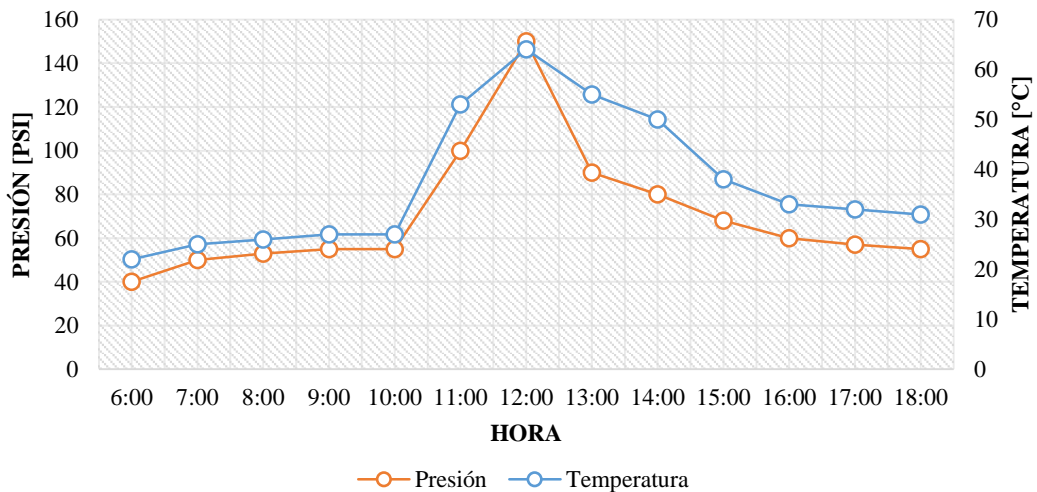


Figura 32. Presión – temperatura de Julio 31.

.En la figura 31 y 32 se muestra un aumento en la temperatura desde las 7:00 a.m., alcanzando un valor máximo desde las 10:00 a.m. hasta las 14:00 p.m. y por consiguiente también existe una elevación en la presión de hasta 170 psi en el día 30 y 150 psi para el día 31 de Julio.

3.13.4. Variación de la temperatura en la cámara de enfriamiento

Se realizó las mediciones de la temperatura en la cámara de enfriamiento el día 30 de Julio con intervalos de 60 min durante 24 horas, los datos de temperatura ambiente se los obtuvo por medio de aplicaciones de páginas web [45], donde los resultados se muestran en el anexo 17.

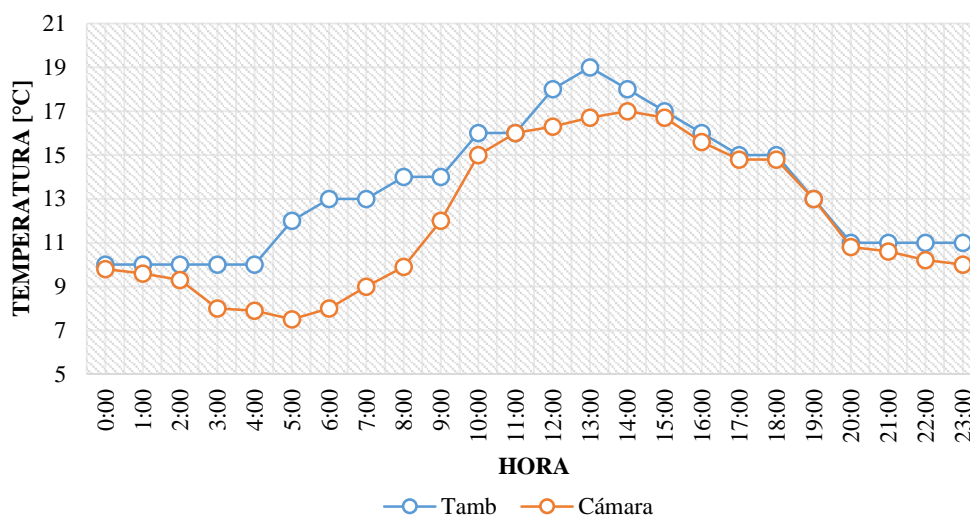


Figura 33. Comparación temperatura ambiente con relación a la cámara de enfriamiento.

Como se observa en la figura 33 la temperatura de la cámara se encuentra por debajo de la temperatura ambiente, alcanzando su punto más bajo de 7,5 °C de 3 a.m. hasta 7 a.m. y por lo tanto, produciéndose el enfriamiento en dichas horas.

Conclusiones de los resultados obtenidos

Durante el día se obtuvo temperaturas aceptables en la cámara de enfriamiento, las temperaturas son mayores a la del diseño con una variación aproximada de 3 °C como se planteó inicialmente, esto depende principalmente de la radiación y condiciones ambientales.

En el día, que se obtuvo una buena insolación se logró tener una mayor energía para la generación de vapor de amoniaco y por ende aumentando la temperatura y la presión de la solución para una posterior condensación, logrando una buena circulación por el serpentín del evaporador.

CAPÍTULO IV

En el presente capítulo se detallan los materiales e instrumentos con sus respectivos costos directos e indirectos en la construcción del equipo de absorción.

4.1. Costos directos de inversión

4.1.1. Costos de materiales

Son aquellos que intervienen directamente en la construcción del sistema, en la tabla 14 se detallan los costos de los materiales utilizados para la construcción del colector solar y su tanque de almacenamiento.

Tabla 14.
Costos del colector y tanque de almacenamiento.

Colector solar	Precio U.	Cant.	Precio Total
	(USD)		(USD)
Tubería de acero inoxidable 1/2" SHC 40	15,00	4 m	60,00
Tubería de acero inoxidable 1" SHC 40	20,00	2 m	40,00
Plancha de acero inoxidable 64 x 84 cm	60,00	1 u	50,00
Placa colectora 37,8 x 49 cm	40,00	1 u	40,00
Lana de vidrio de 25 mm	10,00	1 u	10,00
Cubierta de vidrio 40 x 60 cm de 6 mm	10,00	1 u	10,00
Pintura negra mate 1 galón	15,00	1 u	15,00
Cañuelas de lana de vidrio de 25 mm	10,00	2 m	20,00
Universal 1" inox	9,50	2 u	19,00
Unión 1" inox	3,50	2 u	7,00
Tanque de almacenamiento			
Tubo de 4" x 30 cm SCH 80	30,00	1 u	30,00
Uniones de 1/4" en acero inoxidable	1,50	4 u	6,00
Válvula de esfera en acero inoxidable de 1/4"	15,00	1 u	15,00
Total:			322,00

Se puede observar en la tabla 14 que el precio de inversión del material en acero inoxidable es elevado, ya que es recomendado para la construcción de equipos donde existe contacto con sustancias químicas como el amoníaco, el valor total en los costos de materiales es de 322,00 USD.

Tabla 15.
Costos del condensador y evaporador.

Condensador	Precio U. (USD)	Cant.	Precio Total (USD)
Condensador de tubería de 3/8" x 10 m (Al).	35,00	1 u	35,00
Tanque recibidor 4" x 8 cm	15,00	1 u	15,00
Evaporador			
Tubería de 3/8" x 4 m acero inox.	50,00	1 u	50,00
Cámara de enfriamiento			
Plancha de acero galvanizado 121 x 243 cm	25,00	1 u	25,00
Lana de vidrio	25,00	1 u	25,00
Empaque de puerta	10,00	1 u	10,00
Bisagras	5,00	1 u	5,00
Válvula de expansión			
Válvula de aguja en acero inox de 1/4"	95,00	1 u	95,00
Total:			260,00

Como se observa en la tabla 15 el valor total de 260,00 USD es elevado principalmente por la utilización de una válvula de aguja en acero inoxidable que tiene un precio de 95,00 USD, la cual, se encuentra a la salida del condensador.

Tabla 16.
Costos varios.

Elementos Varios	Precio U. (USD)	Cant.	Precio Total (USD)
Tubo cuadrado 2 x 2 cm para estructura	20,00	2 u	40,00
Man inox 1/4", rango 0-200 PSI, Ø 80 mm	50,00	1 u	50,00
Válvulas de esfera inox 1/4".	15,00	2 u	30,00
Neplos en acero inoxidable de 1/4"	1,50	5 u	7,50
Codos en acero inoxidable de 1"	3,25	4 u	13,00
Bushing en acero inoxidable de 1/4" a 3/8"	2,60	4 u	10,40
Tubing 6 mts inox x 10 mm	12,75	6 m	76,50
Costo en soldaduras especiales	-	-	150,00
Total:			377,40

De acuerdo a la tabla 16 el valor total de 377,40 USD se encuentra dentro del presupuesto estimado en un comienzo tomando en cuenta que trabajar en acero inoxidable conlleva a utilizar suelda especial, siendo este el valor más alto respecto a los costos de materiales.

Tabla 17.
Costos de elementos químicos.

Elementos químicos	Precio U. (USD)	Cant.	Precio Total (USD)
Amoniaco (aproximado)	5,00	10 kg	50,00
Agua destilada (aproximado)	1,00	4 u	4,00
Azufre (aproximado)	1,00	3 u	3,00
Total:			57,00

En la tabla 17 se observa el valor total de 57,00 USD donde el elemento más difícil y caro de conseguir es el amoniaco.

Por lo tanto, el costo total de materiales tiene un valor de 1016,40 USD.

4.1.2. Costos de mano de obra

El costo se determina para la construcción de equipo en 22 días laborables con 8 horas de trabajo como se observa en la tabla 18.

Tabla 18.
Costos de mano de obra.

N° de personas	Horas de trabajo	Costo hora (USD)	Valor total/día (USD)
Mano de obra	2	8	1,75
Valor total:			28,00
Valor total:			616,00

En la tabla 18 se muestra el valor total de 616,00 USD valorado en la prestación de la mano de obra, bajo asesoría técnica.

4.2. Costos indirectos

Son valores asignados a un producto específico, relacionados como: la movilización de equipos, transporte y materiales de oficina para la construcción del equipo, como se detalla en la tabla 19.

Tabla 19.
Costos indirectos.

Descripción	Precio total (USD)
Transporte del equipo	50,00
Materiales de oficina	30,00
Total:	80,00

En la tabla 19 se estima un valor total de 80,00 USD tomando en consideración todos los documentos necesarios para la presentación del trabajo técnico y la movilización a los distintos lugares indispensables para la construcción del equipo.

4.3. Costos totales

Es la suma de todos los costos que se invirtieron en la construcción del equipo, que se muestran en la tabla 20.

Tabla 20.
Costo total del equipo.

Costo total		
Costo de materiales	1016,40	(USD)
Costo de mano de obra	616,00	(USD)
Costo indirecto	80,00	(USD)
Total:	1712,40	USD

De acuerdo a la tabla 20, el valor total del equipo es de 1712,40 USD que se encuentra dentro del presupuesto inicial de 1600,00 USD presentado en el plan de tesis.

CONCLUSIONES GENERALES

Se cumplió con la expectativa de diseñar y construir un equipo de refrigeración de absorción de tipo de intermitente, considerando una carga total 22 W para el proceso de enfriamiento. Demandando así un colector solar de placa plana de $0,5 \text{ m}^2$ y una solución amoniacal de 2,08 litros.

De acuerdo a la investigación y análisis del sistema propuesto, se determinó un coeficiente de operación 0,64 y un rendimiento máximo de 2,21 del equipo que en comparación con las diferentes investigaciones realizadas se obtuvo un resultado aceptable en el diseño del sistema de refrigeración que se construyó.

Se determinaron parámetros necesarios para el diseño como la insolación global anual con un valor de $5250 \text{ Wh/m}^2/\text{dia}$ en la provincia de Pichincha, que influye directamente en el funcionamiento del equipo. Obteniendo un calor incidente en el colector de $750,50 \text{ W/m}^2$ y temperaturas de generación de $75 - 80 \text{ }^\circ\text{C}$.

En el análisis de costos se determinó que el precio de construcción del equipo es relativamente elevado en comparación a sistemas de refrigeración de uso doméstico convencionales, debido a la utilización de ciertos materiales y accesorios de acero inoxidable necesarios para aplicaciones con amoníaco, utilizando así un presupuesto total de inversión de 1712,40 USD.

La operación del equipo se vio afectado por las restricciones que presenta la obtención del refrigerante amoníaco ya que su uso es controlado en el Ecuador por ser un precursor químico, de tal forma el manejo de dicho elemento solo lo realiza personal técnico con licencia autorizada. Por lo cual, se ha reducido el uso en sistemas de refrigeración optando así por refrigerantes con mayor facilidad de obtención.

RECOMENDACIONES GENERALES

El equipo es dependiente del entorno, por lo cual, se recomienda adaptar un sistema adicional que permita calentar la solución en condiciones desfavorables del clima y así mantener su operación.

No utilizar materiales que contengan cobre o cualquier aleación como bronce, estaño y zinc ya que el amoníaco es miscible y se combina rápidamente con cualquier humedad presente, induciendo a la corrosión de dichos metales, por lo que se recomienda la uso de acero inoxidable para la construcción del equipo.

Utilizar en lo posible materiales y accesorios que se encuentren en el mercado nacional, como una válvula de aguja en el lugar de un tubo capilar en acero inoxidable ya que se complica su obtención debido que existen una mayor demanda en materiales de cobre, para equipos de refrigeración.

Trabajar con personal que cuente con la respectiva licencia de uso y manejo para la manipulación de amoníaco ya que es una sustancia controlada por lo que es muy complicado la obtención de dicho elemento.

En lo posible tratar que la cámara de enfriamiento no reciba radiación directa del sol, ya que ocasiona una ganancia de calor por las paredes, y así ayudando a que el sistema sea más compacto.

REFERENCIAS

- [1] Líderes, “Generación no tradicional aporta poca energía para Ecuador,” *Líderes*, 2018. [Online]. Available: <https://www.revistalideres.ec/lideres/generacion-tradicional-aporta-energia-ecuador.html>.
- [2] A. Al-Alili, Y. Hwang, and R. Radermacher, “Review of solar thermal air conditioning technologies,” *Int. J. Refrig.*, vol. 39, pp. 4–22, 2014.
- [3] R. D. Misra, P. K. Sahoo, and A. Gupta, “Thermoeconomic evaluation and optimization of an aqua-ammonia vapour-absorption refrigeration system,” *Int. J. Refrig.*, vol. 29, no. 1, pp. 47–59, 2006.
- [4] M. D. Staicovici, “An autonomous solar ammonia-water refrigeration system,” *Sol. Energy*, vol. 36, no. 2, pp. 115–124, 1986.
- [5] A. Venkatesh and A. Mani, “Comparison of performances of single stage and two stage intermittent ammonia-water solar refrigeration systems,” *Sol. Wind Technol.*, vol. 6, no. 1, pp. 75–78, 1989.
- [6] R. Boas, “Diseño y construcción de un refrigerador solar por absorción de tipo intermitente, para una capacidad de enfriamiento de 10 W,” Escuela Superior Politécnica del Litoral, Guayaquil, 2004.
- [7] R. Beltrán, “Refrigerador solar-ciclo de absorción intermitente,” Bogotá.
- [8] R. Gueledel and P. Lojan, “Diseño y construcción de un refrigerador solar por absorción de tipo intermitente,” Universidad Nacional de Loja, 2010.
- [9] W. Rivera, C. O. Rivera, and R. Best, “Evaluation of a solar intermittent refrigeration system for ice production operating with ammonia / lithium nitrate,” *Sol. Energy*, vol. 85, pp. 38–45, 2011.
- [10] A. Julio and A. Ramos, “Diseño y construcción de un sistema de refrigeración por absorción intermitente empleando energía solar para la conservación de frutas tropicales en el departamento de Córdoba,” Universidad De Córdoba, 2015.
- [11] R. J. Dossat, *Principios de Refrigeración*, Vigésima. México, D.F., 2001.
- [12] Y. A. Cengel and M. A. Boles, *Termodinámica*, Séptima. México, D.F., 2012.

- [13] D. García A., *Instalaciones de refrigeración y aire acondicionado*. Barcelona, 2007.
- [14] J. D. Marcos del Cano, “TESIS DOCTORAL Prototipo de máquina frigorífica de absorción de LiBr / H₂O de doble efecto condensada por aire,” 2008.
- [15] J. A. Cañadas Navarro, Mauricio Ernesto; Torres Guzman, “Diseño de un refrigerador por absorción para uso didáctico,” 2010.
- [16] P. Srihirin, S. Aphornratana, and S. Chungpaibulpatana, “A review of absorption refrigeration technologies,” *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 5, no. 4, pp. 343–372, 2000.
- [17] I. Sarbu and C. Sebarchievici, “Review of solar refrigeration and cooling systems,” *Energy Build.*, vol. 67, pp. 286–297, 2013.
- [18] J. Cárcel Carrasco, “Alternativas Energéticas en la Climatización,” 2014.
- [19] W. A. Catota Ocapana, Pablo César; Tonato Quispe, “Diseño y construcción de un prototipo de refrigeración solar por absorción mediante par amoníaco-agua, para la conservación de alimentos.,” Espe, 2015.
- [20] I. Sarbu and C. Sebarchievici, “General review of solar-powered closed sorption refrigeration systems,” *Energy Convers. Manag.*, vol. 105, pp. 403–422, 2015.
- [21] R. Quintanilla P, *Replanteo de instalaciones solares térmicas (MF00601_2)*. Málaga, 2011.
- [22] Asociación de Exportadores de Frutas de Chile A.G., *Guía de Uso y Manejo de Amoníaco en la Refrigeración de Frutas y Hortalizas Frescas: Plan de Emergencias*. 2012.
- [23] M. Palomo Cano, “Aislantes térmicos. Criterios de selección por requisitos energéticos,” Universidad Politécnica de Madrid, 2017.
- [24] C. de E. y H. de Madrid, “Ahorro y eficiencia energética con refrigeración solar,” *Guía del Frío Solar*, Madrid, 2011.
- [25] A. Aliane, S. Abboudi, C. Seladji, and B. Guendouz, “An illustrated review on solar absorption cooling experimental studies,” *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 65, pp. 443–458, 2016.

- [26] D. S. Kim and C. A. Infante Ferreira, “Solar refrigeration options - a state-of-the-art review,” *Int. J. Refrig.*, vol. 31, no. 1, pp. 3–15, 2008.
- [27] V. Salguero, “Modelado y simulación de una máquina de absorción de doble efecto en una planta de refrigeración solar,” 2011.
- [28] “Sistemas de adsorción.” [Online]. Available: <http://bibing.us.es/proyectos/abreproy/4986/fichero/Capítulo3+Sistema+de+adsorción.pdf>.
- [29] B. G. Paredes. E, “Diseño y construcción de una cocina solar con proyección a un sistema auxiliar de inducción,” Universidad Politécnica Salesiana, 2016.
- [30] CONELEC, “Atlas solar del ecuador,” *Conelec*, pp. 1–51, 2008.
- [31] R. Méndez Muñiz, Javier; Cuervo García, *Energía Solar Fotovoltaica*. Fundación Confemetal, 2007.
- [32] J. García Badell, *Cálculo de la Energía Solar*. Instituto Nacional de Investigaciones Agrarias, 1983.
- [33] E. Plasencia S, L. Matos C, A. Posadas, and C. Cabrera, “Estimación horaria de la irradiancia solar total extraterrestre,” *Rev. del Inst. Investig. FIGMMG*, vol. 10, pp. 72–77, 2007.
- [34] M. López, “Guía sobre Energía Solar Térmica,” *Viessmann*, 2016.
- [35] W. E. Eufrazio A, “Diseño de un Colector Solar a las Condiciones Ambientales del Valle del Mantaro por Modelamiento y Simulación,” Universidad Nacional del Centro del Perú, 2015.
- [36] M. Rodríguez, “Análisis de modelos de un captador solar plano en régimen transitorio,” Universidad de Sevilla, 2016.
- [37] R. Calvo, D. Gómez, and F. Méndez, “Diseño , construcción y evaluación teórico- experimental de la eficiencia de un colector solar de placa plana en Costa Rica,” Universidad de Costa Rica.
- [38] B. V. Karlekar and R. M. Desmond, *Transferencia de calor*, Segunda. México, D.F.: McGRAW-HILL, 1995.
- [39] Y. A. Cengel and A. j. Ghajar, *Transferencia de calor y masa*, Cuarta. México, D.F.: McGRAW-HILL, 2011.

- [40] E. R. Gonzales N., “Estudio Comparativo de los Intercambiadores de Calor de Coraza-tubos y los de Placas Planas,” NACIONAL MAYOR DE SAN MARCOS, 2007.
- [41] F. P. Incropera and D. P. DeWitt, *Fundamentos de transferencia de calor*, Cuarta edi. México, D.F., 1999.
- [42] J. Cerón, “Análisis del mecanismo de transferencia de calor en colectores solares térmicos y de la influencia de las condiciones de contorno,” Universidad Politécnica de Cartagena, 2012.
- [43] Á. Gómez, A. Enrique, M. Fandiño, J. Mario, B. Sarmiento, and J. Fernando, “Evaluación energética de un colector solar de placa plana de doble cubierta,” Barranquilla, 2010.
- [44] Secretaría del Ambiente, “Reportes Calidad del Aire y Meteorología,” 2018. [Online]. Available: <http://www.quitoambiente.gob.ec/ambiente/index.php/reportes-calidad-del-aire-y-meteorologia>.
- [45] Freemeteo.ec, “Tiempo Quito - Estado Actual del Tiempo,” 2018. [Online]. Available: <https://freemeteo.ec/eltiempo/quito/tiempo-actual/localidad/?gid=3652462&station=23040&language=spanish&country=ecuador>.
- [46] A. Handbook, *Fundamentals*, vol. 718. Atlanta, 2009.
- [47] M. Moran, H. Shapiro, D. Boettner, and M. Bailey, *Fundamentals of engineering thermodynamics*, Seventh Ed. United States of America: Don Fowley, 2011.
- [48] I. N. de M. e Hidrología, “Anuario Meteorológico,” Quito, 2014.
- [49] “Colectores de placa plana.” [Online]. Available: <http://www.marioloureiro.net/ciencia/EnerSolarTermica/SolarPROCESOSTERMO/Solar3.pdf>.
- [50] J. Coronel and L. Pérez, “Colección de tablas, gráficas y ecuaciones de transmisión de calor,” Sevilla, 2016.

ANEXOS

Anexo 1.

Ficha técnica del amoníaco [22].

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**

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 sus aleaciones y superficies galvanizadas	

Anexo 2.

Propiedades de los materiales aislantes [39].

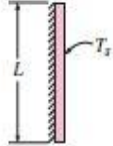
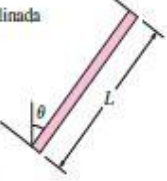
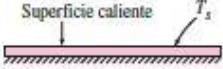

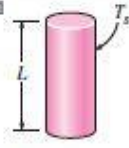
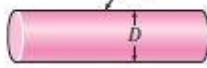
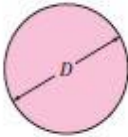
TABLA A-6					
Propiedades de materiales aislantes (a una temperatura media de 24°C)					
Material	Espesor, <i>L</i> mm	Densidad, ρ kg/m ³	Conductividad térmica, <i>k</i> W/m · K	Calor específico, <i>c_p</i> kJ/kg · K	Valor <i>R</i> (para los espesores de la lista, <i>L/k</i>), K · m ² /W
Colcha y lámina					
Fibra mineral (forma fibrosa procesada a partir de roca, escoria o vidrio)	50 a 70 mm 75 a 90 mm 135 a 165 mm	4.8-32 4.8-32 4.8-32	— — —	0.71-0.96 0.71-0.96 0.71-0.96	1.23 1.94 3.32
Tablero y losa					
Vidrio celular		136	0.055	1.0	—
Fibra de vidrio (ligamento orgánico)		64-144	0.036	0.96	—
Poliestireno expandido (bolitas moldeadas)		16	0.040	1.2	—
Poliuretano expandido (<i>R</i> -11 expandido)		24	0.023	1.6	—
Perlita expandida (ligamento orgánico)		16	0.052	1.26	—
Caucho expandido (rígido)		72	0.032	1.68	—
Fibra mineral con aglomerante de resina		240	0.042	0.71	—
Corcho		120	0.039	1.80	—
Rociado o formado en el sitio					
Espuma de poliuretano		24-40	0.023-0.026	—	—
Fibra de vidrio		56-72	0.038-0.039	—	—
Uretano, mezcla de dos partes (espuma rígida)		70	0.026	1.045	—
Gránulos de lana mineral con aglomerantes de asbesto/inorgánico (rociado)		190	0.046	—	—
Relleno flojo					
Fibra mineral (de roca, escoria o vidrio)	~ 75 a 125 mm ~ 165 a 222 mm ~ 191 a 254 mm ~ 185 mm	9.6-32 9.6-32 — —	— — — —	0.71 0.71 0.71 0.71	1.94 3.35 3.87 5.28
Aerogel de sílice		122	0.025	—	—
Vermiculita (expandida)		122	0.068	—	—
Perlita (expandida)		32-66	0.039-0.045	1.09	—
Aserrín o virutas		128-240	0.065	1.38	—
Aislamiento celulósico (papel molido o pulpa de madera)		37-51	0.039-0.046	—	—
Aislamiento para techo					
Vidrio celular	—	144	0.058	1.0	—
Preformado, para usarse arriba del tablero	13 mm 25 mm 50 mm	— — —	— — —	1.0 2.1 3.9	0.24 0.49 0.93
Aislamiento reflector					
Polvo sílice (al vacío)		160	0.0017	—	—
Hoja de aluminio separando colchones de vidrio esponjoso; 10 a 12 capas (al vacío); para aplicaciones criogénicas (150 K)		40	0.00016	—	—
Hoja de aluminio y laminado de vidrio y papel; 75 a 150 capas; para aplicaciones criogénicas (150 K)		120	0.000017	—	—

Anexo 3.

Tabla de correlaciones dependiendo la configuración geométrica [39].

TABLA 9-1

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

Configuración geométrica	Longitud característica L_c	Intervalo de Ra	Nu
<p>Placa vertical</p> 	L	$10^4 - 10^9$ $10^9 - 10^{13}$ Todo el intervalo	$Nu = 0.59Ra_l^{1/4}$ (9-19) $Nu = 0.1Ra_l^{1/3}$ (9-20) $Nu = \left\{ 0.825 + \frac{0.387Ra_l^{1/4}}{[1 + (0.492/Pr)^{9/16}]^{1/4}} \right\}^2$ (9-21) (compleja pero más exacta)
<p>Placa inclinada</p> 	L		Utilícen las ecuaciones de la placa vertical para la superficie superior de una placa fría y la superficie inferior de una placa caliente Reemplácese g por $g \cos \theta$ para $Ra < 10^9$
<p>Plástico horizontal (Área superficial A y perímetro p) a) Superficie superior de una placa caliente (o superficie inferior de una placa fría)</p>  <p>b) Superficie inferior de una placa caliente (o superficie superior de una placa fría)</p> 	A_s/p	$10^4 - 10^7$ $10^7 - 10^{11}$ $10^5 - 10^{11}$	$Nu = 0.54Ra_l^{1/4}$ (9-22) $Nu = 0.15Ra_l^{1/3}$ (9-23) $Nu = 0.27Ra_l^{1/4}$ (9-24)
<p>Cilindro vertical</p> 	L		Un cilindro vertical puede tratarse como una placa vertical cuando $D \geq \frac{35L}{Gr_l^{1/4}}$
<p>Cilindro horizontal</p> 	D	$Ra_D \leq 10^{12}$	$Nu = \left\{ 0.6 + \frac{0.387Ra_D^{1/4}}{[1 + (0.559/Pr)^{9/16}]^{1/4}} \right\}^2$ (9-25)
<p>Esfera</p> 	D	$Ra_D \leq 10^{11}$ $(Pr \geq 0.7)$	$Nu = 2 + \frac{0.589Ra_D^{1/4}}{[1 + (0.469/Pr)^{9/16}]^{1/4}}$ (9-26)

Anexo 4.

Eficiencia y áreas de superficies de configuraciones comunes de aletas [39].

Eficiencia y áreas de superficie de configuraciones comunes de aletas

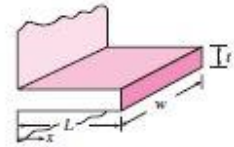
Aletas rectangulares rectas

$$m = \sqrt{2hk/t}$$

$$L_c = L + t/2$$

$$A_{\text{aleta}} = 2wL_c$$

$$\eta_{\text{aleta}} = \frac{\tanh mL_c}{mL_c}$$

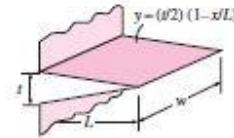


Aletas triangulares rectas

$$m = \sqrt{2hk/t}$$

$$A_{\text{aleta}} = 2w\sqrt{L^2 + (t/2)^2}$$

$$\eta_{\text{aleta}} = \frac{1}{mL} \frac{I_1(2mL)}{I_0(2mL)}$$



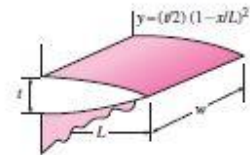
Aletas parabólicas rectas

$$m = \sqrt{2hk/t}$$

$$A_{\text{aleta}} = wL[C_1 + (L/t)\ln(tL + C_1)]$$

$$C_1 = \sqrt{1 + (t/L)^2}$$

$$\eta_{\text{aleta}} = \frac{2}{1 + \sqrt{(2mL)^2 + 1}}$$



Aletas circulares de perfil rectangular

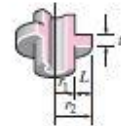
$$m = \sqrt{2hk/t}$$

$$r_{2c} = r_2 + t/2$$

$$A_{\text{aleta}} = 2\pi(r_{2c}^2 - r_1^2)$$

$$\eta_{\text{aleta}} = \frac{K_1(mr_1)I_2(mr_{2c}) - I_2(mr_1)K_1(mr_{2c})}{C_2 I_0(mr_1)K_1(mr_{2c}) + K_0(mr_1)I_2(mr_{2c})}$$

$$C_2 = \frac{2r_1/m}{r_{2c}^2 - r_1^2}$$



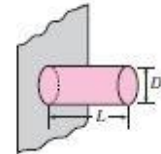
Aletas de espiga de perfil rectangular

$$m = \sqrt{4hk/D}$$

$$L_c = L + D/4$$

$$A_{\text{aleta}} = \pi DL_c$$

$$\eta_{\text{aleta}} = \frac{\tanh mL_c}{mL_c}$$

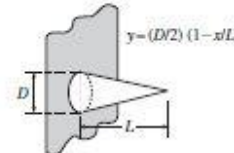


Aletas de espiga de perfil triangular

$$m = \sqrt{4hk/D}$$

$$A_{\text{aleta}} = \frac{\pi D}{2} \sqrt{L^2 + (D/2)^2}$$

$$\eta_{\text{aleta}} = \frac{2}{mL} \frac{I_2(2mL)}{I_1(2mL)}$$



Aletas de espiga de perfil parabólico

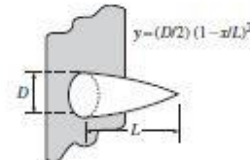
$$m = \sqrt{4hk/D}$$

$$A_{\text{aleta}} = \frac{\pi L^3}{8D} [C_3 C_4 - \frac{L}{2D} \ln(2DC_4/L + C_3)]$$

$$C_3 = 1 + 2(D/L)^2$$

$$C_4 = \sqrt{1 + (D/L)^2}$$

$$\eta_{\text{aleta}} = \frac{2}{1 + \sqrt{(2mL/3)^2 + 1}}$$

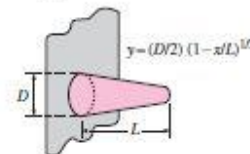


Aletas de espiga de perfil parabólico (punta truncada)

$$m = \sqrt{4hk/D}$$

$$A_{\text{aleta}} = \frac{\pi D^4}{96L^2} \left\{ [16(L/D)^2 + 1]^{3/2} - 1 \right\}$$

$$\eta_{\text{aleta}} = \frac{3}{2mL} \frac{I_1(4mL/3)}{I_0(4mL/3)}$$



Anexo 5.

Propiedades del aire [39].

Propiedades del aire a la presión de 1 atm

Temp., $T, ^\circ\text{C}$	Densidad, $\rho, \text{kg/m}^3$	Calor específico, $c_p, \text{J/kg} \cdot \text{K}$	Conductividad térmica, $k, \text{W/m} \cdot \text{K}$	Difusividad térmica, $\alpha, \text{m}^2/\text{s}^2$	Viscosidad dinámica, $\mu, \text{kg/m} \cdot \text{s}$	Viscosidad cinemática, $\nu, \text{m}^2/\text{s}$	Número de Prandtl, Pr
-150	2.866	983	0.01171	4.158×10^{-6}	8.636×10^{-6}	3.013×10^{-6}	0.7246
-100	2.038	966	0.01582	8.036×10^{-6}	1.189×10^{-6}	5.837×10^{-6}	0.7263
-50	1.582	999	0.01979	1.252×10^{-5}	1.474×10^{-5}	9.319×10^{-6}	0.7440
-40	1.514	1002	0.02057	1.356×10^{-5}	1.527×10^{-5}	1.008×10^{-5}	0.7436
-30	1.451	1004	0.02134	1.465×10^{-5}	1.579×10^{-5}	1.087×10^{-5}	0.7425
-20	1.394	1005	0.02211	1.578×10^{-5}	1.630×10^{-5}	1.169×10^{-5}	0.7408
-10	1.341	1006	0.02288	1.696×10^{-5}	1.680×10^{-5}	1.252×10^{-5}	0.7387
0	1.292	1006	0.02364	1.818×10^{-5}	1.729×10^{-5}	1.338×10^{-5}	0.7362
5	1.269	1006	0.02401	1.880×10^{-5}	1.754×10^{-5}	1.382×10^{-5}	0.7350
10	1.246	1006	0.02439	1.944×10^{-5}	1.778×10^{-5}	1.426×10^{-5}	0.7336
15	1.225	1007	0.02476	2.009×10^{-5}	1.802×10^{-5}	1.470×10^{-5}	0.7323
20	1.204	1007	0.02514	2.074×10^{-5}	1.825×10^{-5}	1.516×10^{-5}	0.7309
25	1.184	1007	0.02551	2.141×10^{-5}	1.849×10^{-5}	1.562×10^{-5}	0.7296
30	1.164	1007	0.02588	2.208×10^{-5}	1.872×10^{-5}	1.608×10^{-5}	0.7282
35	1.145	1007	0.02625	2.277×10^{-5}	1.895×10^{-5}	1.655×10^{-5}	0.7268
40	1.127	1007	0.02662	2.346×10^{-5}	1.918×10^{-5}	1.702×10^{-5}	0.7255
45	1.109	1007	0.02699	2.416×10^{-5}	1.941×10^{-5}	1.750×10^{-5}	0.7241
50	1.092	1007	0.02735	2.487×10^{-5}	1.963×10^{-5}	1.798×10^{-5}	0.7228
60	1.059	1007	0.02808	2.632×10^{-5}	2.008×10^{-5}	1.896×10^{-5}	0.7202
70	1.028	1007	0.02881	2.780×10^{-5}	2.052×10^{-5}	1.995×10^{-5}	0.7177
80	0.9994	1008	0.02953	2.931×10^{-5}	2.096×10^{-5}	2.097×10^{-5}	0.7154
90	0.9718	1008	0.03024	3.086×10^{-5}	2.139×10^{-5}	2.201×10^{-5}	0.7132
100	0.9458	1009	0.03095	3.243×10^{-5}	2.181×10^{-5}	2.306×10^{-5}	0.7111
120	0.8977	1011	0.03235	3.565×10^{-5}	2.264×10^{-5}	2.522×10^{-5}	0.7073
140	0.8542	1013	0.03374	3.898×10^{-5}	2.345×10^{-5}	2.745×10^{-5}	0.7041
160	0.8148	1016	0.03511	4.241×10^{-5}	2.420×10^{-5}	2.975×10^{-5}	0.7014
180	0.7788	1019	0.03646	4.593×10^{-5}	2.504×10^{-5}	3.212×10^{-5}	0.6992
200	0.7459	1023	0.03779	4.954×10^{-5}	2.577×10^{-5}	3.455×10^{-5}	0.6974
250	0.6746	1033	0.04104	5.890×10^{-5}	2.760×10^{-5}	4.091×10^{-5}	0.6946
300	0.6158	1044	0.04418	6.871×10^{-5}	2.934×10^{-5}	4.765×10^{-5}	0.6935
350	0.5664	1056	0.04721	7.892×10^{-5}	3.101×10^{-5}	5.475×10^{-5}	0.6937
400	0.5243	1069	0.05015	8.951×10^{-5}	3.261×10^{-5}	6.219×10^{-5}	0.6948
450	0.4880	1081	0.05298	1.004×10^{-4}	3.415×10^{-5}	6.997×10^{-5}	0.6965
500	0.4565	1093	0.05572	1.117×10^{-4}	3.563×10^{-5}	7.806×10^{-5}	0.6986
600	0.4042	1115	0.06093	1.352×10^{-4}	3.846×10^{-5}	9.515×10^{-5}	0.7037
700	0.3627	1135	0.06581	1.598×10^{-4}	4.111×10^{-5}	1.133×10^{-4}	0.7092
800	0.3289	1153	0.07037	1.855×10^{-4}	4.362×10^{-5}	1.326×10^{-4}	0.7149
900	0.3008	1169	0.07465	2.122×10^{-4}	4.600×10^{-5}	1.529×10^{-4}	0.7206
1000	0.2772	1184	0.07868	2.398×10^{-4}	4.826×10^{-5}	1.741×10^{-4}	0.7260
1500	0.1990	1234	0.09599	3.908×10^{-4}	5.817×10^{-5}	2.922×10^{-4}	0.7478
2000	0.1553	1264	0.11113	5.664×10^{-4}	6.630×10^{-5}	4.270×10^{-4}	0.7539

Anexo 6.

Tabla de propiedades del agua [39].

Propiedades del agua saturada

Temp., $T^{\circ}\text{C}$	Presión de saturación, P_{sat} , kPa	Densidad, ρ kg/m ³		Entalpía de vaporización, h_{fg} , kJ/kg	Calor específico, c_p , J/kg · K		Conductividad térmica, k W/m · K		Viscosidad dinámica, μ kg/m · s		Número de Prandtl, Pr		Coeficiente de expansión volumétrica, β 1/K
		Líquido	Vapor		Líquido	Vapor	Líquido	Vapor	Líquido	Vapor	Líquido	Vapor	
0.01	0.6113	999.8	0.0048	2 501	4 217	1 854	0.561	0.0171	1.792×10^{-3}	0.922×10^{-5}	13.5	1.00	-0.068×10^{-3}
5	0.8721	999.9	0.0068	2 490	4 205	1 857	0.571	0.0173	1.519×10^{-3}	0.934×10^{-5}	11.2	1.00	0.015×10^{-3}
10	1.2276	999.7	0.0094	2 478	4 194	1 862	0.580	0.0176	1.307×10^{-3}	0.946×10^{-5}	9.45	1.00	0.733×10^{-3}
15	1.7051	999.1	0.0128	2 466	4 185	1 863	0.589	0.0179	1.138×10^{-3}	0.959×10^{-5}	8.09	1.00	0.138×10^{-3}
20	2.339	998.0	0.0173	2 454	4 182	1 867	0.598	0.0182	1.002×10^{-3}	0.973×10^{-5}	7.01	1.00	0.195×10^{-3}
25	3.169	997.0	0.0231	2 442	4 180	1 870	0.607	0.0186	0.891×10^{-3}	0.987×10^{-5}	6.14	1.00	0.247×10^{-3}
30	4.246	996.0	0.0304	2 431	4 178	1 875	0.615	0.0189	0.798×10^{-3}	1.001×10^{-5}	5.42	1.00	0.294×10^{-3}
35	5.628	994.0	0.0397	2 419	4 178	1 880	0.623	0.0192	0.720×10^{-3}	1.016×10^{-5}	4.83	1.00	0.337×10^{-3}
40	7.384	992.1	0.0512	2 407	4 179	1 885	0.631	0.0196	0.653×10^{-3}	1.031×10^{-5}	4.32	1.00	0.377×10^{-3}
45	9.593	990.1	0.0655	2 395	4 180	1 892	0.637	0.0200	0.596×10^{-3}	1.046×10^{-5}	3.91	1.00	0.415×10^{-3}
50	12.35	988.1	0.0831	2 383	4 181	1 900	0.644	0.0204	0.547×10^{-3}	1.062×10^{-5}	3.55	1.00	0.451×10^{-3}
55	15.76	985.2	0.1045	2 371	4 183	1 908	0.649	0.0208	0.504×10^{-3}	1.077×10^{-5}	3.25	1.00	0.484×10^{-3}
60	19.94	983.3	0.1304	2 359	4 185	1 916	0.654	0.0212	0.467×10^{-3}	1.093×10^{-5}	2.99	1.00	0.517×10^{-3}
65	25.03	980.4	0.1614	2 346	4 187	1 926	0.659	0.0216	0.433×10^{-3}	1.110×10^{-5}	2.75	1.00	0.548×10^{-3}
70	31.19	977.5	0.1983	2 334	4 190	1 936	0.663	0.0221	0.404×10^{-3}	1.126×10^{-5}	2.55	1.00	0.578×10^{-3}
75	38.58	974.7	0.2421	2 321	4 193	1 948	0.667	0.0225	0.378×10^{-3}	1.142×10^{-5}	2.38	1.00	0.607×10^{-3}
80	47.39	971.8	0.2935	2 309	4 197	1 962	0.670	0.0230	0.355×10^{-3}	1.159×10^{-5}	2.22	1.00	0.653×10^{-3}
85	57.83	968.1	0.3536	2 296	4 201	1 977	0.673	0.0235	0.333×10^{-3}	1.176×10^{-5}	2.08	1.00	0.670×10^{-3}
90	70.14	965.3	0.4235	2 283	4 206	1 993	0.675	0.0240	0.315×10^{-3}	1.193×10^{-5}	1.96	1.00	0.702×10^{-3}
95	84.55	961.5	0.5045	2 270	4 212	2 010	0.677	0.0246	0.297×10^{-3}	1.210×10^{-5}	1.85	1.00	0.716×10^{-3}
100	101.33	957.9	0.5978	2 257	4 217	2 029	0.679	0.0251	0.282×10^{-3}	1.227×10^{-5}	1.75	1.00	0.750×10^{-3}
110	143.27	950.6	0.8263	2 230	4 229	2 071	0.682	0.0262	0.255×10^{-3}	1.261×10^{-5}	1.58	1.00	0.798×10^{-3}
120	198.53	943.4	1.121	2 203	4 244	2 120	0.683	0.0275	0.232×10^{-3}	1.296×10^{-5}	1.44	1.00	0.858×10^{-3}
130	270.1	934.6	1.496	2 174	4 263	2 177	0.684	0.0288	0.213×10^{-3}	1.330×10^{-5}	1.33	1.01	0.913×10^{-3}
140	361.3	921.7	1.965	2 145	4 286	2 244	0.683	0.0301	0.197×10^{-3}	1.365×10^{-5}	1.24	1.02	0.970×10^{-3}
150	475.8	916.6	2.546	2 114	4 311	2 314	0.682	0.0316	0.183×10^{-3}	1.399×10^{-5}	1.16	1.02	1.025×10^{-3}
160	617.8	907.4	3.256	2 083	4 340	2 420	0.680	0.0331	0.170×10^{-3}	1.434×10^{-5}	1.09	1.05	1.145×10^{-3}
170	791.7	897.7	4.119	2 050	4 370	2 490	0.677	0.0347	0.160×10^{-3}	1.468×10^{-5}	1.03	1.05	1.178×10^{-3}
180	1 002.1	887.3	5.153	2 015	4 410	2 590	0.673	0.0364	0.150×10^{-3}	1.502×10^{-5}	0.983	1.07	1.210×10^{-3}
190	1 254.4	876.4	6.388	1 979	4 460	2 710	0.669	0.0382	0.142×10^{-3}	1.537×10^{-5}	0.947	1.09	1.280×10^{-3}
200	1 553.8	864.3	7.852	1 941	4 500	2 840	0.663	0.0401	0.134×10^{-3}	1.571×10^{-5}	0.910	1.11	1.350×10^{-3}
220	2 318	840.3	11.60	1 859	4 610	3 110	0.650	0.0442	0.122×10^{-3}	1.641×10^{-5}	0.865	1.15	1.520×10^{-3}
240	3 344	813.7	16.73	1 767	4 760	3 520	0.632	0.0487	0.111×10^{-3}	1.712×10^{-5}	0.836	1.24	1.720×10^{-3}
260	4 688	783.7	23.69	1 663	4 970	4 070	0.609	0.0540	0.102×10^{-3}	1.788×10^{-5}	0.832	1.35	2.000×10^{-3}
280	6 412	750.8	33.15	1 544	5 280	4 835	0.581	0.0605	0.094×10^{-3}	1.870×10^{-5}	0.854	1.49	2.380×10^{-3}
300	8 581	713.8	46.15	1 405	5 750	5 980	0.548	0.0695	0.086×10^{-3}	1.965×10^{-5}	0.902	1.69	2.950×10^{-3}
320	11 274	667.1	64.57	1 239	6 540	7 900	0.509	0.0836	0.078×10^{-3}	2.084×10^{-5}	1.00	1.97	—
340	14 586	610.5	92.62	1 028	8 240	11 870	0.469	0.110	0.070×10^{-3}	2.255×10^{-5}	1.23	2.43	—
360	18 651	528.3	144.0	720	14 690	25 800	0.427	0.178	0.060×10^{-3}	2.571×10^{-5}	2.06	3.73	—
374.14	22 090	317.0	317.0	0	—	—	—	—	0.043×10^{-3}	4.313×10^{-5}	—	—	—

Anexo 7.

Propiedades de líquido y vapor saturado del refrigerante amoníaco [46].

Refrigerant 717 (Ammonia) Properties of Saturated Liquid and Saturated Vapor

Temp.,* °C	Pres- sure, MPa	Density, kg/m ³ Liquid	Volume, m ³ /kg Vapor	Enthalpy, kJ/kg		Entropy, kJ/(kg·K)		Specific Heat <i>c_p</i> , kJ/(kg·K)		<i>c_p</i> / <i>c_v</i>	Velocity of Sound, m/s		Viscosity, μPa·s		Thermal Cond., mW/(m·K)		Surface Tension, mN/m	Temp.,* °C
				Liquid	Vapor	Liquid	Vapor	Liquid	Vapor		Liquid	Vapor	Liquid	Vapor	Liquid	Vapor		
-77.65*	0.00609	732.9	15.602	-143.15	1341.23	-0.4716	7.1213	4.202	2.063	1.325	2124	354.1	559.6	6.84	819.0	19.64	62.26	-77.65
-70	0.01094	724.7	9.0079	-110.81	1355.55	-0.3094	6.9088	4.245	2.086	1.327	2051	360.5	475.0	7.03	792.1	19.73	59.10	-70
-60	0.02189	713.6	4.7057	-68.06	1373.73	-0.1040	6.6602	4.303	2.125	1.330	1967	368.4	391.3	7.30	757.0	19.93	55.05	-60
-50	0.04084	702.1	2.6277	-24.73	1391.19	0.0945	6.4396	4.360	2.178	1.335	1890	375.6	328.9	7.57	722.3	20.24	51.11	-50
-40	0.07169	690.2	1.5533	19.17	1407.76	0.2867	6.2425	4.414	2.244	1.342	1816	382.2	281.2	7.86	688.1	20.64	47.26	-40
-38	0.07971	687.7	1.4068	28.01	1410.96	0.3245	6.2056	4.424	2.259	1.343	1802	383.4	273.1	7.92	681.4	20.73	46.51	-38
-36	0.08845	685.3	1.2765	36.88	1414.11	0.3619	6.1694	4.434	2.275	1.345	1787	384.6	265.3	7.98	674.6	20.83	45.75	-36
-34	0.09795	682.8	1.1604	45.77	1417.23	0.3992	6.1339	4.444	2.291	1.347	1773	385.8	257.9	8.03	667.9	20.93	45.00	-34
-33.33 ^b	0.10133	682.0	1.1242	48.76	1418.26	0.4117	6.1221	4.448	2.297	1.348	1768	386.2	255.5	8.05	665.7	20.97	44.75	-33.33
-32	0.10826	680.3	1.0567	54.67	1420.29	0.4362	6.0992	4.455	2.308	1.349	1759	387.0	250.8	8.09	661.3	21.04	44.26	-32
-30	0.11943	677.8	0.96396	63.60	1423.31	0.4730	6.0651	4.465	2.326	1.351	1744	388.1	244.1	8.15	654.6	21.15	43.52	-30
-28	0.13151	675.3	0.88082	72.55	1426.28	0.5096	6.0317	4.474	2.344	1.353	1730	389.2	237.6	8.21	648.0	21.26	42.78	-28
-26	0.14457	672.8	0.80614	81.52	1429.21	0.5460	5.9989	4.484	2.363	1.355	1716	390.2	231.4	8.27	641.5	21.38	42.05	-26
-24	0.15864	670.3	0.73896	90.51	1432.08	0.5821	5.9667	4.494	2.383	1.358	1702	391.2	225.5	8.33	634.9	21.51	41.32	-24
-22	0.17379	667.7	0.67840	99.52	1434.91	0.6180	5.9351	4.504	2.403	1.360	1687	392.2	219.8	8.39	628.4	21.63	40.60	-22
-20	0.19008	665.1	0.62373	108.55	1437.68	0.6538	5.9041	4.514	2.425	1.363	1673	393.2	214.4	8.45	622.0	21.77	39.88	-20
-18	0.20756	662.6	0.57428	117.60	1440.39	0.6893	5.8736	4.524	2.446	1.365	1659	394.1	209.2	8.51	615.5	21.90	39.16	-18
-16	0.22630	660.0	0.52949	126.67	1443.06	0.7246	5.8437	4.534	2.469	1.368	1645	395.0	204.2	8.57	609.1	22.05	38.45	-16
-14	0.24637	657.3	0.48885	135.76	1445.66	0.7597	5.8143	4.543	2.493	1.371	1631	395.8	199.3	8.63	602.8	22.19	37.74	-14
-12	0.26782	654.7	0.45192	144.88	1448.21	0.7946	5.7853	4.553	2.517	1.375	1616	396.7	194.7	8.69	596.4	22.35	37.04	-12
-10	0.29071	652.1	0.41830	154.01	1450.70	0.8293	5.7569	4.564	2.542	1.378	1602	397.5	190.2	8.75	590.1	22.50	36.34	-10
-8	0.31513	649.4	0.38767	163.16	1453.14	0.8638	5.7289	4.574	2.568	1.382	1588	398.2	185.9	8.81	583.9	22.67	35.65	-8
-6	0.34114	646.7	0.35970	172.34	1455.51	0.8981	5.7013	4.584	2.594	1.385	1574	398.9	181.7	8.87	577.7	22.83	34.96	-6
-4	0.36880	644.0	0.33414	181.54	1457.81	0.9323	5.6741	4.595	2.622	1.389	1559	399.6	177.7	8.93	571.5	23.00	34.27	-4
-2	0.39819	641.3	0.31074	190.76	1460.06	0.9662	5.6474	4.606	2.651	1.393	1545	400.2	173.8	8.99	565.3	23.18	33.59	-2
0	0.42938	638.6	0.28930	200.00	1462.24	1.0000	5.6210	4.617	2.680	1.398	1531	400.8	170.1	9.06	559.2	23.37	32.91	0
2	0.46246	635.8	0.26962	209.27	1464.35	1.0336	5.5951	4.628	2.710	1.402	1516	401.4	166.5	9.12	553.1	23.55	32.24	2
4	0.49748	633.1	0.25153	218.55	1466.40	1.0670	5.5695	4.639	2.742	1.407	1502	401.9	162.9	9.18	547.1	23.75	31.57	4
6	0.53453	630.3	0.23489	227.87	1468.37	1.1003	5.5442	4.651	2.774	1.412	1487	402.4	159.5	9.24	541.1	23.95	30.91	6
8	0.57370	627.5	0.21956	237.20	1470.28	1.1334	5.5192	4.663	2.807	1.417	1473	402.8	156.2	9.30	535.1	24.15	30.24	8
10	0.61505	624.6	0.20543	246.57	1472.11	1.1664	5.4946	4.676	2.841	1.422	1458	403.2	153.0	9.36	529.1	24.37	29.59	10
12	0.65866	621.8	0.19237	255.95	1473.88	1.1992	5.4703	4.689	2.877	1.428	1443	403.6	149.9	9.43	523.2	24.58	28.94	12
14	0.70463	618.9	0.18031	265.37	1475.56	1.2318	5.4463	4.702	2.913	1.434	1429	403.9	146.9	9.49	517.3	24.81	28.29	14
16	0.75303	616.0	0.16914	274.81	1477.17	1.2643	5.4226	4.716	2.951	1.440	1414	404.2	144.0	9.55	511.5	25.04	27.65	16
18	0.80395	613.1	0.15879	284.28	1478.70	1.2967	5.3991	4.730	2.990	1.446	1399	404.4	141.1	9.61	505.6	25.27	27.01	18
20	0.85748	610.2	0.14920	293.78	1480.16	1.3289	5.3759	4.745	3.030	1.453	1384	404.6	138.3	9.68	499.9	25.52	26.38	20
22	0.91369	607.2	0.14029	303.31	1481.53	1.3610	5.3529	4.760	3.071	1.460	1370	404.8	135.6	9.74	494.1	25.77	25.75	22
24	0.97268	604.3	0.13201	312.87	1482.82	1.3929	5.3301	4.776	3.113	1.468	1355	404.9	133.0	9.80	488.4	26.03	25.12	24
26	1.03450	601.3	0.12431	322.47	1484.02	1.4248	5.3076	4.793	3.158	1.475	1340	404.9	130.4	9.87	482.7	26.29	24.50	26
28	1.09930	598.2	0.11714	332.09	1485.14	1.4565	5.2853	4.810	3.203	1.484	1324	405.0	127.9	9.93	477.0	26.57	23.89	28
30	1.16720	595.2	0.11046	341.76	1486.17	1.4881	5.2631	4.828	3.250	1.492	1309	404.9	125.5	10.00	471.4	26.85	23.28	30
32	1.23820	592.1	0.10422	351.45	1487.11	1.5196	5.2412	4.847	3.299	1.501	1294	404.8	123.1	10.06	465.7	27.14	22.67	32
34	1.31240	589.0	0.09840	361.19	1487.95	1.5509	5.2194	4.867	3.349	1.510	1279	404.7	120.7	10.13	460.1	27.43	22.07	34
36	1.39000	585.8	0.09296	370.96	1488.70	1.5822	5.1978	4.888	3.401	1.520	1263	404.5	118.4	10.19	454.6	27.74	21.47	36
38	1.47090	582.6	0.08787	380.78	1489.36	1.6134	5.1763	4.909	3.455	1.530	1248	404.3	116.2	10.26	449.1	28.05	20.88	38
40	1.55540	579.4	0.08310	390.64	1489.91	1.6446	5.1549	4.932	3.510	1.541	1232	404.0	114.0	10.33	443.5	28.38	20.29	40
42	1.64350	576.2	0.07863	400.54	1490.36	1.6756	5.1337	4.956	3.568	1.553	1216	403.7	111.9	10.39	438.0	28.71	19.71	42
44	1.73530	572.9	0.07445	410.48	1490.70	1.7065	5.1126	4.981	3.628	1.565	1201	403.3	109.8	10.46	432.6	29.06	19.13	44
46	1.83100	569.6	0.07052	420.48	1490.94	1.7374	5.0915	5.007	3.691	1.577	1185	402.9	107.8	10.53	427.1	29.41	18.56	46
48	1.93050	566.3	0.06682	430.52	1491.06	1.7683	5.0706	5.034	3.756	1.591	1169	402.4	105.8	10.60	421.7	29.78	17.99	48
50	2.03400	562.9	0.06335	440.62	1491.07	1.7990	5.0497	5.064	3.823	1.605	1153	401.9	103.8	10.67	416.3	30.16	17.43	50
55	2.31110	554.2	0.05554	466.10	1490.57	1.8758	4.9977	5.143	4.005	1.643	1112	400.3	99.0	10.86	402.9	31.16	16.04	55
60	2.61560	545.2	0.04880	491.97	1489.27	1.9523	4.9458	5.235	4.208	1.687	1070	398.3	94.5	11.05	389.6	32.26	14.69	60
65	2.94910	536.0	0.04296	518.26	1487.09	2.0288	4.8939	5.341	4.438	1.739	1028	396.0	90.1	11.25	376.4	33.47	13.37	65
70	3.31350	526.3	0.03787	545.04	1483.94	2.1054	4.8415	5.465	4.699	1.799	984	393.3	85.9	11.47	363.2	34.80	12.08	70
75	3.71050	516.2	0.03342	572.37	1479.72	2.1823	4.7885	5.610	5.001	1.870	940	390.1	81.9	11.70	350.2	36.30	10.83	75
80	4.14200	505.7	0.02951	600.34	1474.31	2.2596	4.7344	5.784	5.355	1.955	895	386.5	78.0	11.95	337.1	38.00	9.61	80
85	4.61000	494.5	0.02606	629.04	1467.53	2.3377	4.6789	5.993	5.777	2.058	848	382.5	74.2	12.23	324.1	39.95	8.44	85
90	5.11670	482.8	0.02300	658.61	1459.19	2.4168	4.6213	6.250	6.291	2.187	800	377.9	70.5	12.55	311.0	42.24	7.30	90
95	5.66430	470.2	0.02027	689.19	1449.01	2.4973	4.5612	6.573	6.933	2.349	751	372.7	66.8	12.91	297.9	44.99	6.20	95
100	6.25530	456.6	0.01782	721.00	1436.63	2.5797	4.4975											

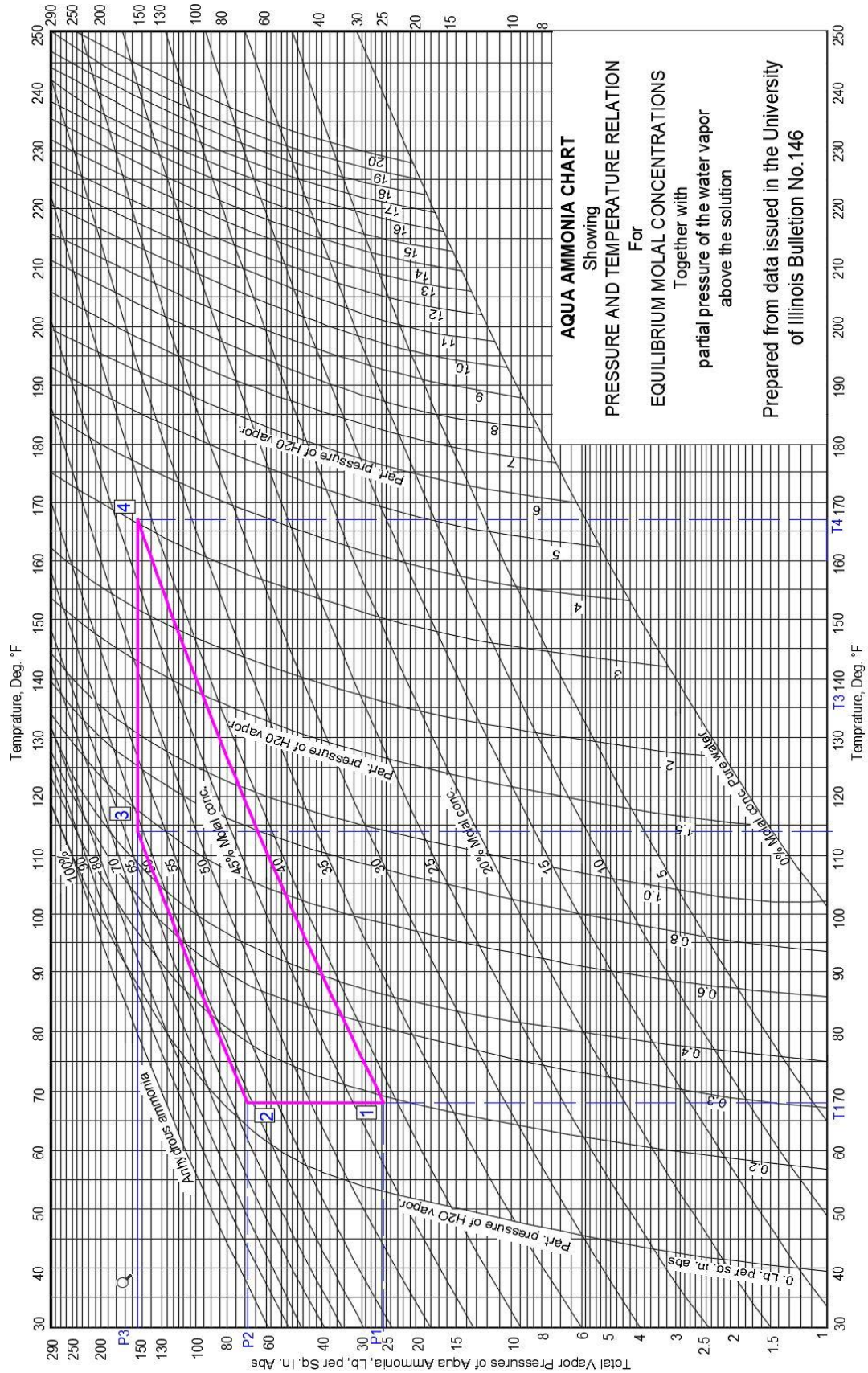
Anexo 8.

Propiedades de vapor sobrecalentado del amoniaco [47].

T °C	v m ³ /kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/kg · K	v m ³ /kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/kg · K
$p = 12.0 \text{ bar} = 1.20 \text{ MPa}$ ($T_{\text{sat}} = 30.94^\circ\text{C}$)				$p = 14.0 \text{ bar} = 1.40 \text{ MPa}$ ($T_{\text{sat}} = 36.26^\circ\text{C}$)				
Sat.	0.10751	1337.52	1466.53	4.9625	0.09231	1339.56	1468.79	4.9050
40	0.11287	1359.73	1495.18	5.0553	0.09432	1349.29	1481.33	4.9453
60	0.12378	1404.54	1553.07	5.2347	0.10423	1396.97	1542.89	5.1360
80	0.13387	1445.91	1606.56	5.3906	0.11324	1440.06	1598.59	5.2984
100	0.14347	1485.55	1657.71	5.5315	0.12172	1480.79	1651.20	5.4433
120	0.15275	1524.41	1707.71	5.6620	0.12986	1520.41	1702.21	5.5765
140	0.16181	1563.09	1757.26	5.7850	0.13777	1559.63	1752.52	5.7013
160	0.17072	1601.95	1806.81	5.9021	0.14552	1598.92	1802.65	5.8198
180	0.17950	1641.23	1856.63	6.0145	0.15315	1638.53	1852.94	5.9333
200	0.18819	1681.05	1906.87	6.1230	0.16068	1678.64	1903.59	6.0427
220	0.19680	1721.50	1957.66	6.2282	0.16813	1719.35	1954.73	6.1485
240	0.20534	1762.63	2009.04	6.3303	0.17551	1760.72	2006.43	6.2513
260	0.21382	1804.48	2061.06	6.4297	0.18283	1802.78	2058.75	6.3513
280	0.22225	1847.04	2113.74	6.5267	0.19010	1845.55	2111.69	6.4488
$p = 16.0 \text{ bar} = 1.60 \text{ MPa}$ ($T_{\text{sat}} = 41.03^\circ\text{C}$)				$p = 18.0 \text{ bar} = 1.80 \text{ MPa}$ ($T_{\text{sat}} = 45.38^\circ\text{C}$)				
Sat.	0.08079	1340.97	1470.23	4.8542	0.07174	1341.88	1471.01	4.8086
60	0.08951	1389.06	1532.28	5.0461	0.07801	1380.77	1521.19	4.9627
80	0.09774	1434.02	1590.40	5.2156	0.08565	1427.79	1581.97	5.1399
100	0.10539	1475.93	1644.56	5.3648	0.09267	1470.97	1637.78	5.2937
120	0.11268	1516.34	1696.64	5.5008	0.09931	1512.22	1690.98	5.4326
140	0.11974	1556.14	1747.72	5.6276	0.10570	1552.61	1742.88	5.5614
160	0.12663	1595.85	1798.45	5.7475	0.11192	1592.76	1794.23	5.6828
180	0.13339	1635.81	1849.23	5.8621	0.11801	1633.08	1845.50	5.7985
200	0.14005	1676.21	1900.29	5.9723	0.12400	1673.78	1896.98	5.9096
220	0.14663	1717.18	1951.79	6.0789	0.12991	1715.00	1948.83	6.0170
240	0.15314	1758.79	2003.81	6.1823	0.13574	1756.85	2001.18	6.1210
260	0.15959	1801.07	2056.42	6.2829	0.14152	1799.35	2054.08	6.2222
280	0.16599	1844.05	2109.64	6.3809	0.14724	1842.55	2107.58	6.3207

Anexo 9.

Diagrama Amoniaco-Agua [8].



Anexo 10.

Absortividad y emisividad de algunas superficies [39].

Comparación de la absortividad solar α_s de algunas superficies con su emisividad ϵ a la temperatura ambiente

Superficie	α_s	ϵ
Aluminio		
Pulido	0.09	0.03
Anodizado	0.14	0.84
Hoja	0.15	0.05
Cobre		
Pulido	0.18	0.03
Desiustrado	0.65	0.75
Acero inoxidable		
Pulido	0.37	0.60
Opaco	0.50	0.21
Metales plateados		
Óxido negro de níquel	0.92	0.08
Cromo negro	0.87	0.09
Concreto	0.60	0.88
Mármol blanco	0.46	0.95
Ladrillo rojo	0.63	0.93
Asfalto	0.90	0.90
Pintura negra	0.97	0.97
Pintura blanca	0.14	0.93
Nieve	0.28	0.97
Piel humana (caucásica)	0.62	0.97

Anexo 11.

Propiedades de radiación solar de los materiales [39].

Propiedades relativas a la radiación solar de los materiales

Descripción/composición	Absortividad solar, α_s	Emisividad, ϵ , a 300 K	Relación, α_s/ϵ	Transmisividad solar, τ_s
Aluminio				
Pulido	0.09	0.03	3.0	
Anodizado	0.14	0.84	0.17	
Con capa adicional de cuarzo	0.11	0.37	0.30	
Hoja	0.15	0.05	3.0	
Ladrillo rojo (Purdue)	0.63	0.93	0.68	
Concreto	0.60	0.88	0.68	
Lámina metálica galvanizada				
Limpia, nueva	0.65	0.13	5.0	
Oxidada, con acción de la intemperie	0.80	0.28	2.9	
Vidrio, espesor de 3.2 mm				
Flotado o templado				0.79
Tipo al bajo óxido de hierro				0.88
Mármol, ligeramente blanqueado (no reflector)	0.40	0.88	0.45	
Metal, con chapa				
Sulfuro negro	0.92	0.10	9.2	
Óxido negro de cobalto	0.93	0.30	3.1	
Óxido negro de níquel	0.92	0.08	11	
Cromo negro	0.87	0.09	9.7	
Mylar, espesor de 0.13 mm				0.87
Pinturas				
Negra (Parsons)	0.98	0.98	1.0	
Blanca, acrílica	0.26	0.90	0.29	
Blanca, óxido de zinc	0.16	0.93	0.17	
Papel blanco	0.27	0.83	0.32	
Plexiglas, espesor de 3.2 mm				0.90
Porcelana, losetas de porcelana, blancas (superficie vidriada reflectora)	0.26	0.85	0.30	
Tejas para techo, rojo brillante				
Superficie seca	0.65	0.85	0.76	
Superficie mojada	0.88	0.91	0.96	
Arena seca				
Blanqueada	0.52	0.82	0.63	
Roja mate	0.73	0.86	0.82	
Nieve				
Partículas finas, recién caídas	0.13	0.82	0.16	
Gránulos de hielo	0.33	0.89	0.37	
Acero				
Acabado de espejo	0.41	0.05	8.2	
Intensamente herrumbroso	0.89	0.92	0.96	
Piedra (rosa claro)	0.65	0.87	0.74	
Tedlar, espesor de 0.10 mm				0.92
Teflón, espesor de 0.13 mm				0.92
Madera	0.59	0.90	0.66	

Anexo 12.

Velocidad promedio anual del viento, Quito [48].

MES	EVAPORACION (mm)		NUBOSIDAD MEDIA (Octas)	VELOCIDAD MEDIA Y FRECUENCIAS DE VIENTO																Vel Mayor Observada (m/s)	VELOCIDAD MEDIA			
	Suma	Máxima en		N		NE		E		SE		S		SW		W		NW				CALMA % %	Nro OBS	
	Mensual	24hrs da		(m/s)	%	(m/s)	%	(m/s)	%	(m/s)	%	(m/s)	%	(m/s)	%	(m/s)	%	(m/s)	%					
ENERO	70.9			1.4	5	1.9	9	1.0	4	1.4	18	1.5	14	1.4	8	3.0	1	2.0	2	39	93	4.0	S	2.1
FEBRERO	80.0			1.8	6	1.0	4	1.8	6	1.6	11	1.7	26	1.6	11	2.5	2	2.0	2	32	84	3.0	S	1.8
MARZO	115.4	6.3	1	1.8	7	1.2	5	1.3	8	1.6	10	1.5	15	1.8	11	2.0	3	2.0	5	37	93	4.0	SE	2.2
ABRIL	89.8			1.3	3	2.5	2	1.7	7	1.2	13	1.4	18	1.2	14	1.7	3	2.0	2	37	90	4.0	S	2.2
MAYO	92.0	5.3	6	2.0	3	1.0	1	0.0	0	1.1	8	1.5	25	1.4	15	1.2	3	1.5	2	43	93	4.0	S	1.8
JUNIO	59.7																							1.8
JULIO	65.4	4.0	18	0.0	0	1.0	1	0.0	0	1.5	16	1.4	32	1.7	24	0.0	0	1.0	2	25	93	4.0	SW	2.0
AGOSTO	66.0	3.1	28	0.0	0	0.0	0	0.0	0	1.3	7	1.4	37	1.4	22	0.0	0	1.0	2	33	93	3.0	S	1.8
SEPTIEMBRE	97.8	5.1	27	2.0	1	1.8	7	2.0	2	1.7	12	1.5	42	1.2	14	0.0	0	2.0	1	20	90	4.0	S	2.2
OCTUBRE	98.2	4.8	27	0.0	0	1.2	13	2.0	4	1.8	11	1.3	37	1.3	13	1.5	2	0.0	0	20	93	3.0	SE	2.4
NOVIEMBRE	111.7	7.1	29	2.7	3	1.5	12	1.5	2	1.5	17	1.6	22	1.5	18	2.0	2	2.3	4	19	90	4.0	N	2.6
DICIEMBRE	115.8			2.0	5	1.7	8	1.3	9	1.3	13	1.6	14	1.4	15	1.7	3	3.5	2	31	93	4.0	NW	2.8
VALOR ANUAL	1062.7																							2.0

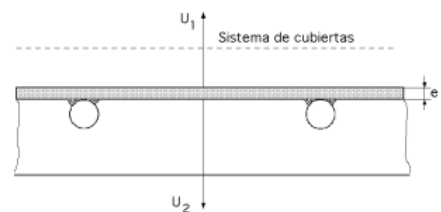
Anexo 13.

Configuración de tubos y placa absorbente para colectores [49].

a) $U_C = U_1 + U_2$

$$F = \frac{1}{\frac{L U_C}{p d_i h_{CF}} + \frac{L U_C}{C_{soldadura}} + \frac{L}{d_e + (L - d_e) h}}$$

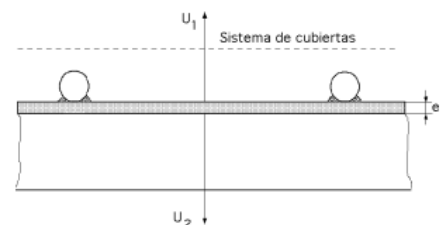
$$h = \frac{T h \sqrt{Bi}}{\sqrt{Bi}}$$



b) $U_C = U_1 + U_2$

$$F = \frac{1}{\frac{L U_C}{p d_i h_{CF}} + \frac{d_e}{L} + \frac{1}{\frac{L U_C}{C_{soldadura}} + \frac{L}{(L - d_e) h}}}$$

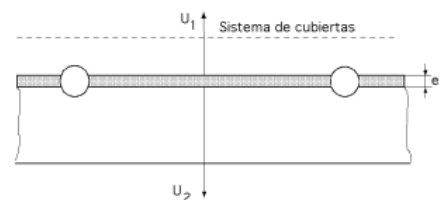
$$h = \frac{T h \sqrt{Bi}}{\sqrt{Bi}}$$



c) $U_C = U_1 + U_2$

$$F = \frac{1}{\frac{L U_C}{p d_i h_{CF}} + \frac{L}{d_e + (L - d_e) h}}$$

$$h = \frac{T h \sqrt{Bi}}{\sqrt{Bi}}$$



Anexo 14.

Coeficientes de correlación de Zhukaukas [50].

Re_p	C	m
1 - 40	0.75	0.4
40 - 1000	0.51	0.5
$10^3 - 2 \cdot 10^5$	0.26	0.6
$2 \cdot 10^5 - 10^6$	0.076	0.7

Anexo 15.

Características del termómetro infrarrojo.

Features:

Measuring range	-50~380 °C (-58~716 °F)
Accuracy	± 1.5 °C / ± 1.5 %
Resolution	0.1 °C or 0.1 °F
Distance spot ratio	12:1
Emissivity	0.95 (fixed)
°C / °F unit selectable	
Auto power off & Data Hold	
Laser ON/OFF selectable	
Backlight ON/OFF selectable	
1.5 V AAA battery x 2PCS	

Anexo 16.

Datos obtenidos.

HORA	30 de Julio			31 de Julio		
	Radiacion (W/m ²)	T (°C)	Presión (PSI)	Radiacion (W/m ²)	T (°C)	Presión (PSI)
6:00	22,01	6	5	10,26	22	40
7:00	164,55	10	20	40,38	25	50
8:00	235,87	25	52	91,73	26	53
9:00	333,27	29	53	252,08	27	55
10:00	559,39	34	60	423,21	27	55
11:00	335,79	44	80	816,78	53	100
12:00	753,98	54	110	526,21	64	150
13:00	799,96	76	170	300,26	55	90
14:00	375,5	53	110	405,37	50	80
15:00	426,62	36	65	335,2	38	68
16:00	140,5	32	55	166,49	33	60
17:00	11,52	31	50	61,65	32	57
18:00	1,94	30	50	0,66	31	55

Anexo 17.

Datos obtenidos 30 de Julio.

HORA	Temperatura ambiente (°C)	Temperatura cámara (°C)
0:00	10	9,8
1:00	10	9,6
2:00	10	9,3
3:00	10	8
4:00	10	7,9
5:00	12	7,5
6:00	13	8
7:00	13	9
8:00	14	9,9
9:00	14	12
10:00	16	15
11:00	16	16
12:00	18	16,3
13:00	19	16,7
14:00	18	17
15:00	17	16,7
16:00	16	15,6
17:00	15	14,8
18:00	15	14,8
19:00	13	13
20:00	11	10,8
21:00	11	10,6
22:00	11	10,2
23:00	11	10

Anexo 18.

Construcción del colector tipo parrilla.



Anexo 19.

Condensador de aluminio.



Anexo 20.

Cámara de conservación.



Anexo 21.

Estructura de soporte.



Anexo 22.

Montaje del equipo de refrigeración.



Anexo 23.

Equipo de refrigeración.



Anexo 24.

Vista frontal del equipo de refrigeración.



Anexo 25.

Vista posterior del equipo de refrigeración.



Anexo 26.

Toma de datos.

