

**UNIVERSIDAD CATÓLICA SANTO TORIBIO DE MOGROVEJO**  
**FACULTAD DE INGENIERÍA**  
**ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA Y ELÉCTRICA**



**Diseño y simulación del sistema refrigeración por absorción para  
conservar alimentos domésticos en zonas rurales que no tienen  
energía eléctrica**

**TESIS PARA OPTAR EL TÍTULO DE  
INGENIERO MECÁNICO ELÉCTRICO**

**AUTOR**

**Jose Santiago Albines Chuna**

**ASESOR**

**Lucio Antonio Llontop Mendoza**

<https://orcid.org/0000-0002-2561-0126>

**Chiclayo 2024**

**Diseño y simulación del sistema refrigeración por absorción  
para conservar alimentos domésticos en zonas rurales que no  
tienen energía eléctrica**

PRESENTADA POR

**Jose Santiago Albines Chuna**

A la Facultad de Ingeniería de la  
Universidad Católica Santo Toribio de Mogrovejo  
para optar el título de

**INGENIERO MECÁNICO ELÉCTRICO**

APROBADA POR

Alejandro Segundo Vera Lázaro

PRESIDENTE

Jony Villalobos Cabrera

SECRETARIO

Lucio Antonio Llontop Mendoza

VOCAL

## **Dedicatoria**

A Dios y a mis padres porque, con su ayuda, se lograron las metas propuestas y nunca dejaron que me rindiera.

A mi Madrecita Fabiola quien siempre nos apoyó y motivó a hacer el bien.

## **Agradecimientos**

A Dios, por siempre ayudarme y, sobre todo, cuando más lo necesito.

A mis padres, quienes con su ejemplo de vida inspiran mis ideales.

A todos mis maestros, quienes fueron pilares importantes para mi formación profesional y espiritual.

Y a mis amistades, porque me acompañaron en este arduo camino, en la búsqueda del bien común.

# Diseño y simulación del sistema refrigeración por absorción para conservar alimentos domésticos en zonas rurales que no tienen energía eléctrica

## INFORME DE ORIGINALIDAD

21%	17%	3%	12%
INDICE DE SIMILITUD	FUENTES DE INTERNET	PUBLICACIONES	TRABAJOS DEL ESTUDIANTE

## FUENTES PRIMARIAS

1	Submitted to Universidad Católica Santo Toribio de Mogrovejo	6%
	Trabajo del estudiante	
2	docplayer.es	1%
	Fuente de Internet	
3	hdl.handle.net	1%
	Fuente de Internet	
4	tesis.usat.edu.pe	1%
	Fuente de Internet	
5	repositorio.utc.edu.ec	1%
	Fuente de Internet	
6	sired.udenar.edu.co	1%
	Fuente de Internet	
7	revistanuberoja.com	1%
	Fuente de Internet	
8	1library.co	<1%
	Fuente de Internet	
9	doi.org	<1%
	Fuente de Internet	
10	Submitted to Deakin University	<1%
	Trabajo del estudiante	

## Índice

Resumen .....	12
Abstract.....	13
I. INTRODUCCIÓN.....	14
SITUACIÓN PROBLEMÁTICA.....	15
FORMULACIÓN PROBLEMÁTICA.....	15
II. OBJETIVOS.....	16
2.1. OBJETIVO GENERAL .....	16
2.2. OBJETIVOS ESPECÍFICOS:.....	16
III. JUSTIFICACIÓN.....	16
3.1. EL SOCIAL:.....	16
3.2. ECONÓMICO:.....	16
3.3. TECNOLÓGICO:.....	16
3.4. AMBIENTAL: .....	16
IV. MARCO TEÓRICO .....	17
4.1. ANTECEDENTES .....	17
4.2. BASES TEÓRICAS .....	18
4.2.1. DESCRIPCIÓN DE UN SISTEMA DE REFRIGERACIÓN .....	18
4.2.2. PRINCIPIO DE FUNCIONAMIENTO .....	18
4.2.3. PARTES DEL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN	19
4.2.4. CLASIFICACIÓN DE LAS MÁQUINAS DE ABSORCIÓN.....	19
4.2.4.1. APLICACIÓN .....	20
4.2.4.2. FUENTES DE ENERGÍA.....	20
4.2.4.3. TAMAÑO DE LA MÁQUINA DE ABSORCIÓN .....	20
4.2.4.4. FLUÍDO DE TRABAJO DE LA MÁQUINA DE ABSORCIÓN.....	20
4.2.5. PROBLEMAS DE FUNCIONAMIENTO.....	22
4.2.5.1. CRISTALIZACIÓN Y REFRIGERACIÓN DEL ABSORBENTE. .	22
4.2.5.2. PERDIDAS DE CARGA .....	23
4.2.5.3. CORROSIÓN Y COMPATIBILIDAD DE MATERIALES .....	23
4.2.5.4. PRESIÓN HIDROSTÁTICA.....	24
4.2.6. TIPOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR.....	24
4.2.6.1. TRANSFERENCIA DE CALOR POR CONDUCCIÓN .....	24
4.2.6.2. Transferencia de calor por Convección:.....	24

4.2.6.3.	Transferencia de calor por Radiación.....	25
4.2.7.	CARGAS TÉRMICAS.....	25
4.2.7.1.	CÁLCULO DE LA CARGA TÉRMICA Q1.....	25
4.2.7.2.	CÁLCULO DE LA CARGA TÉRMICA Q2.....	26
4.2.7.3.	CÁLCULO DE LA CARGA Q3:.....	27
4.2.7.4.	CÁLCULO DE LA CARGA Q4.....	27
4.2.8.	CALENTADORES SOLARES.....	29
4.2.8.1.	CALENTADORES SOLARES DE AGUA.....	29
4.2.8.2.	COLECTOR SOLAR PLANO.....	30
4.2.8.3.	FUNCIÓNAMIENTO DE UN CALENTADOR SOLAR.....	30
4.2.8.4.	BIOMASA.....	31
4.2.8.5.	FERMENTACIÓN METANOGENICA.....	31
4.2.8.5.1.	ETAPAS DE LA FERMENTACIÓN METANOGENICA.....	31
4.2.8.5.1.1.	HIDRÓLISIS.....	32
4.2.8.5.1.2.	TIPOS DE BIOMASA.....	32
4.2.8.5.1.3.	BIOMASA NATURAL.....	32
4.2.8.5.1.4.	BIOMASA RESIDUAL.....	32
4.2.8.5.1.5.	BIOMASA DE CULTIVOS ENERGÉTICOS.....	32
4.2.8.6.	COMBUSTIBLES.....	33
4.2.8.6.1.	GAS NATURAL.....	33
4.2.8.6.1.1.	CARACTERÍSTICAS GENERALES.....	33
4.2.8.6.1.2.	APLICACIONES.....	34
V.	EVALUACIÓN DE CONDICIONES AMBIENTALES DEL SECTOR RURAL.	36
5.1.	IDENTIFICACIÓN DE LA COMUNIDAD RURAL.....	36
5.2.	ESTUDIO DE LA RADIACIÓN EN LOS SECTORES DE MOTUPE, OLMOS Y JAYANCA.....	37
5.3.	SELECCIÓN Y ESTUDIO DEL DISTRITO DE JAYANCA.....	40
5.4.	CALCULO DE LA CARGA TÉRMICA.....	41
VI.	CÀLCULOS TERMODINÁMICOS.....	45
6.1.	CÁLCULOS DE FLUJOS MÁSCOS DENTRO DEL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN.....	50
6.2.	CÁLCULO DE CALORES ABSORBIDOS Y RECHAZADOS DENTRO DEL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN.....	52
VII.	DISEÑO DEL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN.....	54
7.1.1.	DIMENSIONES DEL EVAPORADOR.....	54

7.1.2.	DISEÑO MECÁNICO DEL CONDENSADOR.....	56
7.1.3.	DISEÑO MECÁNICO DEL GENERADOR.....	59
7.1.4.	DISEÑO MECÁNICO DEL ABSORBEDOR. ....	60
7.1.5.	DISEÑO MECÁNICO DEL RECTIFICADOR .....	62
VIII.	SIMULACIÓN DEL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN.....	64
8.1.	SIMULACIÓN DEL CONDENSADOR.....	64
8.2.	SIMULACIÓN DEL EVAPORADOR.....	65
8.3.	SIMULACIÓN CON EL PROGRAMA EES.....	67
IX.	EVALUACIÓN ECONÓMICA.....	72
	CONCLUSIONES.....	73
	Referencias .....	74
	ANEXOS .....	76

## LISTA DE FIGURAS

Figura 1: Diseño termodinámico de un sistema de refrigeración. _____	18
Figura 2: Calentador Solar. _____	29
Figura 3: Mapa de temperatura máxima promedio anual. _____	36
Figura 4: Mapa de radiación . _____	40
Figura 5: Diagrama de funcionamiento del sistema de refrigeración por absorción. ___	45
Figura 6: Datos de estado de cada parámetro del sistema de refrigeración. _____	46
Figura 7: Datos de estado de cada parámetro del sistema de refrigeración. _____	48
Figura 8: Resultados de las ecuaciones del programa EES. _____	48
Figura 9: Diseño del evaporador en SolidWorks _____	56
Figura 10: Diseño del Condensador _____	58
Figura 11: Diseño del tanque generador en SolidWorks _____	60
Figura 12: Diseño del absorbedor en SolidWorks _____	61
Figura 13: Diseño del rectificador. _____	62
Figura 14: Diagrama de funcionamiento del sistema de refrigeración por absorción. _	63
Figura 15: Vista tridimensional del diseño del sistema de refrigeración por absorción	63
Figura 16: Simulación del evaporador mostrando valores de temperatura. _____	64
Figura 17: Simulación del evaporador mostrando valores de presión. _____	64
Figura 18: Simulación del evaporador mostrando valores de velocidad. _____	65
Figura 19: Simulación del evaporador mostrando valores de presión. _____	66
Figura 20: Simulación del evaporador mostrando valores de velocidad. _____	66
Figura 21: Simulación del evaporador mostrando valores de temperatura. _____	67
Figura 22: Circuito del refrigerante en el sistema de refrigeración dados por defecto en el programa Coolpack. Fuente: Imagen extraída del programa EES. _____	68
Figura 23: Datos de entrada del simulador EES. Fuente: Imagen extraída del programa EES. _____	68
Figura 24: Datos ingresados al simulador EES. _____	69
Figura 25: Circuito del sistema de refrigeración con los valores de temperaturas y trabajos presentes. _____	70
Figura 26: Simulación con 95°C de entrada. _____	71
Figura 27: Valores del condensador con 32°C. _____	71

## LISTA DE TABLAS

Tabla 1: Cálculo rápido del calor transmitido en (Kcal/m <sup>2</sup> /24h) POLIURETANO EXPANDIDO	26
Tabla 2: Carga térmica en Kcal/m <sup>3</sup> (calor sensible +calor latente) para el enfriamiento del aire de renovación	27
Tabla 3: Cantidad de renovaciones necesarias en 24 horas a causa de la apertura de las puertas y la infiltración de aire en la cámara frigorífica.	27
Tabla 4: Temperatura de la cámara dependiendo de la entrada y salida de las personas.	27
Tabla 5: Tabla de productos y sus propiedades de refrigeración	28
Tabla 6: Valores de radiación y temperatura en la zona de Motupe.	37
Tabla 7: Parámetros de la zona de Olmos.	38
Tabla 8: Parámetros de la zona de Jayanca.	38
Tabla 9: Composición de los hogares, por área de residencia según característica seleccionada.	41
Tabla 10: Diferencia de temperatura según el espesor del aislamiento.	42
Tabla 11: Cargas térmicas en Kcal/m <sup>3</sup> .	43
Tabla 12: Cantidad de renovaciones de aire necesarias en 24 h.	43
Tabla 13: Cálculo de las cargas por producto según el alimento que consumirán los pobladores.	44
Tabla 14: Parámetros de los estados dentro del sistema de refrigeración por absorción.	49

## NOMENCLATURA

$Q_1$ : Carga por pérdidas en paredes

$Q_2$ : Carga por renovaciones

$Q_3$ : Carga por producto

$Q_4$ : Carga por presencia de motores o luces

$b$ : Espesor del aislante

$K_{aislante}$ : Conductividad térmica del aislante

$T_e$ : Temperatura del exterior

$T_{in}$ : Temperatura interna

$m$ : Flujo de masa

$\nu$ : Viscosidad cinemática del fluido

$g$ : Aceleración gravitacional

$Ra$ : Número de Rayleigh

$\beta$ : Coeficiente de expansión volumétrica

$Pr$ : Número de Prandtl

$Nu$ : Número de Nusselt

$k$ : Conductividad térmica

$L$ : Longitud

$A_s$ : Area superficial

$X$ : Título de la sustancia.

$h$ : Entalpía

$P$ : perímetro

$\Delta T$ : Diferencia de temperatura

$C_p$ : Capacidad de calor específico

$D_{in}$ : Diámetro interno

$D_{ext}$ : Diámetro externo

$T_{película}$ : Temperatura de película

$Q_{gen}$ : Calor absorbido por el generador

$Q_{rect}$ : Calor rechazado por el rectificador

$Q_{cond}$ : Calor rechazado por el condensador

$Q_{evap}$ : Calor absorbido por el generador

$Q_{abs}$ : Calor rechazado por el absorbedor

$V_{gen}$ : Volumen del generador

$V_{abs}$ : Volumen del absorbedor

Kcal: Kilocalorías de la carga térmica

N: Número de renovaciones del sistema de refrigeración

P: Presión

## Resumen

El impacto del calentamiento global no es una novedad, sin embargo, el problema se enfatiza más con los recientes cambios de temperatura repentinos, con las muertes en los continentes europeos, a causa de la elevada temperatura en estos sectores, Actualmente muchas zonas rurales de la costa tienen problemas con las elevadas temperaturas que hay en el supuesto invierno, y el verano va a ser mucho peor, la salud de las personas se verá afectada por las elevadas temperaturas, ocasionando que muchas personas presenten molestias a causa de la fatiga ocasionada por las elevadas temperaturas en sus hogares y trabajo. También los alimentos cumplen un rol importante, el impacto cuando abarca la alimentación, ocasionará que la salud de las personas empeore drásticamente y eso empeora con el detalle que muchas personas no cuentan con un servicio eléctrico para conservar alimentos.

La aplicación de esta tesis estuvo destinada a las zonas rurales, ya que, debido al incremento de la temperatura, en la época de verano, no se contaban con dispositivos para obtener una adecuada conservación de los alimentos. Cabe resaltar, que estos necesitan energía eléctrica y, a veces, muchos hogares no cuentan con todos los beneficios para tener acceso a la red eléctrica.

La presente tesis tuvo como finalidad el diseño de un sistema de refrigeración utilizando el método de absorción, el cual, con ayuda de energía térmica, redujo considerablemente el uso de energía eléctrica durante su operación.

Durante el funcionamiento del sistema de refrigeración por absorción, se empleó energía en forma de calor proveniente de la radiación solar. Esta energía permitió separar, en el generador el refrigerante del absorbente produciendo así, el desplazamiento de este por el sistema, el cual completó el ciclo termodinámico y logró enfriar la carga térmica determinada.

La carga térmica para refrigerar fue de 80 W y, posteriormente, se elaboraron cálculos de diseño para obtener las dimensiones de cada elemento del sistema de refrigeración. Esto permitió evaluar los estados de la sustancia de trabajo en cada parte de la máquina de absorción. Además, se hallaron los cálculos de flujo másico del refrigerante y del absorbente, siendo así 0,0710463 g/s del refrigerante y 0,2259272 g/s de la mezcla refrigerante-absorbente. En consecuencia, se calcularon las dimensiones para evaluar el diseño del sistema de refrigeración.

Ante ello, se elaboró un diseño con ayuda del programa SolidWorks y finalmente, la simulación del sistema de refrigeración en el programa EES.

**PALABRAS CLAVE:** Refrigeración por absorción, refrigeración sin consumo de energía eléctrica, conservación de alimentos rurales, refrigeración sostenible.

## Abstract

The impact of global warming is not a novelty; however, the issue is emphasized further by the recent sudden temperature changes, leading to deaths across European continents due to high temperatures in these areas. Currently, many rural coastal zones are facing problems with high temperatures during what should be winter, and the upcoming summer is expected to be even worse. People's health will be affected by these high temperatures, causing many to experience discomfort due to the fatigue induced by the extreme heat in their homes and workplaces.

Additionally, food plays a crucial role. The impact on food will result in a deterioration of people's health, significantly worsening due to the fact that many individuals do not have access to electrical services to preserve food.

The application of this thesis will be destined at rural areas, places where in the summer, with the increase in temperature, there are no devices to obtain adequate conservation of their food, because they need electricity and sometimes many households do not have all the benefits to access the electricity.

This thesis is about the design of a refrigeration system that uses the absorption method that reduces the use of electrical energy during its operation.

During the operation of the absorption cooling system, energy will be used in the form of heat from the solar radiation, which will allow the refrigerant to be separated from the absorbent in the generation stage, producing the displacement of the refrigerant through the system, which will complete the thermodynamic cycle and will manage to cool the determined thermal load.

The thermal load to be cooled will be 80 W and then they will be obtained in a detailed way. of more refrigerant and absorbent flow, thus being 0,0710463 g/s of the refrigerant and 0,2259272 g/s of the refrigerant-absorbent mixture. Subsequently, the dimensions can be calculated to determine the design of the cooling system.

A design was developed with the help of the SolidWorks program and, later, its simulation of the cooling system.

**Keywords:** Refrigeration by absorption, refrigeration without consumption of electrical energy, conservation of rural foods, sustainable refrigeration.

## I. INTRODUCCIÓN

“En la mayoría de las zonas rurales, así como en Los Laureles y los pueblos alejados de Perú, no hay mucho acceso al agua potable, Tampoco hay calefacción y muchas veces la energía eléctrica se distribuye de manera clandestina o en las noches, se aprovecha el uso de velas para poder alumbrar en lo nocturno.” [1]

“No es de menos esperar que esto tenga consecuencias negativas acerca de los hábitos de alimentación de la población rural, lo que podría poner en peligro su salud física y emocional.” [2]

“A pesar del progreso tecnológico, la población con menos recursos se vuelve vulnerable a causa de los problemas alimentarios.” [3]

“La temperatura del ambiente se involucra bastante en la preservación y multiplicación de los gérmenes encontrados en los alimentos, los cuales producen las intoxicaciones en el cuerpo humano.

Las bacterias se desarrollan rápidamente en los alimentos a temperaturas comprendidas entre los 5 y los 65 grados centígrados. En la mayoría de los casos, por encima de 65° C empiezan a cocinarse o entrar en un proceso de cocción y por debajo de 5° C se propaga la putrefacción.” [4]

“Esta es una apuesta con la suerte que se repite en más de 40 mil viviendas de la zona urbana y 21 mil de la zona rural de Piura sin conexión al Sistema Eléctrico Interconectado Nacional, de acuerdo con Electronoroeste (ENOSA), la distribuidora local de electricidad. A nivel nacional, las cifras no son alentadoras, la brecha rural es de 18,24% (281,503 viviendas) y en zonas urbanas la brecha es de 9,93% (471,752 viviendas) sin suministro eléctrico.” [1]

## **SITUACIÓN PROBLEMÁTICA**

Desde el verano del 2017, la región costa norte alcanzó una temperatura de 32°C. [5] muchas zonas rurales estuvieron sometidas a altas temperaturas y, la mayoría de ellos, no poseían un sistema de refrigeración para poder almacenar correctamente sus alimentos. Es necesario que los alimentos puedan estar entre las temperaturas menores a 5°C, ya que, entre 10°C y 65°C las bacterias, alimentos y hongos tienen las condiciones favorables virus. A partir de 65°C, los alimentos pueden entrar en un proceso de cocción y, a niveles inferiores de 5°C pueden almacenarse para refrigeración. Sin embargo, mientras no estén en esos márgenes, aumentará el riesgo de intoxicación alimentaria y aumentará la capacidad reproductora de patógenos. [6], Por otro lado, el 20% de zonas rurales del Perú no pueden tener acceso a la energía eléctrica [7] y, aunque existe la solución de poder usar paneles solares, la capacidad de refrigeración es, como mínimo, 120 W. Por lo tanto, surge la idea del diseño de un sistema de refrigeración por absorción, el mismo que no consume energía eléctrica, para que la población de las zonas rurales más pobres puedan refrigerar los alimentos que no pueden ser conservados.

## **FORMULACIÓN PROBLEMÁTICA**

¿Podrá un sistema de refrigeración por absorción conservar alimentos en las zonas rurales que no puedan tener acceso a la red eléctrica?

## **II. OBJETIVOS**

### **2.1.OBJETIVO GENERAL**

- Diseñar y simular del sistema refrigeración por absorción para conservar alimentos domésticos en zonas rurales que no tienen energía eléctrica

### **2.2.OBJETIVOS ESPECÍFICOS:**

- Evaluar las condiciones ambientales del sector rural y la carga térmica de los alimentos que estarán en conservación.
- Realizar los cálculos termodinámicos por absorción para conservar los alimentos domésticos.
- Diseñar el sistema de refrigeración por absorción.
- Simular el diseño del sistema de refrigeración.

## **III. JUSTIFICACIÓN**

### **3.1. EL SOCIAL:**

Un sistema de refrigeración por absorción permitirá una conservación de alimentos para la población de los sectores rurales, en donde se podrá aprovechar la energía solar que hay en su localización para poder conservar sus alimentos.

### **3.2. ECONÓMICO:**

El aprovechamiento de la energía solar y la energía mediante la combustión del biogás obtenido de los desperdicios del ganado podrá ayudar a conservar los alimentos usando energía renovable.

### **3.3. TECNOLÓGICO:**

Será un aporte innovador para las zonas rurales que no pertenezcan a la red eléctrica y necesiten un sistema de refrigeración que no necesite energía eléctrica para conservar sus alimentos.

### **3.4.AMBIENTAL:**

El uso de la energía renovable aporta en gran medida al cuidado del medio ambiente, y el aprovechamiento de la energía solar permitirá un ahorro en la energía eléctrica.

## IV. MARCO TEÓRICO

### 4.1. ANTECEDENTES

- a. En el estado de España (2013) se publicó un *paper* relacionado al sistema de refrigeración por absorción denominado: **“RENEWABLE AND SUSTAINABLE ENERGY REVIEWS”** en el cual se desarrolló el sistema de refrigeración por absorción con la finalidad de proporcionar un sistema de aire acondicionado a un edificio, en este trabajo se usaron diferentes bombas, y un sistema de refrigeración complejo para cada salón. [8]
  
- b. Mauricio Ernesto Cañadas Navarro, (2010) desarrolló un trabajo de investigación denominado **“DISEÑO DE UN REFRIGERADOR POR ABSORCIÓN PARA USO DIDÁCTICO”** en el cual elaborada un sistema de refrigeración pequeño basándose en análisis termodinámicos y mecánicos para poder diseñar su sistema de refrigeración con la finalidad de que las personas pudieran entender como era el ciclo de un sistema de refrigeración y cómo funcionaba. [9]
  
- c. Yovan Carlos Mamani Flores (2015) propuso un **“DISEÑO DE UN SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO POR ABSORCIÓN APLICADO AL CENTRO DE DISEÑO DE INGENIERÍA MECÁNICA”**. En el cual fundamentaba un sistema de refrigeración destinado al aprendizaje en el laboratorio de dicha universidad. [10]

## 4.2. BASES TEÓRICAS

### 4.2.1. DESCRIPCIÓN DE UN SISTEMA DE REFRIGERACIÓN

Como lo indica su nombre estos sistemas implican la absorción del refrigerante, en este caso el amoníaco, el cual necesita un medio de transporte para ser trasladado por todo el sistema, en este caso el medio de transporte será el Agua.

Otros refrigerantes usados como refrigerante para sistemas de refrigeración por absorción son: Bromuro de litio - agua y agua cloruro de litio, sin embargo, estos dos refrigerantes tienen aplicaciones muy limitadas, debido a que las temperaturas mínimas están ubicadas por encima del punto de congelación del agua.

Ferdinand Carre patentó la máquina de refrigeración por absorción de amoníaco-agua en 1859, luego se empezaron a construir las máquinas para las necesidades de almacenamiento de alimentos y fabricación de hielo. Y como se puede apreciar en la imagen, el sistema de refrigeración por método de absorción tiene mucha similitud al sistema de refrigeración por método de compresión, en el cual el compresor se ha reemplazado por un mecanismo de absorción [11]

### 4.2.2. PRINCIPIO DE FUNCIONAMIENTO

El sistema de refrigeración está compuesto por un generador, un absorbedor, un evaporador y un condensador. En el cual podemos apreciar en la imagen

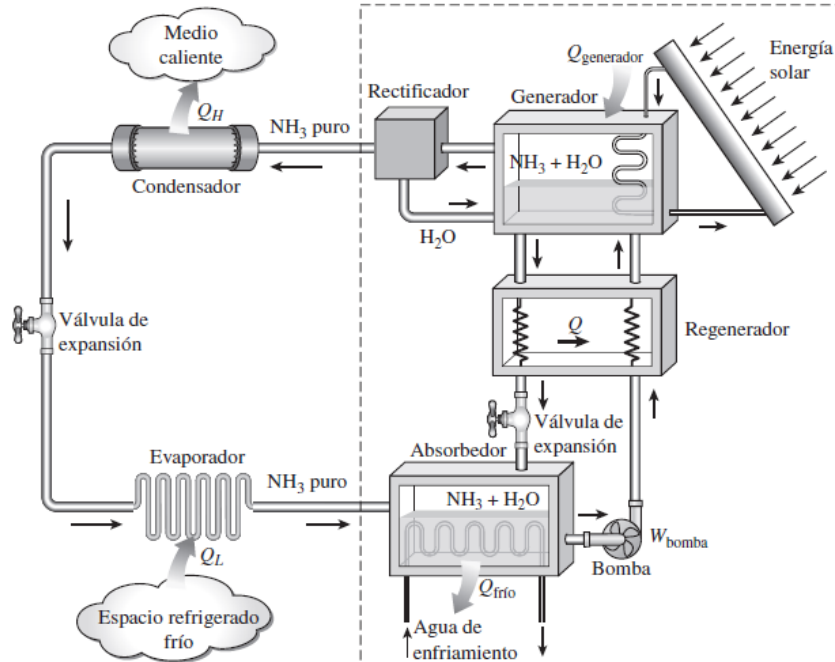


Figura 1: Diseño termodinámico de un sistema de refrigeración.

Fuente: Termodinámica Yunes Cengel.

El proceso del sistema de refrigeración consta principalmente en que el amoníaco usará el agua para poder trasladarse del absorbedor al regenerador, y este a la vez permitirá ser un instrumento para que el amoníaco pueda diluirse por consiguiente el agua ubicada en el absorbedor debe estar enfriándose constantemente. Posteriormente cuando sea trasladado al generador el amoníaco al estar en estado gaseoso se desprenderá del agua y por tal motivo el agua volverá a bajar al absorbedor. El amoníaco será enfriado en el condensador y posteriormente, cuando pase por la válvula de expansión, será estrangulado y con esa presión al entrar en el evaporador, el amoníaco empieza a evaporarse y empezará a absorber el calor presente en las tuberías de esa manera enfriará la carga térmica seleccionada. [11]

#### 4.2.3. PARTES DEL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN

**Generador:** Es la parte del sistema de refrigeración en donde al recibir una alta temperatura, esta hará que el amoníaco se evapore instantáneamente, así podrá separarse del agua, la función principal del generador es generar vapor refrigerante el cual será el amoníaco, para que pueda haber una alta temperatura, se puede usar energía solar, combustión de GNV, GLP o de un biodigestor, también se puede usar el calor producido por energía eléctrica.

**Condensador:** Es aquí donde se le extrae el calor del refrigerante evaporado con ayuda de una elevada presión viene a convertirse en un intercambiador de calor en donde entrega calor al exterior, el amoníaco al refrigerarse se deposita por decantación en el mismo recipiente.

**Válvula de expansión:** Es un dispositivo que permite extraer la presión del líquido y posteriormente produce una mezcla de líquido y vapor, los cuales disminuyen los niveles de temperatura y presión.

**Evaporador:** En esta parte del sistema de refrigeración la presión ya ha sido extraída por consiguiente está ingresando una mezcla de líquido vapor de amoníaco y al entrar en contacto con el evaporador, el amoníaco empezará a hervirse absorbiendo calor de la carga térmica a refrigerar en su interior.

**Absorbedor:** Este dispositivo permite la mezcla de agua con el amoníaco proveniente del evaporador, teniendo una solución débil de amoníaco-agua, para hacer que la solución tenga una concentración rica en amoníaco es necesario que pueda disolverse en el agua y para que se pueda disolver se deberá tener una temperatura baja, por consiguiente, el calor será expulsado al medio ambiente para que puedan bajar las temperaturas del absorbedor. [11]

#### 4.2.4. CLASIFICACIÓN DE LAS MÁQUINAS DE ABSORCIÓN

Las máquinas de absorción se clasifican de muchas maneras a continuación se hará su clasificación según los siguientes criterios: [12]

- Aplicación

- Fuente de energía
- Tamaño
- Fluido de trabajo
- Número de etapas
- Sistema de condensación

#### **4.2.4.1.APLICACIÓN**

Según su aplicación las máquinas de absorción pueden utilizarse para producir frío o también para producir calor siendo utilizadas como bombas de calor.

La aplicación de máquinas de absorción es muy común en Europa para las distintas aplicaciones tanto como calefacción o refrigeración y es en estos lugares donde se usa la energía residual para poder brindar de calor a la máquina de absorción haciendo una cogeneración del sistema que estén utilizando. También usan el agua de mar como un disipador de calor, para poder disminuir las temperaturas generadas por el sistema de absorción. [12]

#### **4.2.4.2.FUENTES DE ENERGÍA**

Las fuentes de energía que alimentan a la máquina podrán tener diferentes orígenes y niveles entre las cuales pueden ser:

Agua caliente proveniente de captadores solares, el gas producido en los biodigestores, residuos de procesos industriales que presenten altas temperaturas, puede obtenerse de la combustión de GNV o GLP. [12]

#### **4.2.4.3.TAMAÑO DE LA MÁQUINA DE ABSORCIÓN**

El tamaño se clasifica según la potencia de la capacidad frigorífica de la máquina, si es menor a 30 kW se considera una máquina de pequeña potencia, si está ubicada en el rango de 30 a 100 kW se considera una máquina de mediana potencia y si la potencia es mayor a 10 kW se considera una máquina de alta potencia. [12]

#### **4.2.4.4.FLUÍDO DE TRABAJO DE LA MÁQUINA DE ABSORCIÓN**

Los pares *refrigerante/absorbente* más comunes en las máquinas de absorción son *amoníaco/agua* y *bromuro de litio/agua* el par *amoníaco/agua* será utilizado en aplicaciones de mejor preferencia en refrigeración y el par *bromuro de litio/agua* se aplicará preferentemente en climatización y bombas de calor.

Está claro que en la manera teórica la eficiencia de una máquina ideal de absorción está directamente relacionada a función de temperaturas absolutas de las fuentes térmicas, sin depender de las propiedades del absorbente y refrigerante que circulan alrededor de la máquina de refrigeración, sin embargo, en la práctica sucede de otra manera. En la práctica existe una dependencia entre la mezcla frigorífica escogida y el sistema de refrigeración. [12]

### a. El refrigerante:

Requiere las siguientes propiedades.

- La presión de vapor tiene que ser lo más baja, en altas temperaturas, con el motivo de que se evite un grosor elevado en los sistemas de trabajo, de otra manera a bajas temperaturas poseerá una alta presión para que favorezca la detección de fugas.
- Su temperatura de congelación debe ser inferior que la menor del ciclo.
- Debe poseer una buena conducción térmica para que pueda hacer el proceso más eficiente.
- Deben ser térmicamente estable en los distintos equipos de la máquina del sistema de refrigeración por método de absorción.

### b. El absorbente:

Requiere las siguientes propiedades.

- La presión vapor debe ser lo más inferior posible a la temperatura proveniente de la generación, para que se pueda evitar la rectificación y así evitar en las sustancias un alto punto normal de ebullición.
- Para poder mantener la maquina en buen estado es necesario que el absorbente sea químicamente estable y no corrosivo.
- Para que pueda trasladarse de un dispositivo a otro dentro del sistema se debe permanecer en fase líquida.
- Para evitar pérdidas debe tener una mínima viscosidad y así también asegurar las altas tasas de absorción y transferencia de calor.
- Debe poseer un disminuido nivel de congelación.

Cabe señalar que existen dos métodos de refrigeración, la solución *agua(absorbente)-amoníaco (refrigerante)* y la solución *bromuro de litio (absorbente)-agua(refrigerante)*. [12]

#### a. MEZCLA AGUA/BROMURO DE LITIO (H<sub>2</sub>O/BrLi)

En esta mezcla el agua viene a ser el refrigerante y es el fluido con la mayor temperatura latente de evaporación y condensación que existe actualmente. Posee un inconveniente debido a que la temperatura de evaporación del agua debe ser mayor a 0°C por tal motivo se le es muy difícil trabajar en refrigeración, y es así como los rangos de las temperaturas son de 4°C y 10°C.

El bromuro de litio viene a ser el absorbente en la mezcla agua/bromuro de litio el punto de fusión del Bromuro litio se encuentra a 535°C y el punto de ebullición de 2200°C

Ventajas:

- El agua es favorable como refrigerante por el motivo de su elevado calor latente de vaporización supera algún otro tipo de fluido frigorífico.

- Tanto el refrigerante como el absorbente no son tóxicos ni inflamables.
- Durante la separación de refrigerante y absorbente se ocasiona un circuito puro de vapor agua evitando así que no sea necesaria su rectificación de vapores a la salida del generador.
- Su coeficiente de operación es superior que el de agua-amoniaco.

Inconvenientes:

- Al tener el agua como refrigerante serán necesarias presiones de menor nivel a la de la atmósfera lo que conduzca a la necesidad de retención en los dispositivos de instalación para ejecutar un funcionamiento correcto.
- Existe el peligro de que en ciertas condiciones de concentración y temperatura se empiece a cristalizar y posteriormente se forme como una masa de lodo, que afecte el funcionamiento de la máquina y se haga difícil su bombeo.
- Al ser unas disoluciones muy corrosivas en presencia de oxígeno es necesario que se le pueda agregar a la solución algún impedor de corrosión. [12]

#### **b. LA MEZCLA AMONIACO/AGUA (NH<sub>3</sub>/H<sub>2</sub>O)**

En esta mezcla el amoniaco actúa como refrigerante y su temperatura de congelamiento es  $-77,7^{\circ}\text{C}$ . El amoniaco está ubicado en el segundo grupo en cuanto a seguridad, debido a su envenenamiento, también beneficia mucho el hecho de que se pueden utilizar quemadores de gas directos al sistema de refrigeración y por ende abre el mercado a estos productos. [12]

Ventajas:

- Hay más probabilidades de utilizarse quemadores de gas con contacto directo.
- Puede haber aplicaciones de temperatura de hasta  $-60^{\circ}\text{C}$ .
- No existen problemas de disipación.

Inconvenientes:

- El amoniaco es un refrigerante muy tóxico, sin embargo, se puede controlar.
- A veces es necesario tener rectificadores para lograr una separación de fluidos en buen estado.
- No hay artefactos de agua-amoniaco de efecto doble debido a que las presiones que surjan en el generador estarían muy altas.

#### **4.2.5. PROBLEMAS DE FUNCIONAMIENTO.**

##### **4.2.5.1. CRISTALIZACIÓN Y REFRIGERACIÓN DEL ABSORBENTE.**

En las mezclas como por ejemplo la de agua/bromuro de litio, el componente salino se decanta cuando una fracción de masa de sal es mucho mayor al tope de solubilidad.

El límite depende mucho del calor y poco de la presión. El problema surge en el inicio donde se debe competir contra una temperatura que es muy baja. [12]

Las siguientes causas son la consecuencia de una solución pobre.

- Las temperaturas externas que al ser bajas enfrían el absorbedor, al ser una solución en abundante refrigerante sale del equipo a temperatura baja y luego es más probable que enfríe mucho la solución pobre en la parte donde va el intercambiador de calor, haciendo que se produzca la cristalización.
- También la presencia de elevadas temperaturas o fuertes suministros de energía calorífica dentro del generados producirá en el caso de la mezcla bromuro litio hará que se produzca una cristalización. Debido al ingreso de aire, ya que al trabajar en vacío hará que las presiones se incrementen debido a las altas temperaturas. [12]

#### 4.2.5.2.PERDIDAS DE CARGA

Las interconexiones que hay entre el evaporador y el absorbedor como el generador y el condensador, producen una pérdida de carga, el resultado es la variación de presiones entre este par de equipos como se detalla aquí.

$$Po(evap.) > PA(abosrb.)$$

$$PG(gener.) > PC(condens.)$$

La solución rica de equilibrio de la temperatura con el absorbedor y con el evaporador descenderá si la presión del absorbedor es menor a la del evaporador.

También influye la diferencia de presiones comparando al generador del condensador, lo cual, al estar el generador con mayor presión, producirá un calor preciso en el generador un superior título del refrigerante para la solución pobre, y posiblemente alguna inferior absorción de vapores pasando esté por el absorbedor. [12]

#### 4.2.5.3.CORROSIÓN Y COMPATIBILIDAD DE MATERIALES

La presencia del oxígeno en contacto con el bromuro de litio acuoso es muy peligroso para diversos metales sin excepción del metal y materiales como el carbón, por eso incluso aun así tengamos una leve percepción del aire, podrá ralentizar los procesos de la máquina de absorción, a lo largo del tiempo se podrá visualizar en la maquina procesos de corrosión significativos en donde se tendrá que evaluar medidas preventivas, para evitar pérdidas y evitar un mantenimiento correctivo, las principales medidas se basan en el control de los inhibidores y pH.

El desgaste producido por el BrLi acuoso en el acero y el cobre es una reacción multipaso reducción-oxidación que trata de que los iones de hierro o cobre hacen aún lado la base del elemento y se mezclan con el oxígeno a determinada sustancia. El potencial de oxidación viene a ser dependiente del pH. El control del Ph en la máquina de absorción se realiza añadiendo disminuidas cantidades de HBr sin que se pueda malograr o dañar la solución. [12]

#### 4.2.5.4.PRESIÓN HIDROSTÁTICA

Durante el método de desprendimiento de la solución que hay en el refrigerante y el disolvente, producido en el generador, se precipita la mezcla débil en la parte baja del mecanismo, a causa de ello, el nivel del líquido, la presión que encontramos en el punto final de la solución acuosa es mucho más que la que se considera en teoría, sufriendo una concentración mayor en refrigerante, por lo tanto, una menor absorción de vapores de refrigerante. [12]

#### 4.2.6. TIPOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR

El calor se encuentra definido como la energía cinética total de todos los átomos o moléculas de una sustancia.

Por tal motivo es necesario para poder usar en los distintos sistemas de refrigeración o calefacción, hay 3 tipos diferentes de transferencia de calor y son los siguientes:

##### 4.2.6.1.TRANSFERENCIA DE CALOR POR CONDUCCIÓN

La transferencia de calor a través del contacto físico, como en el caso del extremo caliente de una cuchara, es un ejemplo de conducción. En este proceso, el calor se mueve de la parte caliente hacia la fría. La velocidad de transferencia de calor por conducción en una dirección específica está relacionada con el área perpendicular al flujo de calor y al gradiente de temperatura en esa dirección

La ecuación del calor viene a ser.

$$Q_x = -KA \frac{\delta T}{\delta x} \left( BTu/h, w \right)$$

$$q_x = \frac{Q_x}{A} = -K \frac{\delta T}{\delta x} \left( BTu/h.pie^2, w/m^2 \right)$$

Donde:  $Q_x$  = Tasa de flujo a través del área A en la dirección positiva

K=Conductividad térmica

A= área de sección transversal de la transferencia de calor

$\frac{\delta T}{\delta x}$  = Gradiente de temperatura

##### 4.2.6.2.Transferencia de calor por Convección:

La transferencia de calor a través de moléculas requiere un medio que les confiera forma, como ocurre, por ejemplo, con el agua, el aire o la atmósfera.

Su ecuación para la transferencia de calor por convección es:

$$Q_c = h * A * (T_s - T_F)$$

Donde : h = coeficiente de transmisión de calor por convección en la *interface* líquido – sólido ( $w/m^2.K$ )

A = Área de la superficie en contacto con el fluido ( $m^2$ )

#### 4.2.6.3. Transferencia de calor por Radiación

La transferencia de calor mediante ondas electromagnéticas ocurre en el vacío y no requiere un cuerpo de contacto para llevarse a cabo.

La ecuación de transferencia de calor por radiación es la siguiente

$$Q_r = \sigma * A * T^4 = AE_b$$

$E_b$  = poder emisivo del radiador.

$\sigma$  = constante dimensional de Stefan – Boltzmann

#### 4.2.7. CARGAS TÉRMICAS

Para poder refrigerar un ambiente o una cámara es necesario saber la carga térmica que se encuentra en dicha ubicación o recipiente, debido a que dependiendo de lo que se va a refrigerar y de las condiciones a las cuales ingrese a la cámara de refrigeración variará el tiempo y las condiciones de enfriamiento en el sistema. Para eso es necesario saber los distintos tipos de cargas térmicas las cuales se vencerán para que el sistema pueda refrigerar el alimento sin que produzca alguna degradación o deterioro de los alimentos. [13]

Las cargas de refrigeración son las siguientes

Q1= Dispersión a encontrada en las paredes

Q2= Veces de aire que se dará renovación dentro de la cámara de refrigeración

Q3= motores, luces, personas dentro (si las hubiese).

Q4= carga diaria de la cámara considerando el producto: cantidad y tipo.

##### 4.2.7.1. CÁLCULO DE LA CARGA TÉRMICA Q1

Para poder encontrar el calor disipado por las paredes es necesario hacer el siguiente cálculo

$$Q1 = US(T_2 - T_1)t$$

En donde:

S: viene a ser las paredes de la cámara frigorífica en unidades de metro cuadrado

t: viene a ser el tiempo en consideración del trabajo en horas

U: Coeficiente global de transmisión de calor

$T_2 - T_1$ : vienen a ser la variación de temperatura que hay entre la cámara de refrigeración y el ambiente.

### Sin embargo, hay un método más rápido de poder encontrar la carga Q1

Este método es utilizando las tablas especiales que dan las Kcal/m<sup>2</sup>/24h que sobrepasan las paredes de una cámara aislada de poliuretano. [13]

Tabla 1: Cálculo rápido del calor transmitido en (Kcal/m<sup>2</sup>/24h) POLIURETANO EXPANDIDO

Espesor aislamiento (cm)	Diferencia de temperatura entre el ambiente y la cámara								
	5	10	15	20	25	30	35	40	45
6	38	76	114	152	190	228	266	304	342
8	32,5	65	97,5	130	162,5	195	227,5	260	292,5
10	27	54	81	108	135	162	189	216	243
12	22	44	66	88	110	132	154	176	198
15	18	36	54	72	90	108	126	144	162
18	15	30	45	60	75	90	105	120	135
20	13	26	39	52	65	78	91	104	117

Fuente: Cargas térmicas y dimensionado. IV.

El resultado del área de las 6 paredes dentro de la cámara de refrigeración se multiplicará por el valor seleccionado del espesor del aislamiento y de la diferencia de la temperatura entre el ambiente y la cámara.

#### 4.2.7.2. CÁLCULO DE LA CARGA TÉRMICA Q2.

La pérdida de la carga Q2 es la carga necesaria para enfriar el calor que ingrese a la cámara cuando se abre para que se puedan ingresar productos o retirarse y las llamaremos renovaciones para las cuales será necesaria tablas experimentales en donde se verifique el número de renovaciones y la temperatura a la cual se encontrará la cámara a refrigerar. [13]

Tabla 2: Carga térmica en Kcal/m<sup>3</sup> (calor sensible + calor latente) para el enfriamiento del aire de renovación

Temperatura de la cámara	Temperatura exterior 32°C		Temperatura exterior 38°C	
	Humedad relativa		Humedad relativa	
	50%	60%	50%	60%
10	14,4	16,6	20,3	23,5
5	17,8	20,1	23,7	27,3
0	20,1	22,5	26,2	29,8
-5	21,7	24,1	27,9	1,4
-10	24,9	27,3	31,2	34,9
-15	27,7	30,3	34,2	38
-20	30,3	32,8	36,9	40,6
-25	32,6	35,2	39,3	43,2
-30	34,5	37,2	41,4	45,4

Fuente: Cargas térmicas y dimensionado

Tabla 3: Cantidad de renovaciones necesarias en 24 horas a causa de la apertura de las puertas y la infiltración de aire en la cámara frigorífica.

Volumen de la cámara, m <sup>3</sup>	5	10	15	20	25	30	45	60	100	150	200	300	500	650	900
Número de renovaciones	40	35	25	21	19	15	13	11	9	7	5	4	3	2,5	2

Fuente: Cargas térmicas y dimensionado

#### 4.2.7.3. CÁLCULO DE LA CARGA Q3:

Para el cálculo de la carga Q3 también será necesario el uso de tablas experimentales las cuales detalla las Kcal/hora por persona provocada por el ingreso del personal al sistema de refrigeración. [13]

Tabla 4: Temperatura de la cámara dependiendo de la entrada y salida de las personas.

Temperatura de la cámara en °C	0	-5	-10	-15	-20	-25
(Kcal/hora) por persona	235	260	285	310	340	365

Fuente: Cargas térmicas y dimensionado

#### 4.2.7.4. CÁLCULO DE LA CARGA Q4

Las cargas Q4 serán las cargas de los diferentes productos que serán refrigerados, congelados o conservados. [13]

Tabla 5: Tabla de productos y sus propiedades de refrigeración

PRODUCTO	Temperatura de conservación (°C)	Humedad relativa %	Tiempo de conservación aproximado	Calor espec. antes de la congelación Kcal/kg°C	Calor espec. después de la congelación Kcal/kg°C	Calor latente de congelación Kcal/kg	Punto de congelación (°C)	Calor de respiración Kcal/kg.24h
<b>VERDURAS</b>								
Espárragos congelados	-18	85 a 90	6 a 12 meses	---	0,48	75	-1,2	---
Espárragos frescos	0	90 a 95	2 a 3 semanas	0,94	---	---	---	1,5
Alcachofas congeladas	-18	85 a 90	8 a 12 meses	---	0,45	67	-1,7	---
Alcachofas frescas	0	90 a 95	3 a 4 semanas	0,87	---	---	---	1,2 a 3
Zanahorias congeladas	-18	80 a 85	6 a 12 meses	---	0,45	70	-1,4	---
Zanahorias frescas	0	90 a 95	1 a 2 semanas	0,86	---	---	---	0,5
Coliflores	0	90 a 95	2 a 3 semanas	0,93	---	---	-1	1,25
Judías frescas	4 a 7	85 a 90	1 a 2 semanas	0,82	---	---	-1,2	2
Judías tiernas	7	85 a 90	8 a 10 días	0,91	---	---	-1,3	2,7
Lechuga	0	90 a 95	1 a 3 semanas	0,96	---	---	-0,5	0,5 a 1,1
Guisantes congelados	-18	85 a 90	8 a 12 meses	---	0,42	59	-1	---
Guisantes frescos	-0,5 a 0	85 a 90	1 a 2 semanas	0,79	---	---	---	2
Tomates maduros	7 a 10	85 a 90	2 a 7 días	0,95	---	---	-0,5	0,5 a 0,8
Tomates verdes	11 a 13	85 a 90	3 a 5 semanas	0,95	---	---	-0,5	0,9 a 1,15
Apio	-0,5 a 0	90 a 95	1 a 4 meses	0,95	---	---	-1,3	0,4 a 0,6
Espinaca congelada	-18	85 a 90	6 a 12 meses	---	0,48	74	-0,9	---
Espinaca fresca	-0,5 a 0	90 a 95	1 a 2 semanas	0,94	---	---	---	1 a 1,2
<b>FRUTAS</b>								
Sandías	2 a 4,5	85 a 90	2 a 3 semanas	0,97	---	---	-1,6	---
Naranjas	0 a 1	85 a 90	1 a 2 meses	0,9	---	---	-2,2	0,1 a 0,25
Plátanos	14 a 16	90	1 a 2 semanas	0,8	---	---	-2,2	2 a 6
Cerezas congeladas	-18	90	10 a 12 meses	---	0,45	68	-3,3	---
Cerezas frescas	-1 a 0	85 a 90	1 a 4 semanas	0,87	---	---	---	0,35 a 0,5
Fresas congeladas	-18	90	10 a 12 meses	---	0,48	72	-1,2	---
Fresas frescas	0	85 a 90	1 a 5 días	0,92	---	---	---	0,6 a 0,9
Limones	9 a 10	85 a 90	1 a 2 meses	0,92	---	---	-2,2	0,3 a 0,8
Mandarinas	4 a 7	85 a 90	3 a 6 semanas	0,95	---	---	-2,2	1 a 1,5
Manzanas	-1 a 3	85 a 90	2 a 6 meses	0,86	---	---	-2	0,1 a 0,4
<b>CARNES</b>								
Cordero congelado	-18	90	6 a 8 meses	---	0,3	47	-1,7	---
Cordero fresco	0 a 1	85 a 90	1 a 2 semanas	0,67	---	---	---	---
Buey gordo congelado	-15	90 a 95	6 a 9 meses	---	0,35	44	-2,2	---
Buey gordo fresco	-1 a 1	85 a 90	1 a 6 semanas	0,6	---	---	---	---
Tocino	7	90 a 95	4 a 8 meses	0,52	---	---	---	---
Cerdo congelado	-18	90 a 95	4 a 6 meses	---	0,38	36	-2,2	---
Cerdo fresco	-1 a 0	85 a 90	1 a 2 semanas	0,6	---	---	---	---
Aves congeladas	-18	90 a 95	9 a 10 meses	---	0,42	59	-2,8	---
Aves frescas	0	85 a 90	1 semana	0,79	---	---	---	---
<b>PESCADOS</b>								
Pescado magro cong	-18	85 a 90	3 a 4 meses	---	0,45	68	-1,7	---
Pescado magro fresco	-1 a 0	85 a 90	5 a 15 días	0,86	---	---	---	---
Merluza fresca	0 a 1,7	90 a 95	5 a 15 días	0,9	---	---	-2,2	---
<b>VARIOS</b>								
Cerveza	1,5 a 4,5	---	1 a 3 meses	0,92	---	---	-2,2	---
Mantequilla	0 a 4,5	80 a 85	1 a 2 meses	0,64	---	---	-1	---
Dulces	-18 a 10	40 a 65	---	0,93	---	---	-2,2	---
Queso	-1 a 7	65 a 70	variable	0,50 a 0,75	---	---	---	1 a 1,4
Helados	-26 a -30	---	6 a 9 meses	---	0,39	50	-2,8	---
Leche	0,5	---	1 semana	0,93	---	---	-0,5	---
Margarina	2	60 a 70	1 año	0,32	---	---	---	---
Pan congelado	-18	---	varias semanas	---	0,34	30	-8	---
Pieles para curtir	-12 a -18	40 a 60	1 año	variable	---	---	---	---
Huevos frescos	-1 a 0	80 a 85	6 a 9 meses	0,73	---	---	---	---

Fuente: Cargas térmicas y dimensionado

Y el resultado de las cargas totales serán las sumas de las cargas Q1, Q2, Q3, Q4 y todo eso dividido entre 16 y no en 24 debido a que se deba tener una reserva de potencia en caso de emergencia en el sistema de refrigeración. [13]

## 4.2.8. CALENTADORES SOLARES

### 4.2.8.1. CALENTADORES SOLARES DE AGUA

Un calentador solar de agua es un sistema fototérmico diseñado para aprovechar la energía térmica del sol sin necesidad de combustible, con el propósito de calentar agua. Este sistema consta de un colector solar plano que captura la energía solar y la transfiere al agua, un termotanque para almacenar el agua caliente, y un sistema de tuberías por las cuales circula el agua. En áreas con bajas temperaturas, estos calentadores suelen incluir anticongelantes para prevenir la congelación del agua dentro del colector solar plano.

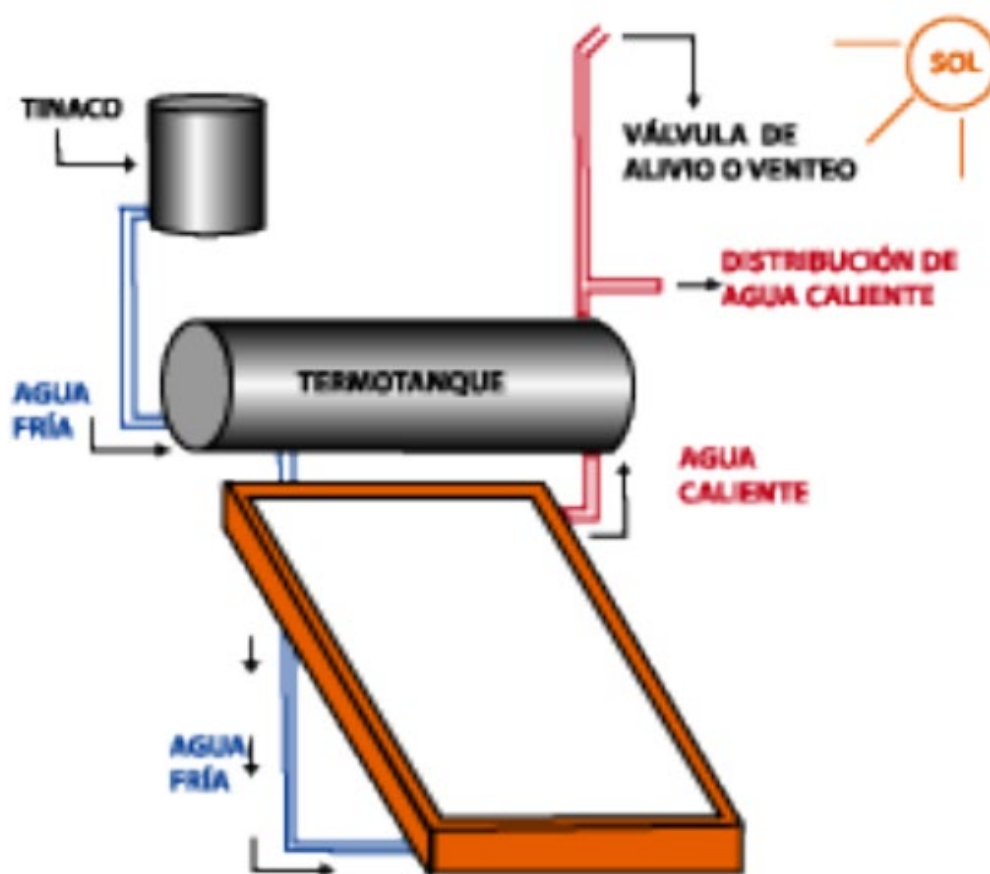


Figura 2: Calentador Solar.

Fuente: Revista ECORFAN Bolivia, "Calentador Solar en forma de espiral con espejos reflectores".

Los colectores solares se clasifican en 3 categorías

- Baja temperatura: Estos generan temperaturas inferiores a 65 °C. Son ideales para calentar piscinas, usos domésticos de agua y actividades industriales donde la demanda de calor no excede los 60 °C.
- Temperatura media: Esta clase de colectores produce temperaturas que oscilan entre 100 y 300 °C.

- Alta Temperatura: Estos colectores son capaces de generar temperaturas superiores a 500 °C. Se utilizan para aplicaciones más avanzadas, como la generación de electricidad que puede ser transmitida a la red eléctrica.

#### **4.2.8.2. COLECTOR SOLAR PLANO**

El componente más representativo de la tecnología solar fototérmica es el colector solar, que desempeña un papel crucial en los calentadores solares. Su aplicación principal se centra en el calentamiento de agua, aunque también se utiliza para secar productos agropecuarios mediante el calentamiento del aire, así como para destilar agua en comunidades rurales.

La mayoría de los colectores solares tienen dimensiones similares, con una superficie de 1,8 a 2,1 m<sup>2</sup>. Estos colectores están conectados a un termotanque de almacenamiento, que puede tener una capacidad de 115 a 200 litros, aunque también se encuentran disponibles modelos de mayor capacidad. Además, a menudo se incorporan dispositivos termostáticos de control a este tipo de sistemas para prevenir congelamientos y minimizar las pérdidas de calor durante las noches. En su conjunto, se conoce a este sistema como calentador solar.

#### **4.2.8.3. FUNCIONAMIENTO DE UN CALENTADOR SOLAR**

La radiación solar se transforma en alta temperatura al entrar en contacto con la placa térmica colectora, que puede ser de material plástico o metálico. Para optimizar la absorción de rayos solares, la placa se elige de color oscuro, facilitando así la circulación del agua a través del colector solar plano, donde el líquido entra frío y sale caliente.

El agua circula dentro del sistema mediante el principio de termosifón, que se origina por la diferencia de temperatura causada por la exposición solar. Dado que el agua caliente es más ligera que la fría, tiende a ascender, generando una circulación natural entre el colector solar plano y el termotanque, sin requerir ningún equipo de bombeo.

Para mantener el agua caliente y lista para su uso en el momento necesario, se almacena en el termotanque, el cual está revestido con un aislante térmico para prevenir la pérdida de calor.

Un calentador solar tiene la capacidad de suministrar agua a una temperatura de hasta 65 °C en un día soleado. No obstante, la temperatura del agua puede variar según la aplicación deseada y las condiciones climáticas.

Por ejemplo, para calentar piscinas se requieren temperaturas del orden de 30° C, mientras que para tomar un baño lo adecuado son alrededor de 50° C. En un día soleado, bastarían 2 horas de exposición solar para obtener agua caliente; para alcanzar el 100% de la capacidad instalada, será necesario un período de insolación

de 5 a 6 horas, aunque este tiempo puede variar dependiendo de la capacidad del modelo.

Para tener agua caliente siempre lista para usar, se recomienda seguir el "ciclo de calentamiento de agua", que generalmente va de las 10:00 hrs. a las 16:00 hrs. Durante este intervalo, el calentador solar alcanza su máxima capacidad. Por lo tanto, lo más recomendable es bañarse en la tarde y dejar suficiente agua para aquellos que deseen bañarse por la mañana.

#### **4.2.8.4.BIOMASA**

Se hace referencia a cualquier cosa que posea vida o que haya tenido vida recientemente como biomasa. Esto incluye árboles, cosechas, basura y excrementos de animales. La principal fuente de biomasa que se utiliza como fuente de energía en la actualidad proviene principalmente de la madera.

La biomasa utiliza materia orgánica como fuente de energía, abarcando desde desechos agrícolas hasta restos de madera, como pellets o serrín. Es considerada una forma de energía renovable, ya que su presencia permite seguir cultivando nuevas plantas.

Es importante destacar que la biomasa puede emplearse para la generación de electricidad. En muchas ciudades, la quema de basura se utiliza para producir su propia energía.

Además, la biomasa puede ser aprovechada para la producción de gas metano. Este gas se genera cuando la biomasa se almacena sin presencia de aire. Muchos agricultores utilizan este sistema para alimentar sus cocinas o crear sistemas de calefacción en sus hogares. Además, los residuos de biomasa se utilizan para fertilizar sus tierras.

La biomasa también tiene la capacidad de producir etanol. Puede convertirse en combustibles como la gasolina, al igual que se puede elaborar sidra de manzanas. Además, el maíz y el trigo se pueden utilizar para la producción de etanol..

#### **4.2.8.5.FERMENTACIÓN METANOGÉNICA**

La fermentación metanogénica viene a ser la descomposición de los cuerpos que al poseer enzimas, al ser un proceso degradativo hace que los materiales orgánicos, residuos animales y vegetales, sean convertidos en biogás.

##### **4.2.8.5.1. ETAPAS DE LA FERMENTACIÓN METANOGÉNICA**

Aunque los procesos biológicos y químicos presentan diversas variaciones, la fermentación metanogénica puede dividirse en cuatro etapas que ocurren de manera consistente en todos los procesos observados.

- a. Hidrólisis
- b. Etapa fermentativa o metanogénica
- c. Etapa acetogénica
- d. Etapa metanogénica

#### **4.2.8.5.1.1.HIDRÓLISIS**

Para que la materia orgánica se convierta en gas metano, es necesario que primero se vuelva soluble, permitiendo así la degradación del sustrato orgánico complejo.

Cualquier sustrato se compone de tres tipos básicos de macromoléculas:

-Hidratos de carbono

-Proteínas

- Lípidos

Las proteínas desempeñan un papel crucial en el proceso de digestión anaeróbica, ya que, además de servir como fuente de carbono y energía, los aminoácidos resultantes de su hidrólisis poseen un alto valor nutricional. Las proteínas se descomponen en péptidos y aminoácidos mediante la acción de enzimas proteolíticas conocidas como proteasas. Una parte de estos aminoácidos se utiliza directamente en la síntesis de nuevo material celular, mientras que el resto se degrada en etapas posteriores del proceso, dando lugar a ácidos volátiles, dióxido de carbono, hidrógeno, amonio y sulfuro.

#### **4.2.8.5.1.2.TIPOS DE BIOMASA**

A pesar de la diversidad de tipos de biomasa, se han identificado algunas categorías especialmente relevantes, entre las cuales se encuentran la biomasa natural, la residual seca, la residual húmeda y los cultivos energéticos.

#### **4.2.8.5.1.3.BIOMASA NATURAL**

La biomasa realizada en el ambiente sin la necesidad de la intervención humana.

#### **4.2.8.5.1.4.BIOMASA RESIDUAL**

Es la biomasa generada en las actividades humanas que utilizan materia orgánica

#### **4.2.8.5.1.5.BIOMASA DE CULTIVOS ENERGÉTICOS**

Los cultivos energéticos se distinguen por su notable productividad de energía en el área de biomasa, además de su capacidad para resistir altas temperaturas y condiciones de sequedad. Estos cultivos exhiben una característica de rusticidad, en parte derivada de los entornos en los que suelen prosperar. Entre los cultivos energéticos se incluyen tanto los tradicionales, como cereales, caña de azúcar y semillas oleaginosas, así como los no convencionales, tales como cynara, patarga, sorgo dulce, entre otros.

#### **4.2.8.6.COMBUSTIBLES**

Otras fuentes de energía que pueden competir con un colector solar o un biodigestor son gas natural, gas natural vehicular (GNV) y gas licuado de petróleo (GLP)

##### **4.2.8.6.1. GAS NATURAL**

El gas natural es un combustible extraído del subsuelo y se utiliza como fuente de energía en diversas áreas, incluyendo la doméstica, industrial, comercial y la generación de energía. Principalmente, se trata de una mezcla de hidrocarburos gaseosos que se encuentran en yacimientos fósiles, y puede presentarse de forma no asociada (en solitario), disuelto o asociado (acompañado de petróleo o carbón). Su composición mayoritaria consiste en aproximadamente un 90% de metano, y también contiene otros gases como nitrógeno, etano, dióxido de carbono, propano y butano.

##### **4.2.8.6.1.1.CARACTERÍSTICAS GENERALES**

El gas natural se forma a través de la descomposición de restos orgánicos que han estado sumergidos en las capas de la tierra durante millones de años, en condiciones de temperatura y presión similares a las del petróleo.

Para llevar el gas natural desde los distintos proveedores hasta los consumidores, se utiliza principalmente un sistema de tuberías. Este método se elige por su eficiencia económica y seguridad en el transporte del gas. Debido a las variaciones de presión que puede experimentar durante el transporte, el gas natural se transporta a través de tuberías con presiones variables. Al ser más económico que el Gas Licuado de Petróleo (GLP), el gas natural puede soportar costos de instalación y operación en las vías de acceso sin que esto resulte en un aumento significativo de su precio final.

No tiene color y tampoco olor, y para que se pueda percibir su cercanía se oloriza con un aditivo llamado etil mercaptano que al ser percibido por cualquier persona hará una alarma para evitar un incendio por alguna fuga que estuviese sucediendo.

Es un gas más liviano que el aire, y ante cualquier fuga llega a disiparse muy rápido, su gravedad específica es de 0,6 y la del aire es 1.

Para que pudiese haber una ignición, es necesario que se llegue a 537 °C para que pueda estallar.

Para que se pueda tener una combustión rica en el material y de buena calidad es necesario notar un color azul en las llamas de los quemadores, y si es que el suministro no funciona correctamente es porque se puede percibir un color de llamas amarillas, anaranjadas o rojizas.

#### 4.2.8.6.1.2.APLICACIONES

Puede emplearse en diversas instancias, ya sea en tareas del hogar, en el ámbito comercial e industrial, o como materia prima en la fabricación de otros artículos, tal como ocurre en la industria petroquímica.

##### a) Sector Residencial

El gas natural sirve para la preparación y cocción de alimentos, calefacción y secado de ropa, así como climatización.

##### b) Sector Comercial

El gas natural se emplea en restaurantes, panaderías, hoteles, hospitales, clínicas, saunas.

##### c) Sector industrial

El gas natural tiene muchas aplicaciones en calderas, hornos, fabricación de metales, o producción de hierro, estas son las siguientes aplicaciones industriales

- **Industria de alimentos:**  
El gas natural es utilizado para poder darle cocción, esterilización y secado de alimentos.
- **Industria textil:**  
El gas natural permite el contacto directo de la llama para las producciones textiles y secadores de tela.
- **Industria del vidrio:**  
Los avances tecnológicos han posibilitado el desarrollo de maquinaria capaz de generar una llama limpia, facilitando así una transmisión óptima de energía hacia la masa de cristal.
- **Fundición de metales:**  
El gas natural es necesario para la utilización en hornos o calderas en los procesos metalúrgicos.
- **Industria de cerámicas:**  
El uso de gas natural posibilita la producción de piezas de alta calidad a un costo de fabricación reducido.
- **Industria del cemento:**  
El gas natural que está en los hornos de las cementeras permite un tiempo de vida útil mayor y se reducen los costos de mantenimiento y emisiones de gases contaminantes.
- **Cogeneración:**  
El gas natural ayuda a la producción de energía en simultaneidad con energía eléctrica, permitiendo así un aprovechamiento de las plantas de cogeneración.

**d) Sector eléctrico**

En la parte de generación de energía, el gas natural ayuda a reducir los costos de producción en las centrales de ciclos combinados.

**e) Petroquímica**

En este sector el gas natural es utilizado como materia prima para la extracción de varios procesos químicos para la producción de plásticos y fertilizantes.

**f) Sector Transporte**

El gas natural es muy usado en el sector de transporte para vehículos que cuenten con uso de GNV, reduciendo los costos de combustible considerablemente, permitiendo un ahorro en sus labores.

## V. EVALUACIÓN DE CONDICIONES AMBIENTALES DEL SECTOR RURAL.

### 5.1. IDENTIFICACIÓN DE LA COMUNIDAD RURAL.

Se considerarán los sectores más cálidos de la región Lambayeque para el desarrollo del proyecto, los cuales incluyen los distritos de Olmos, Motupe y Jayanca, tal como se muestra en la imagen.

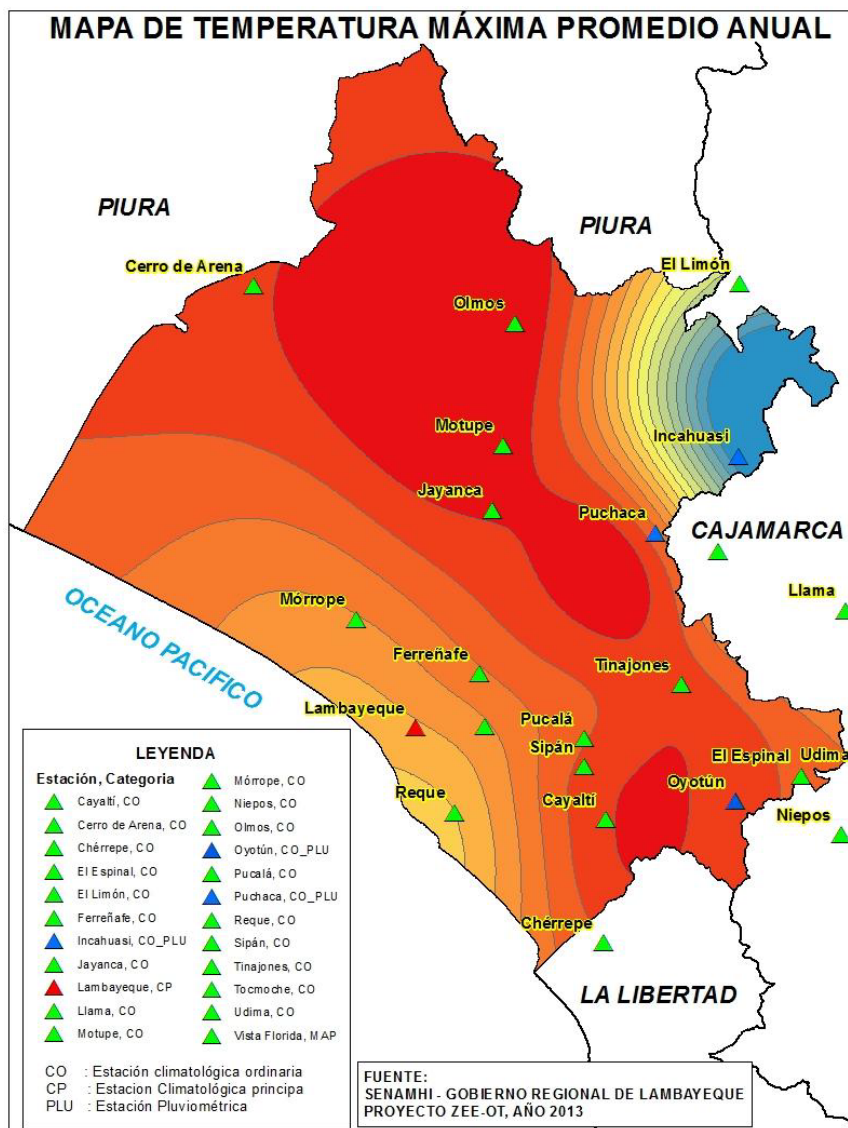


Figura 3: Mapa de temperatura máxima promedio anual.

Fuente: Estudio de precipitación, temperatura y humedad relativa. SENAMHI.

Se analizarán las áreas con temperaturas más elevadas, ya que los alimentos suelen estar expuestos a condiciones que podrían acelerar su deterioro si no se mantienen adecuadamente refrigerados de manera constante.

## 5.2. ESTUDIO DE LA RADIACIÓN EN LOS SECTORES DE MOTUPE, OLMOS Y JAYANCA.

Previamente se identificaron Motupe, Olmos y Jayanca como los distritos con temperaturas más altas. En consecuencia, se recolectarán datos de radiación y temperatura en estas áreas.

Primero se obtienen las coordenadas de las zonas a estudiar.

### Motupe:

Latitud: -6,151942

Longitud: -79,728897

### Olmos:

Latitud: -5,988913

Longitud: -79,758279

### Jayanca:

Latitud: -6,391714

Longitud: -79,824169

### Motupe:

Tabla 6: Valores de radiación y temperatura en la zona de Motupe.

Month	Air Temperature	Relative humidity	Daily solar		Wind speed	Earth temperature
			radiation - horizontal	Atmospheric pressure		
	°C	%	kWh/m <sup>2</sup> /d	kPa	m/s	°C
January	22,4	60,6%	5,70	90,2	2,5	27,7
Fenruaru	22,7	63,9%	5,55	90,1	2,5	26,9
March	23,0	63,0%	5,84	90,1	2,5	27,3
April	23,2	58,3%	5,38	90,1	2,8	27,8
May	23,0	51,0%	4,89	90,2	3,1	27,4
June	22,4	45,7%	4,47	90,2	3,9	26,3
July	22,0	41,0%	4,48	90,3	3,8	25,9
August	22,3	39,6%	4,91	90,3	3,6	27,1
September	22,6	42,9%	5,59	90,2	3,4	28,5
October	22,4	47,2%	5,95	90,2	2,9	29,2
November	21,9	52,3%	5,98	90,2	2,8	28,6
December	22,1	57,5%	5,86	90,2	2,6	28,4
<b>Annual</b>	22,5	51,9%	5,38	90,2	3,0	27,6
Measured at(m)					10,0	0,0

Fuente: Nasa Surface Meteorology and solar Energy.

**Olmos:***Tabla 7: Parámetros de la zona de Olmos.*

Month	Air Temperature	Relative humidity	Daily solar radiation - horizontal	Atmospheric pressure	Wind speed	Earth temperature
	°C	%	kWh/m <sup>2</sup> /d	kPa	m/s	°C
January	22,8	57,6%	5,27	89,6	2,2	28,0
Fenruaru	22,7	63,1%	5,00	89,6	2,2	26,5
March	22,9	62,8%	5,45	89,6	2,2	26,8
April	23,3	56,7%	5,14	89,6	2,4	27,8
May	23,1	49,8%	4,98	89,6	2,6	27,3
June	22,3	45,5%	4,89	89,7	3,3	26,0
July	21,9	40,3%	5,02	89,7	3,3	25,6
August	22,4	37,9%	5,54	89,7	3,1	27,0
September	23,2	39,6%	6,15	89,7	2,9	29,1
October	23,3	43,4%	6,08	89,6	2,4	30,2
November	22,7	48,5%	6,10	89,6	2,4	29,6
December	22,8	54,4%	5,67	89,6	2,3	29,1
<b>Annual</b>	22,8	50,0%	5,44	89,6	2,6	27,7
Measured at(m)					10,0	0,0

*Fuente: NASA Surface meteorology and solar energy.***Jayanca:***Tabla 8: Parámetros de la zona de Jayanca.*

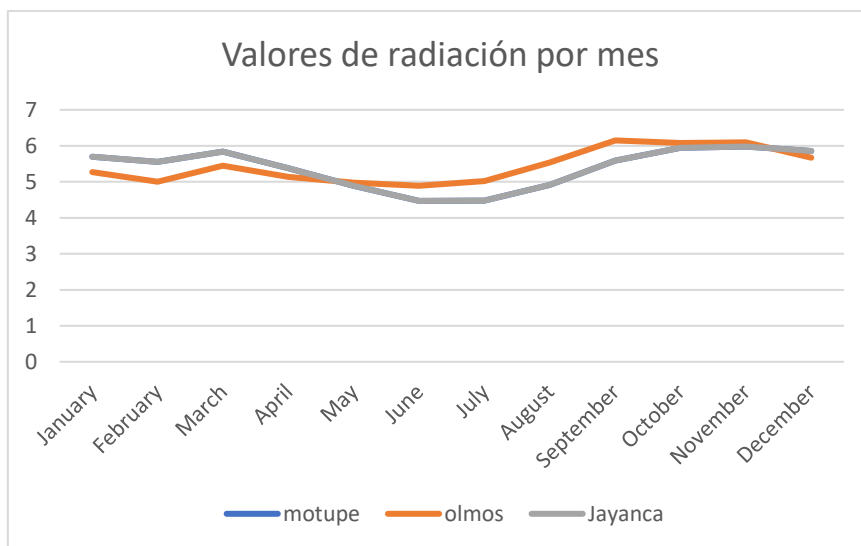
Month	Air Temperature	Relative humidity	Daily solar radiation - horizontal	Atmospheric pressure	Wind speed	Earth temperature
	°C	%	kWh/m <sup>2</sup> /d	kPa	m/s	°C
January	22,4	60,6%	5,70	90,2	2,5	27,7
Fenruaru	22,7	63,9%	5,55	90,1	2,5	26,9
March	23,0	63,0%	5,84	90,1	2,5	27,3
April	23,2	58,3%	5,38	90,1	2,8	27,8
May	23,0	51,0%	4,89	90,2	3,1	27,4
June	22,4	45,7%	4,47	90,2	3,9	26,3
July	22,0	41,0%	4,48	90,3	3,8	25,9
August	22,3	39,6%	4,91	90,3	3,6	27,1
September	22,6	42,9%	5,59	90,2	3,4	28,5
October	22,4	47,2%	5,95	90,2	2,9	29,2
November	21,9	52,3%	5,98	90,2	2,8	28,6
December	22,1	57,5%	5,86	90,2	2,6	28,4
<b>Annual</b>	22,5	51,9%	5,38	90,2	3,0	27,6
Measured at(m)					10,0	0,0

*Fuente: NASA Surface meteorology and solar energy.*

Se realiza una comparación entre la radiación y los meses para identificar la temperatura más baja. Al examinar el gráfico "Radiación por mes", se nota que Motupe y Jayanca tienen niveles de radiación similares. Sin embargo, se observa que la radiación más baja ocurre en Jayanca entre mayo y octubre. Por lo tanto, se elige el distrito de Jayanca como el centro rural para llevar a cabo la investigación.

Se tienen los datos de radiación anual:  $5,38 \frac{\text{kWh/m}^2}{\text{d}}$

Gráfico 1: Radiación por mes, teniendo la radiación más alta en época de septiembre a marzo.



Fuente: Diagrama extraído de Excel.

### 5.3. SELECCIÓN Y ESTUDIO DEL DISTRITO DE JAYANCA

Para verificar la precisión de los datos, se utilizará la fuente alternativa "SOLARGIS – IMPAS". Una vez que se ingresen las coordenadas del distrito de Jayanca, según se indica en la imagen, la página proporcionará automáticamente los valores de radiación anual.

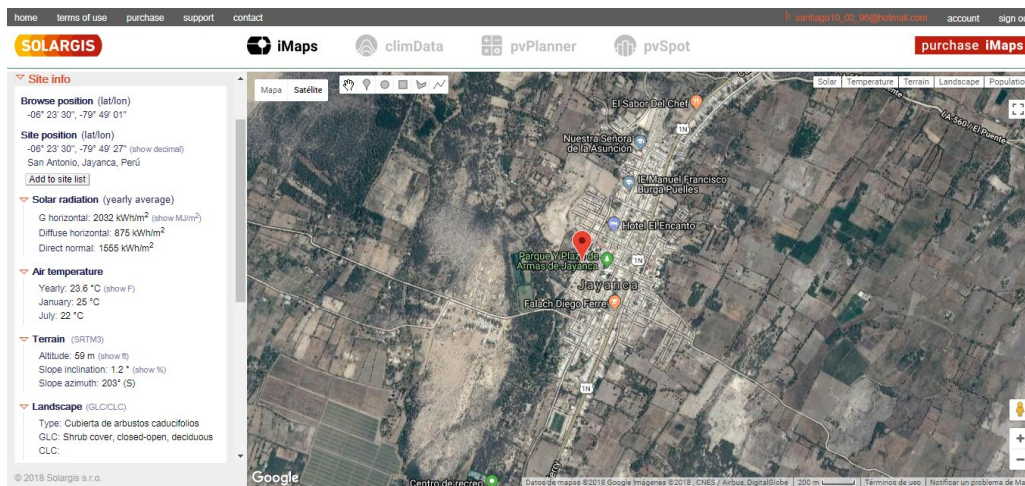


Figura 4: Mapa de radiación .

Fuente: Imagen extraída de Solargis-IMPAS.

El sitio web proporciona el valor de la radiación en 2032 kilovatios-hora por metro cuadrado por año ( $kWh/m^2/año$ ). Dado que los valores están expresados en unidades anuales, es necesario convertirlos a unidades diarias para verificar si hay concordancia con la información obtenida de "NASA Surface Meteorology and Solar System".

$$P = 2032 \frac{kW \cdot h}{m^2 \cdot año} \cdot \frac{1 \text{ año}}{365 \text{ días}} = 5,5671 \frac{kW \cdot h}{m^2 \cdot día}$$

La similitud en los valores, con lecturas de 5.5671 y 5.38, respalda la confiabilidad de la información proveniente de la herramienta "NASA Surface Meteorology and Solar System".

Debido a la similitud de las fuentes se optará por usar los siguientes valores:

$$\text{Radiación: } 5,38 \frac{kWh/m^2}{d}$$

Temperatura de la tierra más alta: 29,2 °C

Temperatura de la tierra más baja: 25,9 °C

## 5.4.CALCULO DE LA CARGA TÉRMICA

El estudio de la carga térmica tiene como objetivo principal la determinación de la potencia necesaria para el sistema de refrigeración.

Para poder saber la carga térmica que se deberá enfriar es necesario saber cuántas personas son las que hay por hogar, guiándonos del siguiente cuadro podremos ver que el mayor porcentaje de hogares posee entre 4 a 5 personas por hogar por lo tanto se escogerá el valor de 4 personas en las cuales se repartirán los alimentos a refrigerar.

Tabla 9: Composición de los hogares, por área de residencia según característica seleccionada.

Característica seleccionada	Total	Área de residencia	
		Urbana	Rural
<b>Jefatura de hogar</b>			
Hombre	73,5	71,5	78,8
Mujer	26,5	28,5	21,2
<b>Total</b>	<b>100,0</b>	<b>100,0</b>	<b>100,0</b>
<b>Número de residentes habituales</b>			
0	0,2	0,1	0,3
1	12,5	11,4	15,6
2	15,9	15,2	17,7
3	19,7	20,6	17,5
4	21,9	22,9	19,4
5	14,4	14,9	13,2
6	7,6	7,5	8,0
7	3,9	3,8	4,1
8	2,0	1,9	2,3
9 y más	1,9	1,8	1,9
<b>Total</b>	<b>100,0</b>	<b>100,0</b>	<b>100,0</b>
Promedio de miembros	3,7	3,7	3,6
Porcentaje de hijos huérfanos o de crianza	7,5	6,7	9,0
Número de hogares	26 854	19 437	7 416

Nota: Este cuadro está basado en la población de-jure (residentes habituales).

Fuente: Instituto Nacional de Estadística e Informática - Encuesta Demográfica y de Salud Familiar.

Fuente: Instituto Nacional de Estadística e informática – Encuesta demográfica y de salud Familiar.

Entre los diferentes alimentos a refrigerar se tendrán los siguientes: arvejas, tomates, lechuga, mandarinas, tocino, queso, huevos fritos, carnes de ave y de res.

Para poder ejecutar los cálculos de la carga térmica serán necesario hallar 4 tipos de cargas y al final sumarlas todas así se podrá tener la carga total a refrigerar.

Las cargas de refrigeración son las siguientes:

Carga Q1 (carga transmitida a través de las paredes), Carga Q2 (carga de las renovaciones de aire que tendrá la máquina cada vez que se abierta), Carga Q3 (carga del producto a refrigerar) y Carga Q4 (calor de bombas o focos)

Después de evaluarse los cálculos de las cargas térmicas son los siguientes.

## 1. Cálculo de la carga térmica Q1 (Cargas de transmisión de paredes)

Las dimensiones del sistema de refrigeración son:

Largo (a): 0,5m

Ancho (b): 0,5m

Altura (c): 1m

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

$$S= 0,5 m^2$$

El cálculo del calor transmitido en unidad de tiempo a través de las paredes del espacio refrigerado depende de tres factores principales:

$$Q = U * A * \Delta T$$

Sin embargo, hay un modo más rápido de hallar la carga térmica Q1, con ayuda de la tabla Cálculo rápido del calor transmitido en (Kcal/m<sup>2</sup>/24h) POLIURETANO EXPANDIDO

Tabla 10: Diferencia de temperatura según el espesor del aislamiento.

Espesor aislamiento (cm)	Diferencia de temperatura entre el ambiente y la cámara								
	5	10	15	20	25	30	35	40	45
6	38	76	114	152	190	228	266	304	342
8	32,5	65	97,5	130	162,5	195	227,5	260	292,5
10	27	54	81	108	135	162	189	216	243
12	22	44	66	88	110	132	154	176	198
15	18	36	54	72	90	108	126	144	162
18	15	30	45	60	75	90	105	120	135
20	13	26	39	52	65	78	91	104	117

Fuente: Cargas térmicas y dimensionado IV.

Tenemos que, a un espesor de 6 cm con una diferencia de temperatura de 25°C, según tabla tenemos 190 Kcal/m<sup>2</sup>/24h.

Posteriormente se multiplica 190 por el área de las paredes de la cámara a refrigerar la cual será 2,5 m<sup>2</sup> y nos da como resultado

$$Q_1 = 190 \frac{kcal}{m^2} / 24h * 2,5 m^2$$

$$Q_1 = 475 \frac{Kcal}{24h}$$

Perdidas por uso

Las pérdidas por uso representan el 15% de la carga de transmisión por pared.

$$Q_u = 15\% * Q_p$$

$$Q_u = 71,25 \frac{Kcal}{24h}$$

## 2. Cálculo de las cargas Q2 la cual es la provocada por la necesidad de enfriar el aire que entra al sistema a refrigerara cada vez que se ingresa o retira alimentos.

Este cálculo se elabora con ayuda de tablas experimentales las cuales nos detallarán la carga dependiendo de las renovaciones que se le harán a la cámara de refrigeración, también habrá porcentajes dependiendo de la humedad relativa

Tabla 11: Cargas térmicas en Kcal/m<sup>3</sup>.

Temperatura de la cámara	Temperatura exterior 32°C		Temperatura exterior 38°C	
	Humedad relativa		Humedad relativa	
	50%	60%	50%	60%
10	14,4	16,6	20,3	23,5
5	17,8	20,1	23,7	27,3
0	20,1	22,5	26,2	29,8
-5	21,7	24,1	27,9	1,4
-10	24,9	27,3	31,2	34,9
-15	27,7	30,3	34,2	38
-20	30,3	32,8	36,9	40,6
-25	32,6	35,2	39,3	43,2
-30	34,5	37,2	41,4	45,4

Fuente: Cargas térmicas y dimensionado IV.

Como la cámara funcionará a una temperatura de 5°C para pueda conservar los alimentos de la cámara.

$$Q_2 = S \times N^\circ \text{ de renovaciones} \times \text{carga según tabla} \times \text{coeficiente}$$

Para poder saber el número de renovaciones que hay en una máquina nos guiaremos de la tabla

Tabla 12: Cantidad de renovaciones de aire necesarias en 24 h.

Volumen de la cámara, m <sup>3</sup>	5	10	15	20	25	30	45	60	100	150	200	300	500	650	900
Número de renovaciones	40	35	25	21	19	15	13	11	9	7	5	4	3	2,5	2

Fuente: Cargas térmicas y dimensionado IV.

Reemplazando en la ecuación:

$$Q_2 = 0,25 \text{ m}^3 * 40 * 17,8 \text{ kcal/m}^3 * 0,5$$

$$Q_2 = 89 \frac{\text{kcal}}{24\text{h}}$$

3. **Para poder evaluar la carga Q<sub>3</sub>** es necesario que podamos conocer que elementos irán dentro de la cámara, por tal motivo se optó por vegetales y frutas, si fuese carne, ya no sería conservación sino congelación. A continuación, se detallarán los calores necesarios para poder encontrar las kcal/24h que se necesitarán, los calores son: calor específico antes de la congelación, calor latente y calor de respiración. Teniendo una variación de 30°C en un tiempo de 24 horas.

Tabla 13: Cálculo de las cargas por producto según el alimento que consumirán los pobladores.

Alimento	Masa (kg)	Masa (lb)	Calor específico antes de la congelación	Diferencia de temperatura en °C	Diferencia de temperatura en Fahrenheit	Tiempo de enfriamiento en horas	Carga total
Espárragos	0,5	1,10231	0,94	30	54	16	3,497078475
Alberja	2	4,40924	0,2	30	54	16	2,976237
Tomates	0,2	0,44092	0,95	30	54	16	1,413712575
Lechuga	1	2,20462	0,96	30	54	16	7,1429688
Mandarinas	1	2,20462	0,95	30	54	16	7,068562875
Tocino	0,2	0,44092	0,52	30	54	16	0,77382162
Aves frescas	5	11,02310	0,8	30	54	16	29,76237
Cordero	5	11,02310	0,8	30	54	16	29,76237
Queso	0,5	1,10231	0,75	30	54	16	2,790222188
Huevos fritos	0,2	0,44092	0,73	30	54	16	1,086326505
Carga total del producto (BTU/h)							86,27367004

Fuente: Propia.

Después de tener la carga en BTU/24h las pasaremos a kW.

$$Q_3 = 86,2736 \frac{BTU}{h} = 0,02528 kW$$

Posteriormente se sumarán todas las cargas de paredes, y renovaciones, la carga de producto será añadida al final cuando las cargas estén en kW. Debido a que ya se han dividido entre el número de horas que es 16 para poder tener una potencia de reserva

$$Q_t = 475 \frac{kcal}{24h} + 71,25 \frac{kcal}{24h} + 89 \frac{kcal}{24h} = 635,25 \frac{kcal}{24h}$$

Para poder obtener la carga por hora en vez de dividirse las calorías por 24, las dividiremos entre 16 o 18 a fin de tener una reserva de potencia para casos de emergencia.

$$Q_t = 635,25 \frac{kcal}{16h} = 42,35 \frac{kcal}{h} = 0,049253 kwatts$$

Después le añadiremos la carga del producto la cual es

$$0,02528 kW + 0,049253 kW = 0,073533 kW$$

Se incorpora un factor de seguridad del 10% con el fin de contemplar posibles omisiones mínimas.

$$Q_t = 0,073533 kW + 0,073533 kW * 10\% = 0,0808863kW$$

Entonces, se concluye que el evaporador seleccionado debe tener la capacidad de suministrar 0.0808863 kilovatios para satisfacer la demanda de carga térmica.

## VI. CÁLCULOS TERMODINÁMICOS

Para el procedimiento de los cálculos termodinámicos se seguirá el siguiente diagrama.

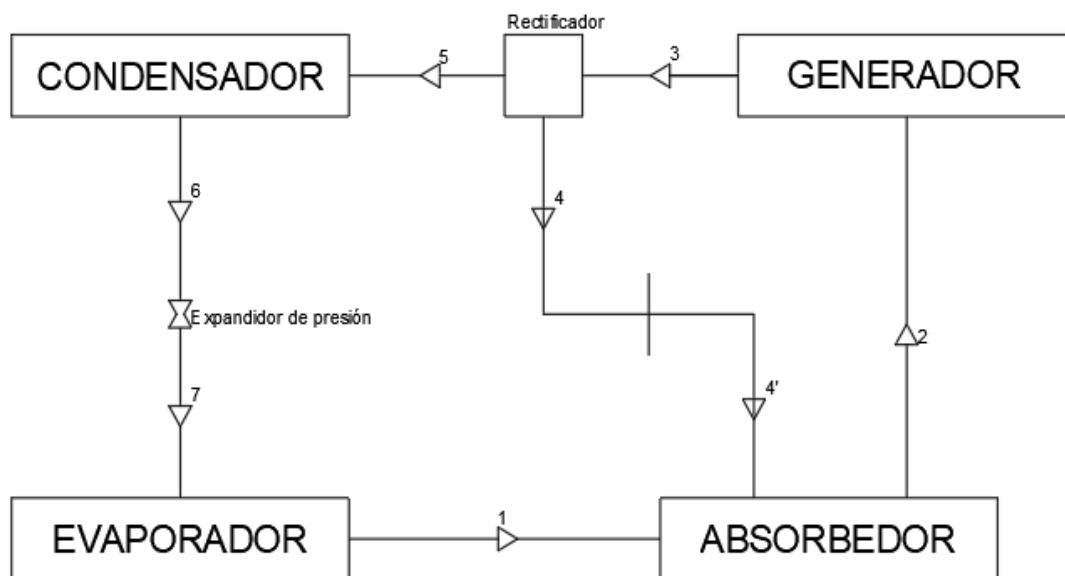


Figura 5: Diagrama de funcionamiento del sistema de refrigeración por absorción.

Fuente: Propia.

Se tiene como referencia que el estado 1 es la salida del evaporador.

Luego, en el absorbedor entrarán 2 flujos másicos, el proveniente del evaporador, estado 1, y el que proviene del rectificador, estado 4, inmediatamente su salida será el estado 2, en donde, el flujo másico se dirige al generador, el cual posee una mezcla de amoníaco-agua.

Dentro del generador, la mezcla amoníaco agua, empieza a elevarse su temperatura y es donde irá nuestra fuente de calor, que puede ser una placa absorbidora de calor, o la combustión de biogas, GLP o GNV. El refrigerante al estar aumentando su temperatura a 95 °C se separa de la mezcla amoníaco-agua, debido a que el punto de ebullición del amoníaco es menor al del agua. Inmediatamente sale la mezcla amoníaco agua por el estado 3, aquí es donde sucede una separación del amoníaco con el agua, la mezcla amoníaco agua se dirige al rectificador para que el amoníaco se separe y vaya hacia el condensador, y el agua regrese al absorbedor por el estado 4.

En el rectificador se separa el amoníaco del agua debido a que el amoníaco se encuentra en fase gaseosa dirigiéndose por el estado 5 y el agua estando caliente sigue en su fase líquida, y se dirige por el estado 4 hacia el absorbedor.

Dentro del condensador el amoniaco se convierte en fase líquida y posteriormente se dirige a la válvula de expansión en el estado 6 donde será estrangulado y disminuirá su presión.

En el evaporador, el amoniaco débil, proveniente de la válvula de expansión del estado 7, como ha sufrido una estrangulación y su presión ha disminuido tendrá un punto de ebullición menor dando como resultado una evaporación del amoniaco, al evaporarse absorberá el calor del ambiente a refrigerar debido a que extraerá el calor del ambiente, posteriormente saldrá en fase gaseosa hacia el absorbedor por el estado 1.

Para cada caso se obtuvieron los valores de título y temperatura para que posteriormente se puedan obtener los cálculos de entalpías y presiones que se desarrollaran en cada estado y con los cuales podremos hallar los cálculos termodinámicos.

```

"parámetros de entrada"
"parametros de estado 1"
t1=273.15
x1=0.995
"parametros de estado 2"
t2=25+273.15
x2=0.45
"parametros de estado 3"
t3=95+273.15
x3=0.93
"parámetros de estado 4"
t4=90+273.15
x4=0.2
"parámetros de estado 5"
t5=90+273.15
x5=0.995
"parámetros de estado 6"
x6=0
t6=25+273.15
"parámetros de estado 7"
t7=32+273.15
h7=h6

```

Figura 6: Datos de estado de cada parámetro del sistema de refrigeración.

Programa EES. Fuente:

En el estado 1 la temperatura que sale del evaporador es de 0°C y el título del amoniaco será de 0,995 debido a que el amoniaco sale del evaporador en una fase gaseosa débil, posteriormente en el estado 2, tendrá un título de 0,45 debido a que está en mezcla con el absorbente (agua). A la salida del absorbedor, el amoniaco habrá sido absorbido por el agua para que pueda haber una mezcla amoniaco agua en fase líquida y así pudiera ser movilizado de manera más inmediata.

El estado 3 se encuentra a la salida del generador, en donde se le habrá elevado la temperatura a la mezcla amoniaco-agua y tendrán un título de 0,93 y una temperatura de 95°C sin embargo el agua seguirá teniendo un líquido de 0,07 debido a que permanecerá en fase líquida y este absorbente regresará al absorbedor en el estado 4.

Después de estar en el generador la mezcla amoniaco-agua pasa al rectificador, aquí se irá el amoniaco en fase gaseosa al condensador en estado 5 con una temperatura de  $90^{\circ}\text{C}$  y un título de 0,995, por otra parte, el agua en fase líquida regresará al absorbedor a una temperatura de  $90^{\circ}\text{C}$  y un título de 0,2.

En el estado 5 solo hay amoniaco en fase gaseosa ingresando al condensador para que pueda regresar a fase líquida y posteriormente pueda irse a la válvula de expansión. Al entrar al condensador en fase líquida tiene una temperatura de  $95^{\circ}\text{C}$  y un título de 0,995 y a la salida del condensador tiene una temperatura de  $32^{\circ}\text{C}$  y un título de 0,995.

En el estado 7 el amoniaco ya salió de la válvula de expansión con un título de 0,995 y una presión de 2 bar, el amoniaco está a punto de ingresar al evaporador en donde al habersele extraído la presión, este empezará a evaporar al amoniaco e inmediatamente empezará a absorber el calor del ambiente a refrigerar.

Posteriormente con ayuda del programa EES se encontraron los cálculos en cada estado, basándonos primero del título de amoniaco que se encuentre en el equipo y luego las entalpías para después poder encontrar los flujos máxicos que estarán en todo el sistema de refrigeración.

"estado 1 salida del evaporador"

```
P1=P_sat(Ammonia,T=t1)
h1=Enthalpy(Ammonia,T=t1,x=x1)
s1=Entropy(Ammonia,T=t1,x=x1)
u1=IntEnergy(Ammonia,T=t1,x=x1)
P2=P_sat(Ammonia,T=t2)
v1=Volume(Ammonia,T=T1,x=x1)
```

"estado 2 salida del absorbedor y entrada al generador, mezcla amoniaco agua"

```
h2=Enthalpy(Ammonia,T=t2,x=x2)
```

"estado 3 salida del generador y entrada al rectificador mezcla amoniaco agua"

```
P3=P_sat(Ammonia,T=t3)
h3=Enthalpy(Ammonia,T=t3,x=x3)
s3=Entropy(Ammonia,T=t3,x=x3)
u3=IntEnergy(Ammonia,T=t3,x=x3)
v3=Volume(Ammonia,T=T3,x=x3)
```

"estado 4 salida del rectificador al absorbedor agua"

```
h4=Enthalpy(Ammonia,T=t4,x=x4)
```

"estado 5, salida del rectificador y entrada al condensador, amoniaco"

```
h5=Enthalpy(Ammonia,T=t5,x=x5)
```

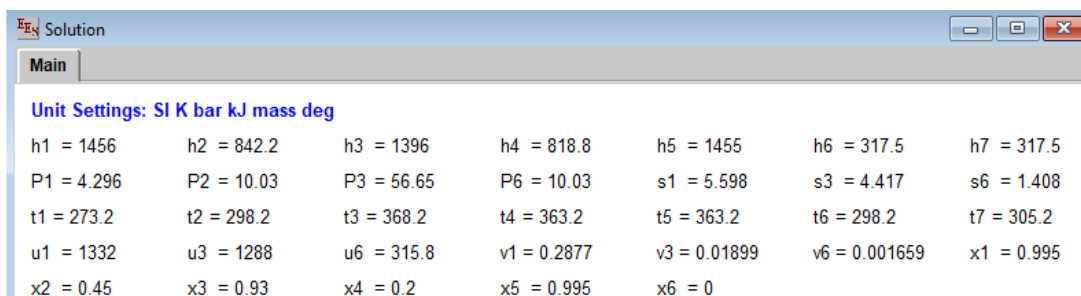
"estado 6 salida del condensador y entrada a la valvula de expansión"

```
P6=P_sat(Ammonia,T=t6)
h6=Enthalpy(Ammonia,T=t6,x=x6)
s6=Entropy(Ammonia,T=t6,x=x6)
u6=IntEnergy(Ammonia,T=t6,x=x6)
v6=Volume(Ammonia,T=T6,x=x6)
```

Figura 7: Datos de estado de cada parámetro del sistema de refrigeración.

Fuente: Datos extraídos del programa EES.

Con ayuda de la función "calculate" del programa EES se podrán obtener los cálculos de manera inmediata dentro del programa.



Unit Settings: SI K bar kJ mass deg						
h1 = 1456	h2 = 842.2	h3 = 1396	h4 = 818.8	h5 = 1455	h6 = 317.5	h7 = 317.5
P1 = 4.296	P2 = 10.03	P3 = 56.65	P6 = 10.03	s1 = 5.598	s3 = 4.417	s6 = 1.408
t1 = 273.2	t2 = 298.2	t3 = 368.2	t4 = 363.2	t5 = 363.2	t6 = 298.2	t7 = 305.2
u1 = 1332	u3 = 1288	u6 = 315.8	v1 = 0.2877	v3 = 0.01899	v6 = 0.001659	x1 = 0.995
x2 = 0.45	x3 = 0.93	x4 = 0.2	x5 = 0.995	x6 = 0		

Figura 8: Resultados de las ecuaciones del programa EES.

Fuente: "Solution" del programa EES

Podemos apreciar en la tabla que se muestran los parámetros de todos los estados pertenecientes al sistema de refrigeración.

*Tabla 14: Parámetros de los estados dentro del sistema de refrigeración por absorción.*

Estado	Temperatura K	Temperatura °C	Flujo másico	Título	Entalpías
1	273,2	0	0,071046	0,995	1456
2	298,2	25	0,2259272	0,45	842,2
3	368,2	95	0,2259272	0,93	1396
4	363,2	90	0,1548812	0,2	818,8
5	363,2	90	0,0710459	0,995	1455
6	298,2	25	0,0710459	0	317,5
7	305,2	32	0,0710459	-	317,5

*Fuente: Datos extraídos del programa EES  
Elaboración: Propia.*

## 6.1.CÁLCULOS DE FLUJOS MÁSICOS DENTRO DEL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN

Es necesario conocer los flujos que tiene la máquina de absorción, para poder realizar su respectivo balance energético y saber cuánto refrigerante va a contener el sistema de refrigeración.

Con ayuda de la *figura 5* evaluaremos los estados respectivos dentro del sistema de refrigeración, y con las entalpías y los títulos del fluido en cada estado lograremos encontrar los flujos másicos.

**Realizando el balance en el absorbedor se tiene:**

$$Q_{\text{evap}} = m_1(h_1 - h_6)$$

$$m_1 = \frac{Q_{\text{evap}}}{h_1 - h_6}$$

$$m_1 = \frac{0,0808863}{(1456 - 317,5)}$$

$$m_1 = 7,10463781 \times 10^{-5} \frac{\text{kg}}{\text{s}} = 0,0710463 \frac{\text{gr}}{\text{s}}$$

**Balance de masa en el absorbedor**

$$m_4 + m_1 = m_2$$

$$m_4 = m_2 - m_1$$

$$m_4 = m_2 - 0,0710468 \frac{\text{gr}}{\text{s}}$$

**Balance de masa-concentración del absorbedor**

$$m_4 x_4 + m_1 x_1 = m_2 x_2$$

$$(m_2 - 0,0710463)x_4 + m_1 x_1 = m_2 x_2$$

$$0,0710463 - m_1 x_1 = m_2 (x_4 - x_2)$$

$$m_2 \frac{0,0710463 \cdot X_4 - m_1 x_1}{x_4 - x_2}$$

$$m_2 = \frac{0,0710463 (0,2) - 0,07101463(0,995)}{(0,2 - 0,45)}$$

$$m_2 = 0,2259272 \frac{\text{gr}}{\text{s}}$$

Por lo tanto, si reemplazamos la ecuación del flujo másico  $m_2$  y  $m_4$  se obtendrá:

$$m_4 = 0,2259271 - 0,071046$$

$$m_4 = 0,1548812 \frac{gr}{s}$$

**Balance de masa en el generador**

$$m_2 = m_3$$

$$0,2259272 \frac{gr}{s} = m_3$$

**Balance de masa en el rectificador**

$$m_3 = m_5 + m_4 \Rightarrow 0,2259272 = m_5 + m_4$$

$$m_5 = 0,2259272 - m_4$$

$$m_5 = 0,2259272 - 0,1548812$$

$$m_5 = 0,0710459 \frac{gr}{s}$$

**Balance de masa del condensador**

$$m_5 = m_6$$

$$0,0710459 \frac{gr}{s} = m_6$$

**Balance de masa en el evaporador**

$$m_6 = m_7 = m_1$$

$$m_7 = 0,071456 \frac{gr}{s}$$

## 6.2.CÁLCULO DE CALORES ABSORBIDOS Y RECHAZADOS DENTRO DEL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN.

El cálculo de calores absorbidos y rechazados nos ayudará a comprobar que el balance de masa será el correcto dentro de todo el sistema de refrigeración.

### Calor absorbido en el evaporador:

$$m_7 h_7 + Q_{evap} = m_1 h_1$$

$$Q_{evap} = m_1 h_1 - m_7 h_7 \quad (m_1 = m_7)$$

$$Q_{evap} = m_1 (h_1 - h_7)$$

$$Q_{evap} = 0,071046 (1456 - 317,5)$$

$$Q_{evap} = 80,885571 \text{ W}$$

### Calor rechazado en el absorbedor

$$m_1 h_1 + m_4 h_4 = m_2 h_2 + Q_{abs}$$

$$m_1 h_1 + m_4 h_4 - m_2 h_2 = Q_{abs}$$

$$(0,071046)(1456) + (0,1548812 \cdot 818,8) - (0,2259272 \cdot 842,2) = Q_{abs}$$

$$39,9838 \text{ W} = Q_{abs}$$

### Calor absorbido en el generador

$$m_2 h_2 + Q_{gen} = m_3 h_3 \quad Q_{gen} = m_3 h_3 - m_2 h_2$$

$$Q_{gen} = m_3 (h_3 - h_2)$$

$$Q_{gen} = 0,2259272 (1396 - 842,2)$$

$$Q_{gen} = 125,1184 \text{ W}$$

### Calor rechazado en el condensador

$$m_5 h_5 = Q_{cond} + m_6 h_6 \quad Q_{cond} = m_5 h_5 - m_6 h_6 \quad m_5 = m_6$$

$$Q_{cond} = m_5 (h_5 - h_6)$$

$$Q_{cond} = 0,071046 (1455 - 317,5)$$

$$Q_{cond} = 80,8148 \text{ W}$$

### Calor rechazado en el rectificador

$$m_3 h_3 = m_5 h_5 + m_4 h_4 + Q_{rect}$$

$$m_3 h_3 - m_5 h_5 - m_4 h_4 = Q_{rect}$$

$$(0,2259272 \cdot 1396) - (0,071046 \cdot 1455) - (0,1548812 \cdot 818,8) = Q_{rect}$$

$$85,2057 \text{ W} = Q_{rect}$$

**Realizando balance energético**

$$Q_{evap} + Q_{gen} = Q_{cond} + Q_{rect} + Q_{abs}$$

$$80,885871 \text{ W} + 125,1184 \text{ W} = 80,8148 \text{ W} + 85,2059 \text{ W} + 39,9838 \text{ W}$$

$$206,0042 \text{ W} = 206,0043 \text{ W}$$

## VII. DISEÑO DEL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN

Empezaremos por evaporador, teniendo las siguientes características.

### 7.1.1. DIMENSIONES DEL EVAPORADOR

El evaporador es un elemento del sistema de refrigeración que tiene la misma función que un intercambiador de calor, la cual es transmitir el flujo calorífico del ambiente a refrigerar hacia el refrigerante, el evaporador debe ser diseñado con material de acero inoxidable, aquí circulará el amoniaco y para el diseño de este sistema de refrigeración se han tomado las siguientes medidas de la tubería.

Diámetro interno: 7,5 mm

Diámetro externo: 10mm

**Y estará sometido a las temperaturas de:**

Temperatura máxima: 31 °C

Temperatura mínima: 0 °C

Y con las temperaturas máximas y mínimas en las tuberías lograremos hallar la temperatura de película que estará en la tubería la cual se define como el promedio entre la temperatura de ambiente y temperatura de la superficie de contacto. Y en este caso son:

Temperatura ambiente: 31 °C

Temperatura de la superficie de contacto: 0 °C

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

$$T = \frac{31^{\circ}\text{C} + 0^{\circ}\text{C}}{2}$$

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

Y las propiedades del flujo a la temperatura de 15°C son:

- $\beta = 3,44 \times 10^{-3} \frac{1}{k}$
- $\nu = 1,14746 \times 10^{-5} \frac{m^2}{s}$
- $Pr = 0,7322$
- $K = 0,0248 \frac{W}{mK}$
- $g = 9,81 \frac{m^2}{s}$

Utilizaremos las ecuaciones de Rayleigh y Nusselt, para encontrar el coeficiente de transmisión de calor por convección. Con la siguiente ecuación:

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

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

Y por consiguiente en la ecuación de Nusselt se tiene el siguiente valor:

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

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

Reemplazando los datos de las ecuaciones de Rad y Nud podemos hallar el coeficiente de convección:

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

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

$$h_e = 8,33 \frac{W}{m^2 \circ K}$$

Posteriormente para hallar las dimensiones del serpentín que estará en el sistema de refrigeración se usarán las ecuaciones de capacidad frigorífica y posteriormente el área donde será transmitida la transferencia de calor.

$$Q_{con} = h_e A_s \Delta T_m$$

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

$$A_s = 0,227 m^2$$

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

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

Así es como se considerarán los siguientes datos de diseño:

**Longitud del serpentín:** 7,24 metros

**Diámetro del serpentín helicoidal:** 0,19 metros

**Número de vueltas:** 12,25

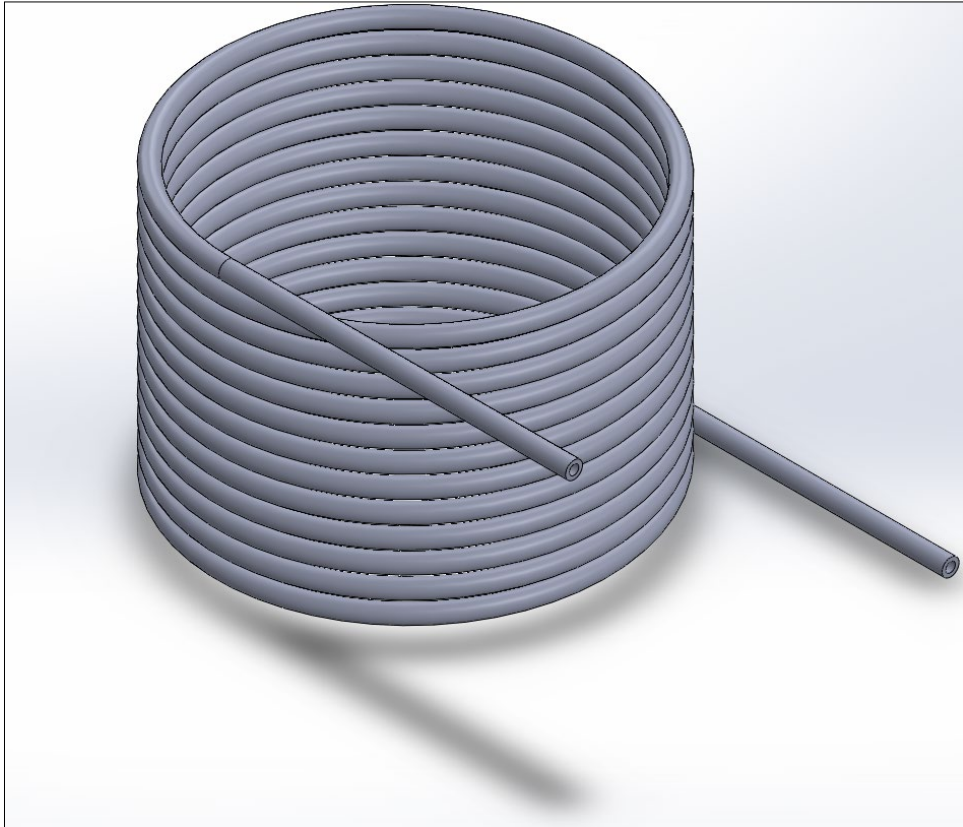
**Paso entre cada curva:** 22 mm.

**Área requerida para la transferencia de calor:** 0,242 m<sup>2</sup>

**Tubería:** 0,009525 metros

**Material:** Acero inoxidable

Al hacerlo en SolidWorks el diseño quedará de la siguiente manera.



*Figura 9: Diseño del evaporador en SolidWorks*

*Fuente: Propia*

### **7.1.2. DISEÑO MECÁNICO DEL CONDENSADOR.**

El condensador será el encargado de enfriar el vapor de amoníaco, o hacer que vuelva a su fase líquida. El cual será un serpentín con aletas, la presencia de aletas hará que se enfríe aún más rápido.

Para el cálculo del diseño, primero debemos hallar los valores de la temperatura de la película de las tuberías que será definida por la temperatura del refrigerante y de la tubería.

Teniendo los siguientes valores:

Temperatura ambiente: 31°C

Temperatura de la superficie: 20°C

Teniendo una temperatura de película de

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

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

Teniendo las siguientes propiedades del fluido:

- $\beta = 3,44 \times 10^{-3} \frac{1}{k}$
- $\nu = 1,539 \times 10^{-5} \frac{m^2}{s}$
- $Pr = 0,7303$
- $K = 0,0253 \frac{W}{mK}$
- $g = 9,81 \frac{m^2}{s}$
- $C_p = 1,007 \frac{KJ}{kg \text{ } ^\circ K}$

Ahora se reemplazarán los valores en las ecuaciones de Rayleigh y Nusselt para posteriormente hallar el área de transferencia de calor.

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

**Dimensiones del Condensador:**

Dimensiones del serpentín:

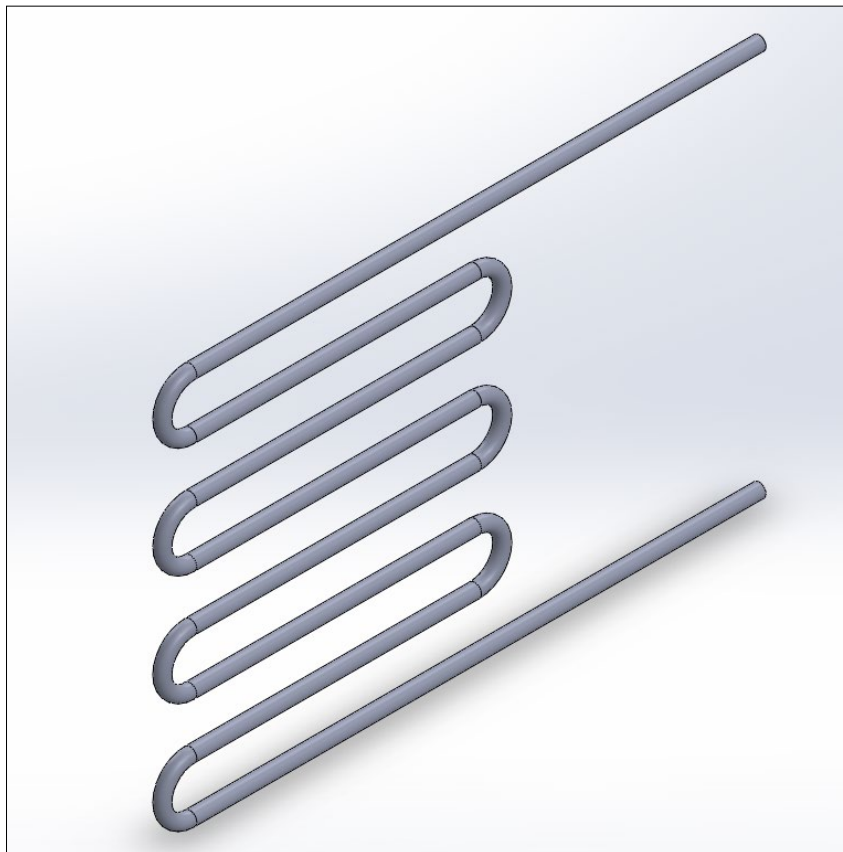
Longitud total: 4,42 m

Paso: 70 mm.

Ancho de serpentín: 0,43m.

Área requerida para la transferencia de calor: 0,25 m<sup>2</sup>

Material: Acero inoxidable.



*Figura 10: Diseño del Condensador*

*Fuente: Diseño realizado en SolidWorks*

### 7.1.3. DISEÑO MECÁNICO DEL GENERADOR

En el diseño del generador se deben tener en cuenta los valores de los flujos máxicos que ingresarán. En este caso será el refrigerante y el absorbente. Y según los resultados del segundo objetivo, tenemos los siguientes flujos máxicos:

Flujo máxico del refrigerante (amoniaco): 0,0710463 g/s

Flujo máxico del absorbente (agua): 0,1548812 g/s

El Flujo máxico total es: 0,0710463 g/s + 0,1548812 g/s = **0,2259272 g/s** =

**0,81222792 kg/hora**. Con un Volumen específico de la solución que deberá tener el generador para que pueda operar en buen funcionamiento es:

$$V_{solución} = 0,00119 \frac{m^3}{kg}$$

$$V_T = V_{solución} * M_c$$

$$V_{Total} = 0,81222792 * 0,00119 = 0,009678 m^3 = 9,678 \text{ lts}$$

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

$$L = 93 \text{ cm.}$$

#### Dimensiones del tanque generador

Longitud del tanque generador: 0,93 metros

Material: Acero inoxidable

Tubería: 0,1016 metros. (4 pulgadas)

Al hacer las dimensiones en SolidWorks el resultado será el siguiente.

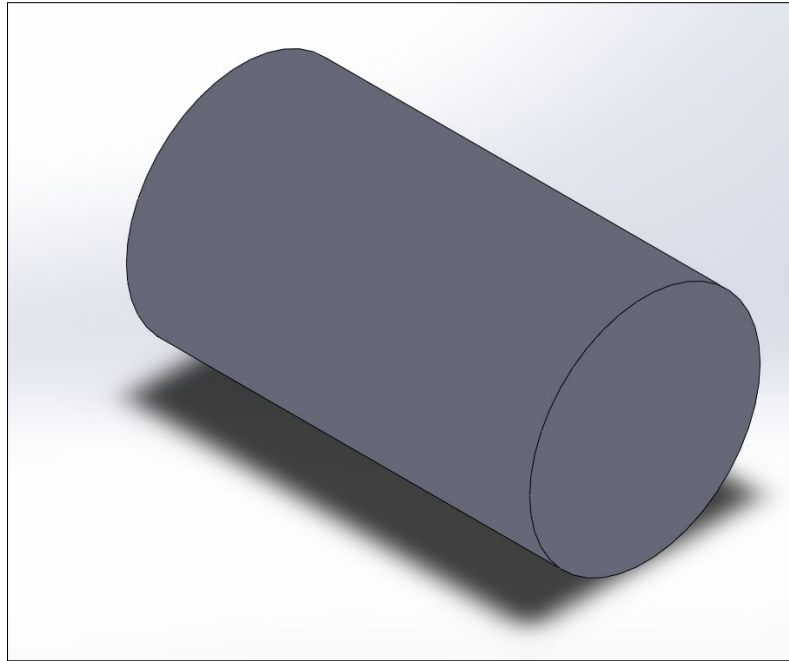


Figura 11: Diseño del tanque generador en SolidWorks

Fuente: Propia.

#### 7.1.4. DISEÑO MECÁNICO DEL ABSORBEDOR.

Para el diseño del absorbedor se tendrá presente que en esta parte del sistema el refrigerante en fase gaseosa será absorbido por el absorbente (agua) para así, llevar el refrigerante de fase gaseosa a líquida. Por tal motivo va a tener que almacenar el volumen del condensador, evaporador y generador, para poder

Para el cálculo del absorbedor es necesario saber que almacenará 3 volúmenes, el ingreso del condensador, del evaporador y su salida al generador entonces tendrá que ser la suma del volumen del condensador, evaporador y generador.

Teniendo los volúmenes en cada caso hallados con el diámetro y el largo de las tuberías.

Volumen del condensador: 0,2 lt.

Volumen del evaporador: 0,32 lt.

Volumen del generador: 8,3431 lt.

Teniendo un volumen total de: 8,8631 lt.

Teniendo así una longitud en el absorbedor de

$$L_{absorbedor} = 1,22 \text{ m}$$

#### Dimensiones del Absorbedor:

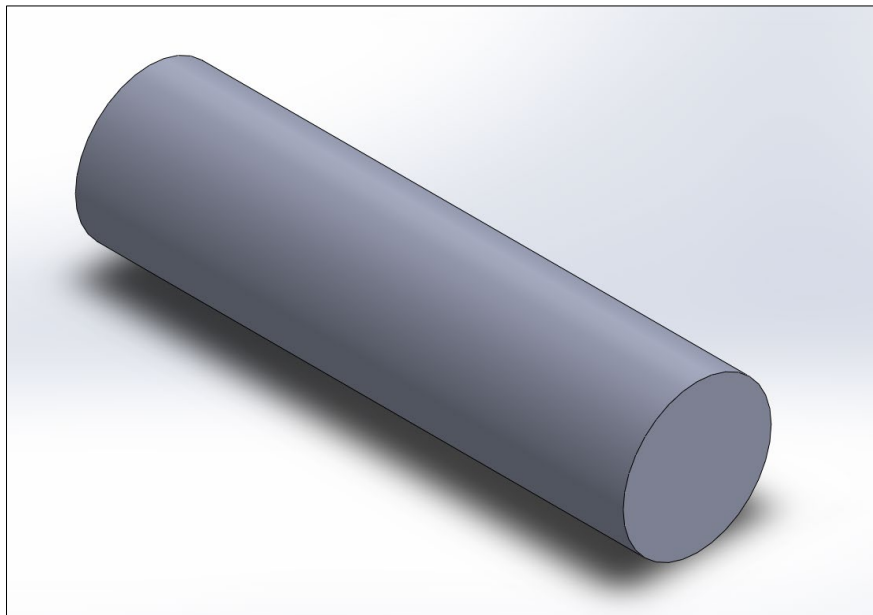
Longitud del absorbedor: 0,35 metros

Material: Acero inoxidable.

Espesor de la tubería: 2 cm

Espesor de la tubería en los extremos laterales: 2cm

Al realizarse en SolidWorks el diseño quedará de la siguiente manera.



*Figura 12: Diseño del absorbedor en SolidWorks*

*Fuente: Propia.*

### 7.1.5. DISEÑO MECÁNICO DEL RECTIFICADOR

En el rectificador se realizará la función de separar el refrigerante del absorbente, y comprenderá la entrada de ambos y una salida para cada sustancia.

Primero encontraremos el Volumen de la solución que deberá estar en las condiciones necesarias para poder trabajar correctamente en el rectificador.

El volumen específico de la solución es de:

$$V = 1,2393 \frac{m^3}{kg}$$

Y posteriormente reemplazándolo en la siguiente fórmula, encontraremos el Volumen de la solución a una hora de trabajo.

$$V_{\text{solución}} = 1,2393 \frac{m^3}{kg} \times 0,2259272 \frac{gr}{h} \times \frac{1 kg}{1000 gr} \times 1 \text{ hora} = 0,0002799 m^3$$

$$V_{\text{solución}} = 0,2799 \text{ lt}$$

Para las dimensiones del rectificador se consideraron las siguientes medidas:

#### Dimensiones del rectificador:

Altura del rectificador: 0,17 metros.

Diámetro interior: 44,96 mm

Material: Acero inoxidable.

Y para poder encontrar la longitud, nos ayudaremos de la ecuación de volumen:

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

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

Teniendo el resultado en SolidWorks el siguiente:



Figura 13: Diseño del rectificador.

Fuente: Propia.

El proceso del diseño de todo el sistema de refrigeración consta del siguiente diagrama de la ilustración.

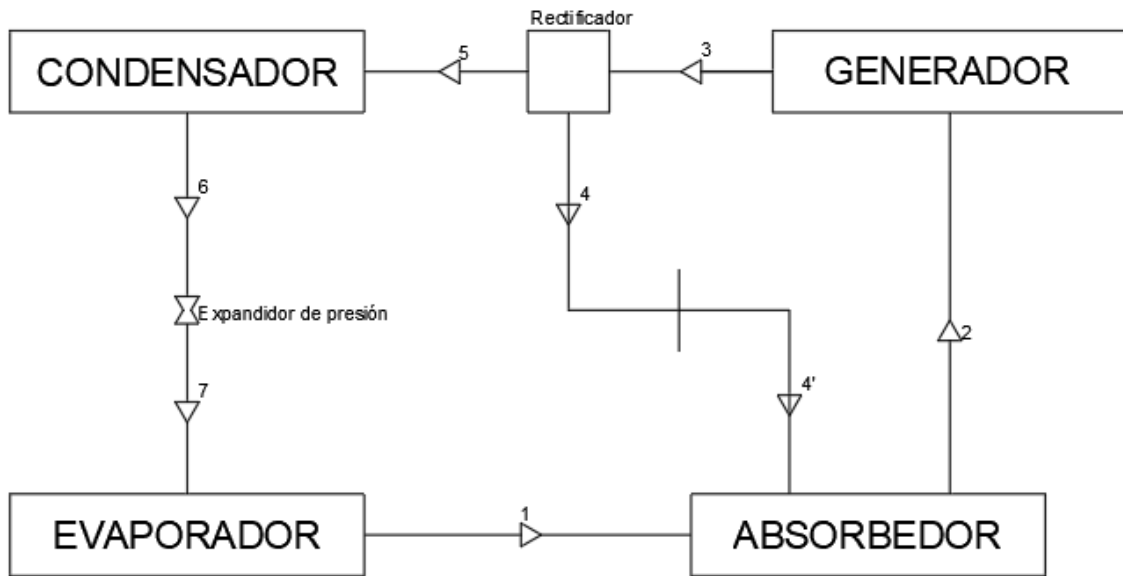


Figura 14: Diagrama de funcionamiento del sistema de refrigeración por absorción.

Fuente: Propia

Procediendo al ensamblaje de todas las piezas en SolidWorks tenemos el siguiente diseño.

El diseño del sistema de refrigeración completo será el siguiente:

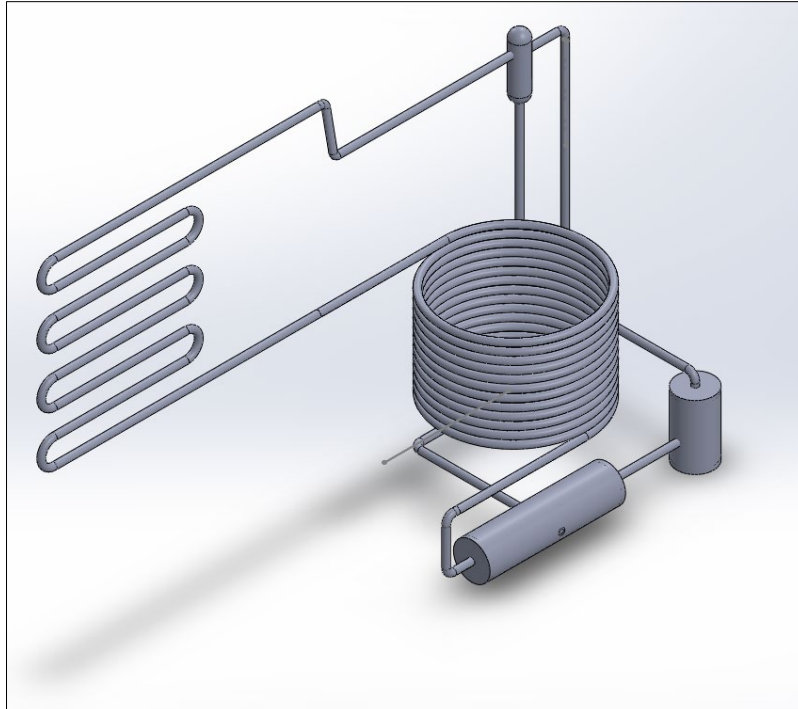


Figura 15: Vista tridimensional del diseño del sistema de refrigeración por absorción

Fuente: Propia.

## VIII. SIMULACIÓN DEL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN

Se procedió a realizar la simulación del sistema de refrigeración del condensador y evaporador con ayuda del programa SolidWorks 2018 en el cual podremos verificar los valores de presión, velocidad y temperatura del flujo.

### 8.1. SIMULACIÓN DEL CONDENSADOR

El condensador viene a ser una parte del sistema de refrigeración en donde va a ingresar el amoniaco en forma de gas y posteriormente se volverá líquido debido a la disminución de temperatura. Al ingresar los valores de presión y temperatura detallados anteriormente, podemos apreciar como la temperatura del fluido empieza a descender de 373,20 °K y en la parte inferior la tubería del condensador logra disminuir su temperatura a 296 °K.

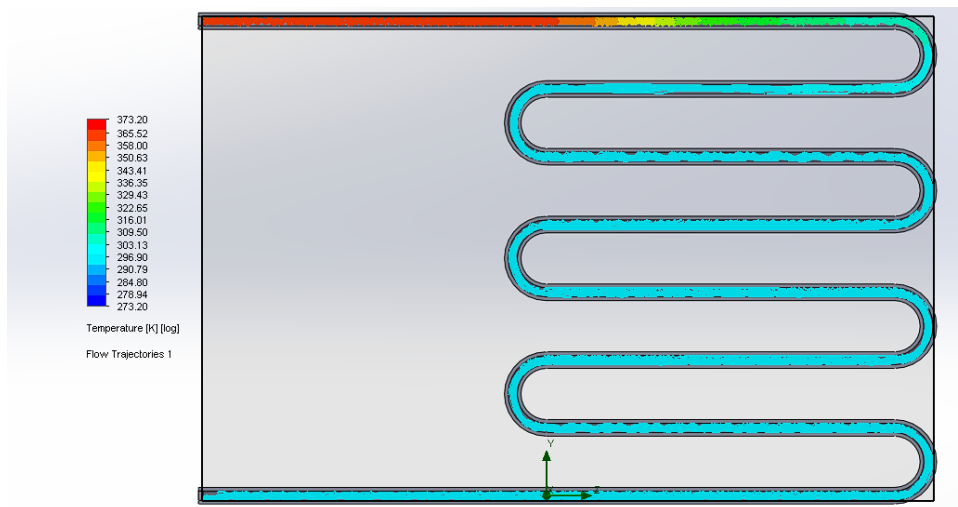


Figura 16: Simulación del evaporador mostrando valores de temperatura.

Fuente: Propia.

Con respecto a la simulación de presión podemos apreciar en la siguiente imagen como es que los valores de 10 bar bajan a 9,96 bar evidenciando que la variación de presión es casi nula.

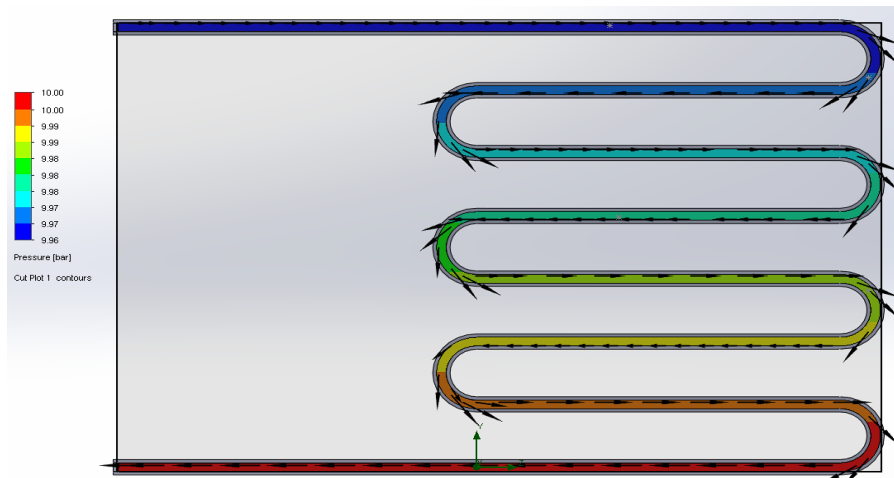


Figura 17: Simulación del evaporador mostrando valores de presión.

Fuente: Propia.

La simulación de velocidad en el condensador también evidencia como el fluido logra permanecer a su velocidad normal en la parte céntrica de la tubería y tiene una reducción de velocidad en las partículas del fluido que están más cercanas a las paredes de la tubería.

Sin embargo, la velocidad al final del condensador sigue siendo igual que en la de entrada, esto debido al aprovechamiento de la gravedad para poder desplazar el fluido.

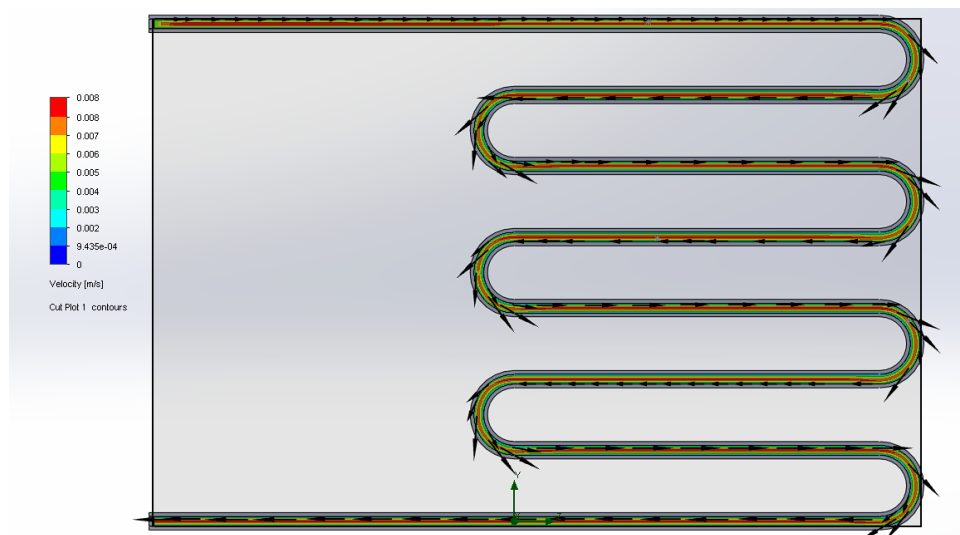


Figura 18: Simulación del evaporador mostrando valores de velocidad.

Fuente: Propia.

## 8.2. SIMULACIÓN DEL EVAPORADOR

El evaporador es la parte del proceso del sistema de refrigeración en donde ingresa el amoníaco a baja presión y se eleva a poca temperatura, para así poder forzar una evaporación y absorber el calor del compartimiento a refrigerar.

En la siguiente imagen se aprecia como los valores de presión empiezan a descender a lo largo del recorrido del serpenteo del evaporador, sin embargo, se logra apreciar que los valores tienen una variación casi nula.

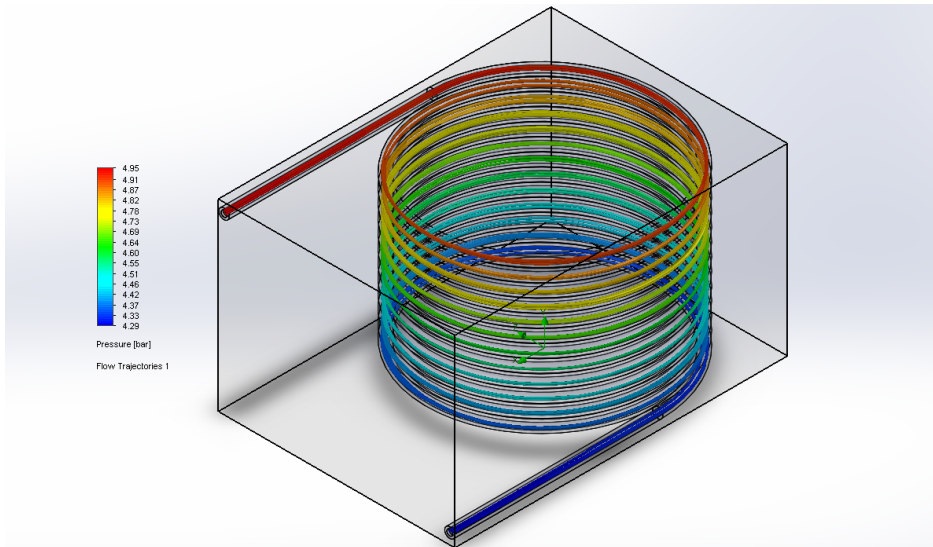


Figura 19: Simulación del evaporador mostrando valores de presión.

Fuente: Propia.

En la simulación de velocidad se puede evidenciar como el fluido se logra mantener estable a lo largo del recorrido del evaporador, teniendo una aceleración al inicio del serpentín y otra al finalizar el recorrido, causa de esto es que la tubería en esas partes del serpentín viene a ser lineal, posteriormente cuando entra a la curvatura se mantiene a su velocidad constante, esto se debe a que debe permanecer en una velocidad constante para que el fluido pueda extraer el calor de las tuberías, si es muy rápido, no se va a poder absorber el calor suficiente, y si es muy rápido el amoniaco empezaría a reducir su propiedad de refrigeración en esos puntos del evaporador.

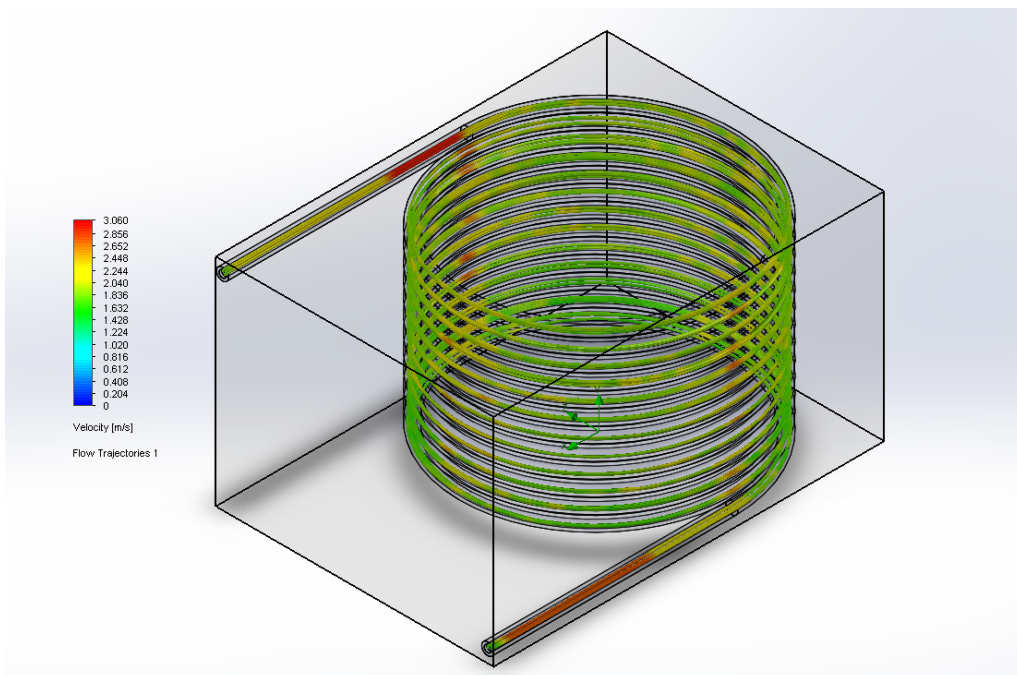


Figura 20: Simulación del evaporador mostrando valores de velocidad.

Fuente: Propia.

En la simulación de temperatura logramos apreciar que los valores de ingreso al serpentín vienen a ser de 305,2 °K y terminan en 273,2 °K los cuales llegan a coincidir con los valores encontrados en los cálculos de diseño, en este proceso el amoniaco empieza a descender su temperatura para poder volver al estado líquido y entrar al absorvedor.

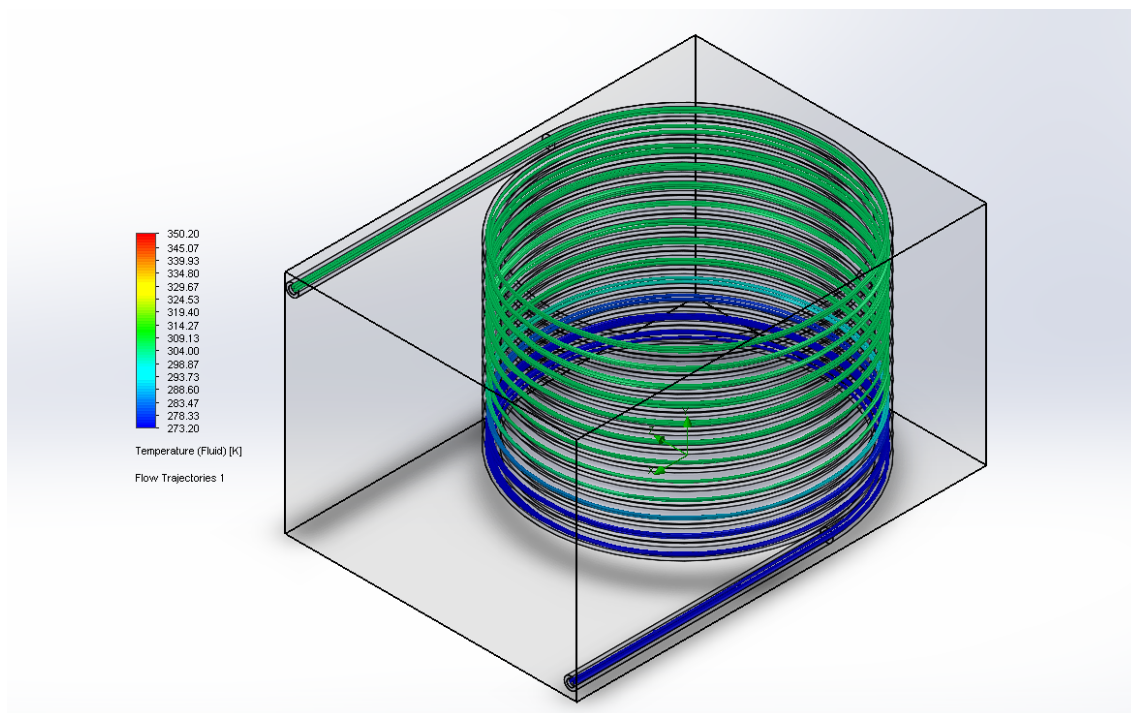


Figura 21: Simulación del evaporador mostrando valores de temperatura.

Fuente: Propia.

### 8.3. SIMULACIÓN CON EL PROGRAMA EES

Para la simulación del sistema de refrigeración, se utilizó el programa EES, para poder verificar los datos de potencia, temperatura y flujo másico dentro del sistema de refrigeración.

Cabe resaltar a que los valores de la parte de la potencia realizada en el sistema de refrigeración vienen dados por un compresor, el cual no se detalla en el sistema de refrigeración debido a que se es reemplazado por la mezcla del absorbedor y luego directamente ingresa al generador, esto debido a que no se realizará la energía eléctrica, siguiendo los demás parámetros de medida en los valores de temperatura y presiones. El trabajo que realiza el compresor es para poder elevar la presión y así, disminuir la temperatura del refrigerante, posteriormente, al volverse líquido, este sistema pueda ser transportado por bomba. Sin embargo, en el sistema de refrigeración por absorción, al ser un sistema en donde el agua absorbe al refrigerante, no será necesario de un compresor para poder realizar el trabajo de volverlo líquido, pero si será necesario del trabajo para poder separar el refrigerante del absorbente. Y así, posteriormente poder tener su ciclo normal. Ingresando por el condensador y saliendo por el evaporador.

Debido a que los cálculos han sido tomados empíricamente el programa verificará cuales son los valores verdaderos dependiendo de una carga térmica determinada y dependiendo de las temperaturas del ambiente (32 °C) y la temperatura del ambiente a refrigerar (0°C) para poder darnos un ciclo de refrigeración estándar.

Teniendo las condiciones iniciales del programa de esta manera

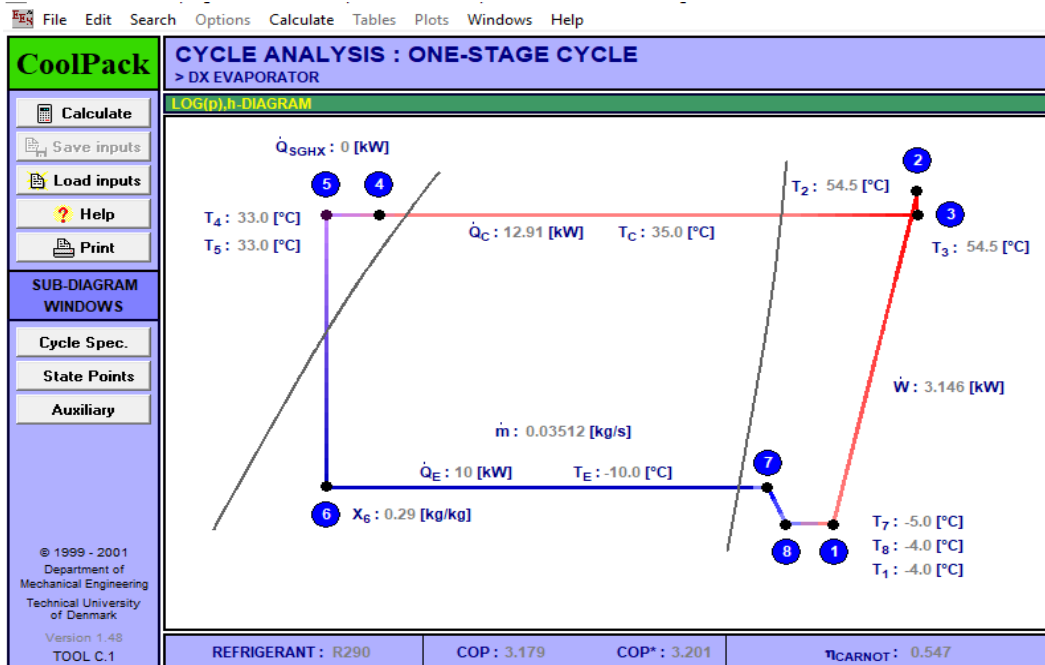


Figura 22: Circuito del refrigerante en el sistema de refrigeración dados por defecto en el programa Coolpack.  
Fuente: Imagen extraída del programa EES.

El gráfico muestra los diferentes estados de un sistema de refrigeración normal teniendo en los valores de entrada la carga térmica a refrigerar, en este caso  $Q_e = 10$  kw, y va a refrigerar a una temperatura de  $T_e = -10^\circ\text{C}$ , con una temperatura en el condensador de  $33^\circ\text{C}$ . asumiendo que, como la temperatura ambiente normal es de  $20^\circ\text{C}$  a  $25^\circ\text{C}$ , estará usando un refrigerante o un intercambiador de calor que pueda estar a las temperaturas de  $33^\circ\text{C}$ .

Para modificar los valores de entrada, se debe ir a la opción “Cycle specific” y nos aparecerá por defecto el anterior sistema de refrigeración, apareciendo de la siguiente manera:

CYCLE SPECIFICATION									
TEMPERATURE LEVELS		PRESSURE LOSSES		SUCTION GAS HEAT EXCHANGER		REFRIGERANT			
$T_E$ [°C]:	-10.0	$\Delta T_{SH}$ [K]:	5	$\Delta p_{SL}$ [K]:	0.5	No SGHX	0.30	R290	
$T_C$ [°C]:	35.0	$\Delta T_{SC}$ [K]:	2	$\Delta p_{DL}$ [K]:	0.5				
CYCLE CAPACITY									
Cooling capacity $\dot{Q}_E$ [kW]	10	$\dot{Q}_E$ [kW]	10	$\dot{Q}_C$ [kW]	12.91	$\dot{m}$ [kg/s]	0.03512	$\dot{V}_S$ [m <sup>3</sup> /h]	17.35

Figura 23: Datos de entrada del simulador EES.  
Fuente: Imagen extraída del programa EES.

Para los datos de entrada del sistema de refrigeración tomaremos los siguientes:

$$T_E = 0^\circ C$$

$$T_C = 32^\circ C$$

$$Q_E = 0,0808863 \text{ kW}$$

CYCLE SPECIFICATION								
TEMPERATURE LEVELS		PRESSURE LOSSES		SUCTION GAS HEAT EXCHANGER		REFRIGERANT		
$T_E$ [°C]:	0.0	$\Delta T_{SH}$ [K]:	5	$\Delta p_{SL}$ [K]:	0.5	No SGHX	0.30	R717
$T_C$ [°C]:	32.0	$\Delta T_{SC}$ [K]:	2	$\Delta p_{DL}$ [K]:	0.5			
CYCLE CAPACITY								
Cooling capacity $\dot{Q}_E$ [kW]	0.08	$\dot{Q}_E$ : 0.08 [kW]	$\dot{Q}_C$ : 0.09467 [kW]	$\dot{m}$ : 0.00007062 [kg/s]	$\dot{V}_S$ : 0.08 [m <sup>3</sup> /h]			

Figura 24: Datos ingresados al simulador EES.

Fuente: Imagen extraída del programa EES.

Al colocar los valores mencionados, el programa arrojará los valores de flujo másico, teniendo un resultado de:

$$m = 0,00007062 \frac{kg}{s}$$

Mientras que, en los datos hallados empíricamente, nos resultaba un flujo másico de:

$$m = 0,0000710459 \frac{kg}{s}$$

Corroborando así que los resultados no varían mucho en relación con el flujo másico hallados empíricamente y encontrados con ayuda del programa *Coolpack*.

Posteriormente en la gráfica del sistema del circuito del sistema de refrigeración se logrará comprobar los datos de temperatura al ser de 95 °C en el lado del generador.

Y los datos del sistema de refrigeración con datos empíricos nos arrojaban una potencia en el generador de

$$Q_{generador} = 0,01251184 \text{ kW}$$

Mientras que el sistema arroja una potencia en el generador de

$$W = 0,01601 \text{ kW}$$

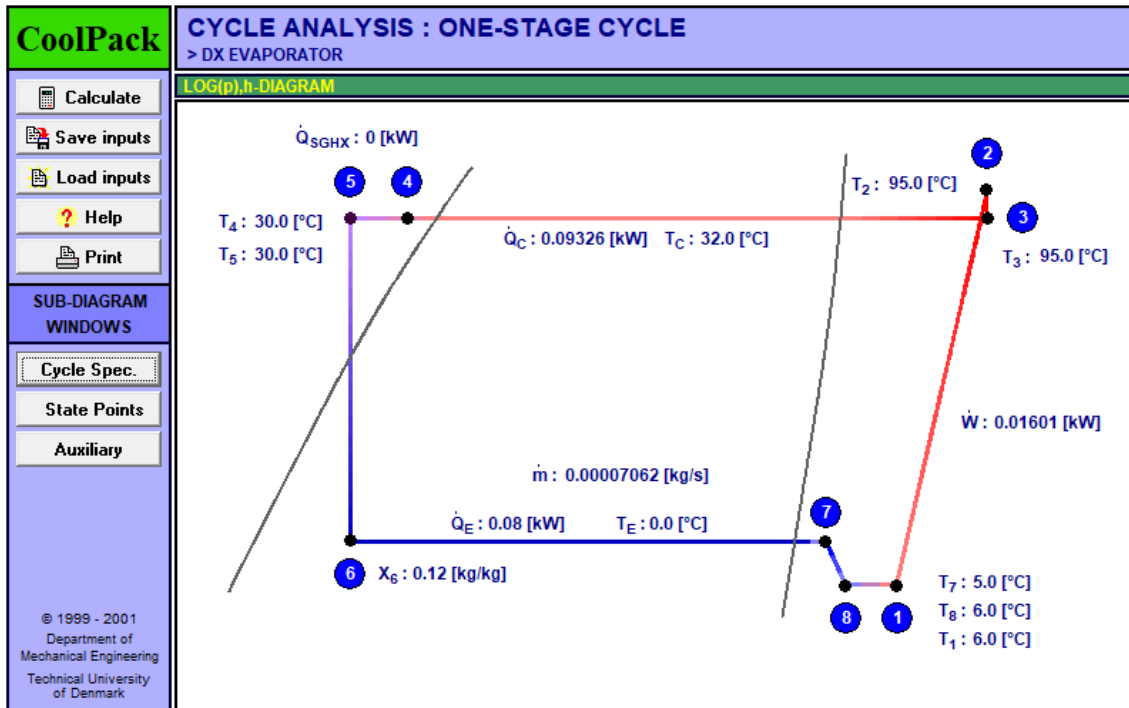


Figura 25: Circuito del sistema de refrigeración con los valores de temperaturas y trabajos presentes.

Fuente: Imagen del programa EES. y Coolpack.

Evidenciando así que los datos obtenidos con los cálculos son similares a los datos obtenidos con ayuda del programa *Coolpack*.

También es necesario conocer si el sistema de refrigeración tendrá un intercambiador de calor, con el cual pueda ayudar a refrigerar más rápido en el condensador. y en el programa EES, ayudará a corroborar los datos para el intercambiador de calor.

Si bien es cierto el condensador enfriará el amoníaco proveniente del rectificador y por tal motivo los valores de entrada serán de una temperatura de 95°C y de salida de 32, por tal motivo haremos dos simulaciones, con cada valor de temperatura respectivamente.

Como se puede observar en la figura 18, los valores que se han colocado son de una temperatura de 95°C con un flujo volumétrico de 1000 m<sup>3</sup>/h y para enfriar una carga de 0,08088 kW que es el calor que sale del sistema hallado en los cálculos de balance de energía.

Teniendo así una variación de 0,2 °C y el aire del entorno no estará estacionario, sino que fluirá con el viento, por tal motivo no será necesaria la presencia de un sistema de refrigeración para el condensador, porque el mismo ambiente podrá enfriar el refrigerante dentro del condensador.

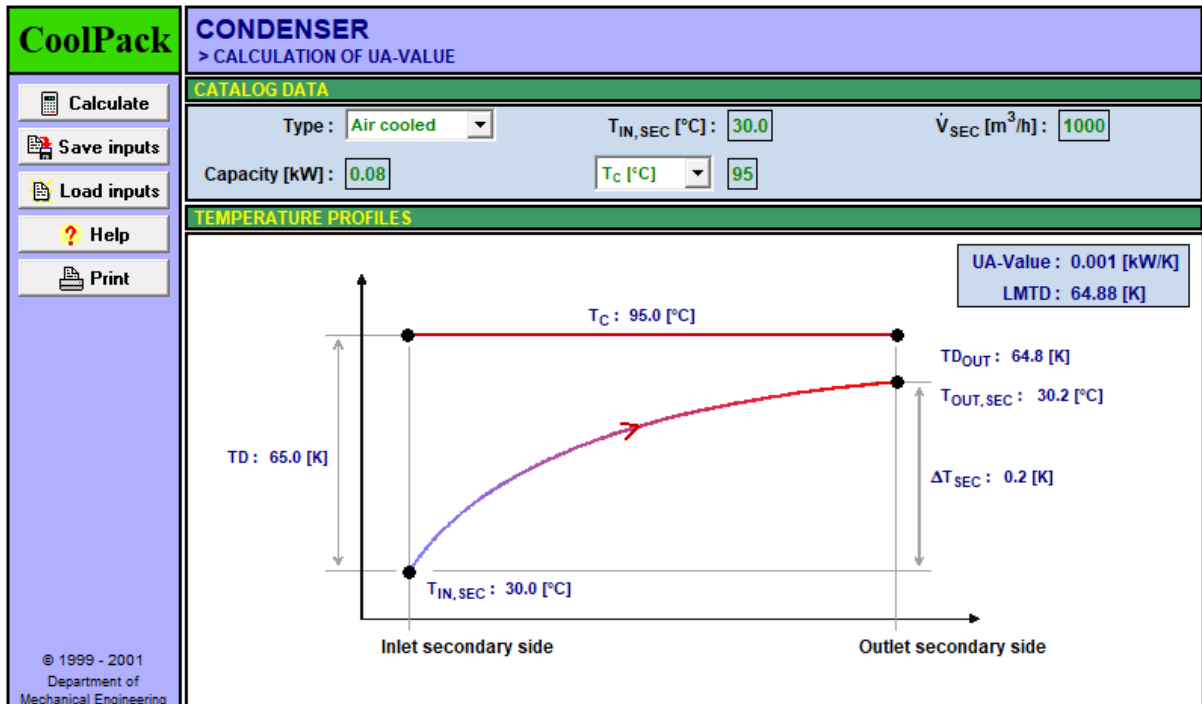


Figura 26: Simulación con 95°C de entrada.

Fuente: Imagen capturada del programa EES.

Y al poner los valores para una temperatura de 32°C del refrigerante y una temperatura del ambiente a 30°C se tendrá los siguientes resultados en el programa EES.

Obteniendo así una variación de 0,2 grados de temperatura, por tal motivo no va a ser necesario un intercambiador de calor de gran potencia, sino que el refrigerante podrá ser enfriado a temperatura ambiente.

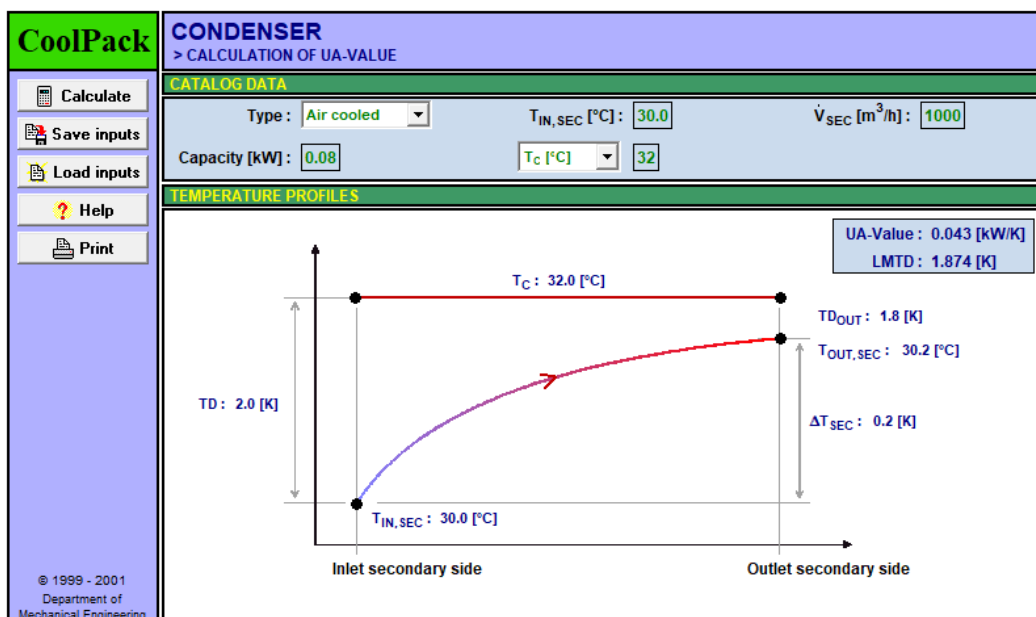


Figura 27: Valores del condensador con 32°C.

Fuente: Imagen obtenida del programa EES.

## IX. EVALUACIÓN ECONÓMICA.

En este apartado se lleva a cabo una evaluación de los costos involucrados en la inversión para la fabricación del sistema de refrigeración. como los relacionados con la mano de obra, el área de transferencia de calor y los materiales adicionales. Se presenta una tabla en la que se detallan las variables con algunas estimaciones o valores promedio de los costos de los materiales. Aunque no se incluyen los gastos de mantenimiento, es importante señalar que la máquina de absorción propuesta en esta tesis es de tamaño reducido. Si en algún momento se desean modificar las condiciones de la máquina, será responsabilidad de quien la utilice recalculando y ajustar las nuevas variables del sistema. A continuación, se exponen los indicadores pertinentes.

ÍTEM	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD	VALOR UNITARIO (Soles)	VALOR TOTAL (Soles)
1	Estructura de soporte	1	S/ 293.00	S/ 293.00
2	Tubo redondo de 1 pulgada Tubería ASTM A 53	5	S/ 65.00	S/ 325.00
3	Plancha de acero galvanizado, ASTM A 653, 1.4 mm de espesor	2	S/ 148.00	S/ 296.00
14	Manómetro con rosca vertical y glicerina de 0 a 200 psi	2	S/ 120.00	S/ 240.00
15	Válvula de expansión tipo aguja	1	S/ 140.00	S/ 140.00
17	trabajo de Soldadura	1	S/ 200.00	S/ 200.00
<b>Valor total (Soles)</b>				<b>S/ 1,494.00</b>

Tabla 15: Costos del sistema de Refrigeración por absorción

Se encontró la conservadora de alimentos capaz de mantener los alimentos a una temperatura de conservación óptima para su conservación, a un precio de 1600 soles, y junto con la energía que consume en un año el costo será de S/.4192 cabe mencionar que el sistema de refrigeración no necesita de energía eléctrica para poder ser funcionar de manera correcta.

ÍTEM	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD	VALOR UNITARIO (Soles)	VALOR TOTAL (Soles)
1	Conservadora de alimentos 300 litros Libero	1	1600	1600
	Consumo de energía anual 24h x 30 días x 12 meses	8640	0.3	2592
<b>Valor total (Soles)</b>				<b>S/ 4,192.00</b>

## CONCLUSIONES

1. La zona rural con más elevadas temperaturas de la región Lambayeque, está ubicada en Jayanca, con unas temperaturas que oscilan entre 28°C y 32°C alrededor de todo el año y la carga térmica a refrigerar para una capacidad de 0,5 m de ancho, 0,5 m de altura y 1 metro de largo es de 80,8 W para alimentos como: espárragos, arvejas, tomates, lechugas, mandarinas, tocino, aves frescas, cordero queso huevos fritos.
2. Se llegó a determinar los siguientes resultados en cada etapa del sistema de refrigeración detallados a continuación:

En la **entrada del absorbedor** tenemos los valores de temperatura:  $T_1 = 273,2$  K; 0 °C, datos de flujo másico  $\dot{m}_1 = 0,071046$ , título  $X_1 = 0,995$ ; entalpía  $h_1 = 1456$ kJ/kg y presión  $P_1 = 4.296$  bar.

En la **entrada al generador** tenemos los valores de temperatura:  $T_2 = 298,2$  K, 25 °C, flujo másico  $\dot{m}_2 = 0,2259272$ , Título  $X_2 = 0,45$ , entalpía  $h_2 = 842,2$ kJ/kg, y presión  $P_2 = 10.03$  bar.

En la **entrada a rectificador** tenemos los valores de temperatura:  $T_3 = 368,2$  K; 95 °C, flujo másico  $\dot{m}_3 = 0,2259272$ ; título  $X_3 = 0,93$ ; entalpía  $h_3 = 1396$ kJ/kg; y presión  $P_3 = 56.65$  bar.

En el **retorno de rectificador absorbedor** tenemos los valores de temperatura  $T_4 = 363,2$  K; 90 °C, flujo másico  $\dot{m}_4 = 0,1548812$ ; título  $X_4 = 0,2$ ; entalpía  $h_4 = 818,8$ kJ/kg; y presión  $P_4 = 4.296$  bar.

En la **entrada al condensador** tenemos los valores de temperatura  $T_5 = 363,2$  K; 90 °C; flujo másico  $\dot{m}_5 = 0,0710459$ ; Título  $X_5 = 0,995$ ; entalpía  $h_5 = 1455$ kJ/kg y presión  $P_5 = 10.03$  bar.

En la **entrada a válvula de expansión** tenemos los valores de temperatura  $T_6 = 298,2$  K; 25 °C; flujo másico  $\dot{m}_6 = 0,0710459$ ; título  $X_6 = 0$ ; entalpía  $h_6 = 317,5$  kJ/kg y presión  $P_6 = 10.03$  bar.

Finalmente, en la **entrada a Evaporador** tenemos los valores de temperatura  $T_7 = 305,2$  K; 32 °C; flujo másico  $\dot{m}_7 = 0,0710459$ ; título  $X_7 = 0$ ; entalpía  $h_7 = 317,5$  kJ/kg; y presión  $P_7 = 4.296$  bar.

3. Para llevar a cabo el diseño del sistema de refrigeración fue necesario determinar la carga térmica del producto, la cual viene a ser 80,8 W, con ayuda de los cálculos termodinámicos se logró hallar los resultados necesarios para el diseño de un sistema de refrigeración por absorción.
4. Con ayuda del programa *SolidWorks* y *Coolpack* Se logró comparar los valores de presión y temperatura, así como flujo másico dentro del sistema de refrigeración, teniendo resultados semejantes a los encontrados dentro del diseño del sistema de refrigeración por absorción.

## Referencias

- [1] C. News, «Lenadro Amaya,» Climate Tracker América Latina, 24 Enero 2023. [En línea]. Available: <https://www.carbono.news/energia/la-brecha-de-electrificacion-en-peru-la-fuente-para-negar-otros-derechos/>. [Último acceso: Diciembre 2022].
- [2] G. R. Truchero, «Funcas.es,» I Semestre 2020. [En línea]. Available: <chrome-extension://efaidnbmninnibpacjpcglclefindmkaj/https://www.funcas.es/wp-content/uploads/2020/09/Guadalupe-Ramos-Truchero.pdf>. [Último acceso: 2020].
- [3] M. C. Lefever, «Estudios del desarrollo,» 2019. [En línea]. Available: <://efaidnbmninnibpacjpcglclefindmkaj/https://estudiosdeldesarrollo.mx/observatorio/deldesarrollo/wp-content/uploads/2019/05/OD6-5.pdf>. [Último acceso: 2019].
- [4] C. d. Sanidad, «Comunidad de Madrid,» Dirección general de Salud pública., 2016. [En línea]. Available: <https://www.comunidad.madrid/servicios/salud/afecta-temperatura-seguridad-alimentos>. [Último acceso: 2016].
- [5] NASA, «EARTH DATA,» 2013. [En línea]. Available: <https://eosweb.larc.nasa.gov/cgi-bin/sse/grid.cgi?email=skip@larc.nasa.gov>. [Último acceso: marzo 2017].
- [6] F. Eroski, «Eroski Consumer,» Eroski, Febrero 2019. [En línea]. Available: <http://www.consumer.es/seguridad-alimentaria/sociedad-y-consumo/2011/02/09/198784.php>. [Último acceso: junio 2019].
- [7] D. P. 21, «Perú 21,» Christian Saurré, 01 abril 2019. [En línea]. [Último acceso: junio 2019].
- [8] S. Rosiek y F. J. Batles, «Renewable energy solutions for building cooling, heating and power system installed in an institutional building: Case study in southern Spain.,» *CIESOL*, 4 Diciembre 2012.
- [9] M. E. Cadañas Navarro y J. A. Torres Guzman, «Diseño de un sistema de refrigeración por absorción para uso didáctico,» Universidad de el Salvador, San salvador, 2010.
- [10] Y. C. Mamani Flores, «DISEÑO DE UN SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO POR ABSORCIÓN APLICADO AL CENTRO DE DISEÑO DE INGENIERÍA MECÁNICA,» 18 enero 2016. [En línea]. Available: <http://tesis.ucsm.edu.pe/repositorio/handle/UCSM/5344>. [Último acceso: agosto 2017].
- [11] Yunus A. cengel ,Michael A. Boles, Termodinámica, México: McGRAW-HILL, ] 2012.
- [12] F. F. Pino, «Análisis de los sistemas de refrigeración solar por adsorción,» de ] *Capítulo 3: Sistema de adsorción*, Sevilla, Universidad de Sevilla, 2011, pp. 63-134.

- [13 P. F. Diez, «Biblioteca sobre ingeniería energética,» [En línea]. Available:  
] <http://es.pfernandezdiez.es/?pageID=23>. [Último acceso: enero 2019].
- [14 J. S. COBARRUBIAS, «StuDocu,» [En línea]. Available:  
] <https://www.studocu.com/es/u/2804148>.
- [15 Y. C. M. Flores, «Diseño de un sistema de aire acondicionado por absorción aplicado  
] al centro de diseño de ingeniería mecánica,» Universidad Católica de Santa María,  
Arquipa, 2015.
- [16 ASHRAE, «ASHRAE HANDBOOK REFRIGERATION,» de *Components and  
] equipment*, ASHRAE, 2018, pp. 287-303.
- [17 R. J. Dossat, Principios de refrigeración, CECSA, 2007.  
]
- [18 María Mejía Espinoza, Víctor Ramírez Coutiño, Livier Cacho López, Clara Cadona  
] Martínez, «Calentador Solar en forma de espiral con espejos reflectores,»  
*ECORFAN*, vol. 3, n° 8, p. 5, 2016.
- [19 I. N. d. E. e. Informática, Encuesta diagnóstica y de salud familiar 2013, Lima:  
] Instituto Nacional de Estadística e informática, 2013.
- [20 I. Kharagpur, Refrigeration & Air conditioning., Kharagpur: ME, 2008.  
]

## ANEXOS

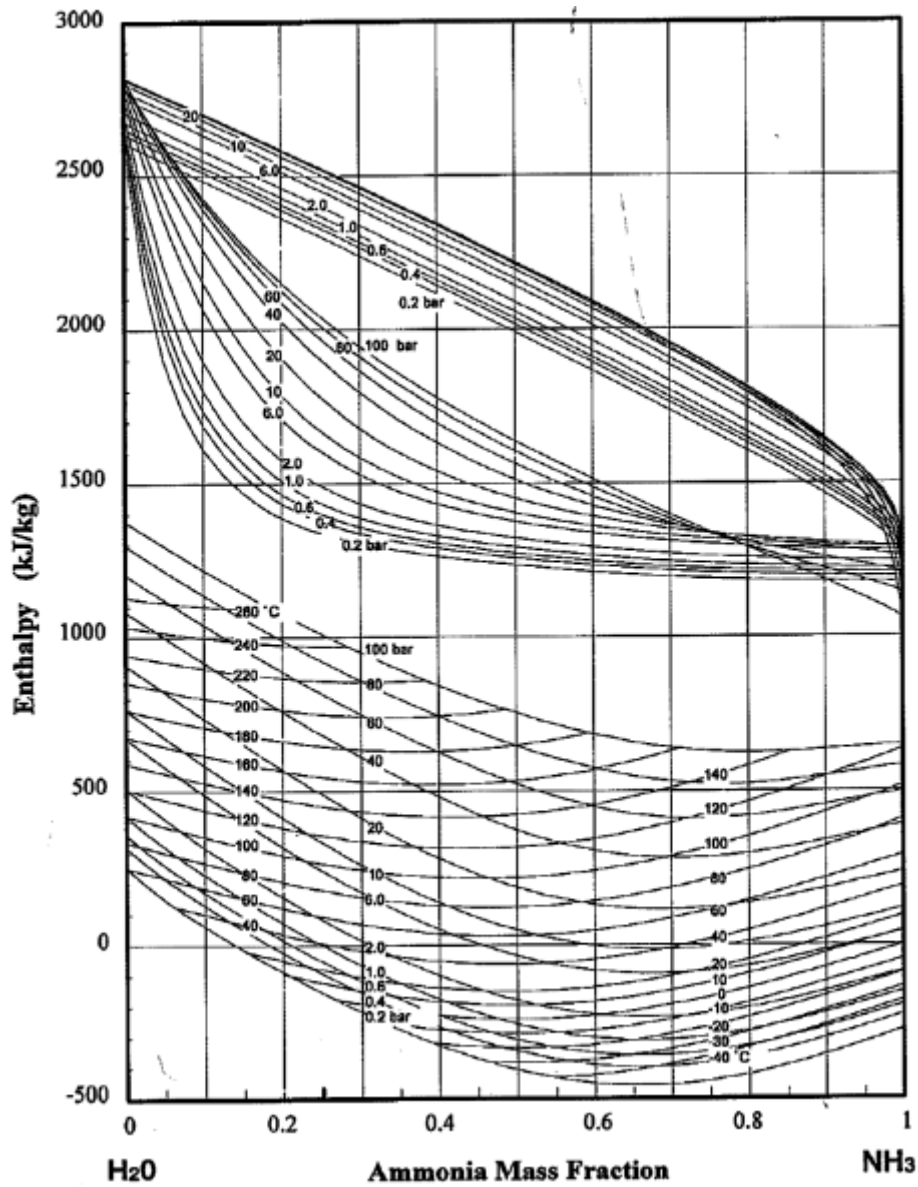
## Anexo I: Propiedades del amoníaco Saturado

Temp., T, °C	Presión de saturación, P, kPa	Densidad, $\rho$ , kg/m <sup>3</sup>		Entalpía de vaporización, $h_g$ , kJ/kg	Calor específico, $c_p$ , J/kg · K		Conductividad térmica, k, W/m · K		Viscosidad dinámica, $\mu$ , kg/m · s		Número de Prandtl, Pr		Coeficiente de expansión volumétrica, $\beta$ , 1/K	Tensión superficial, N/m
		Líquido	Vapor		Líquido	Vapor	Líquido	Vapor	Líquido	Vapor	Líquido	Vapor		
-40	71.66	690.2	0.6435	1389	4 414	2 242	—	0.01792	$2.926 \times 10^{-4}$	$7.957 \times 10^{-6}$	—	0.9955	0.00175	0.03565
-30	119.4	677.8	1.037	1360	4 465	2 322	—	0.01808	$2.630 \times 10^{-4}$	$6.311 \times 10^{-6}$	—	1.017	0.00185	0.03341
-25	151.5	671.5	1.296	1345	4 489	2 369	0.5968	0.01957	$2.492 \times 10^{-4}$	$6.490 \times 10^{-6}$	1.875	1.028	0.00190	0.03229
-20	190.1	665.1	1.603	1329	4 514	2 420	0.5853	0.02015	$2.361 \times 10^{-4}$	$6.659 \times 10^{-6}$	1.821	1.041	0.00194	0.03118
-15	236.2	658.6	1.966	1313	4 538	2 476	0.5737	0.02075	$2.236 \times 10^{-4}$	$6.851 \times 10^{-6}$	1.769	1.056	0.00199	0.03007
-10	290.8	652.1	2.301	1297	4 564	2 536	0.5621	0.02138	$2.117 \times 10^{-4}$	$7.034 \times 10^{-6}$	1.718	1.072	0.00205	0.02896
-5	354.9	645.4	2.686	1280	4 589	2 601	0.5505	0.02203	$2.003 \times 10^{-4}$	$7.218 \times 10^{-6}$	1.670	1.089	0.00210	0.02786
0	429.6	638.6	3.458	1262	4 617	2 672	0.5390	0.02270	$1.896 \times 10^{-4}$	$7.405 \times 10^{-6}$	1.624	1.107	0.00216	0.02676
5	516	631.7	4.116	1244	4 645	2 749	0.5274	0.02341	$1.794 \times 10^{-4}$	$7.593 \times 10^{-6}$	1.580	1.126	0.00223	0.02566
10	615.3	624.6	4.870	1226	4 676	2 831	0.5158	0.02415	$1.697 \times 10^{-4}$	$7.784 \times 10^{-6}$	1.539	1.147	0.00230	0.02457
15	728.8	617.5	5.729	1206	4 700	2 920	0.5042	0.02492	$1.606 \times 10^{-4}$	$7.978 \times 10^{-6}$	1.500	1.169	0.00237	0.02348
20	857.8	610.2	6.705	1186	4 745	3 016	0.4927	0.02573	$1.519 \times 10^{-4}$	$8.17 \times 10^{-6}$	1.463	1.193	0.00245	0.02240
25	1 003	602.8	7.809	1166	4 784	3 120	0.4811	0.02658	$1.438 \times 10^{-4}$	$8.37 \times 10^{-6}$	1.430	1.218	0.00254	0.02132
30	1 167	595.2	9.055	1144	4 828	3 232	0.4695	0.02748	$1.361 \times 10^{-4}$	$8.57 \times 10^{-6}$	1.399	1.244	0.00264	0.02024
35	1 351	587.4	10.46	1122	4 877	3 354	0.4579	0.02843	$1.288 \times 10^{-4}$	$8.78 \times 10^{-6}$	1.372	1.272	0.00275	0.01917
40	1 555	579.4	12.03	1099	4 932	3 486	0.4464	0.02943	$1.219 \times 10^{-4}$	$8.99 \times 10^{-6}$	1.347	1.303	0.00287	0.01810
45	1 782	571.3	13.8	1075	4 993	3 631	0.4348	0.03049	$1.155 \times 10^{-4}$	$9.21 \times 10^{-6}$	1.327	1.335	0.00301	0.01704
50	2 033	562.9	15.78	1051	5 063	3 790	0.4232	0.03162	$1.094 \times 10^{-4}$	$9.43 \times 10^{-6}$	1.310	1.371	0.00316	0.01598
55	2 310	554.2	18.00	1025	5 143	3 967	0.4116	0.03283	$1.037 \times 10^{-4}$	$9.66 \times 10^{-6}$	1.297	1.409	0.00334	0.01493
60	2 614	545.2	20.48	997.4	5 234	4 163	0.4001	0.03412	$9.846 \times 10^{-5}$	$9.90 \times 10^{-6}$	1.288	1.452	0.00354	0.01389
65	2 948	536.0	23.26	968.9	5 340	4 384	0.3885	0.03550	$9.347 \times 10^{-5}$	$1.213 \times 10^{-5}$	1.285	1.499	0.00377	0.01285
70	3 312	526.3	26.39	939.0	5 463	4 634	0.3769	0.03700	$8.879 \times 10^{-5}$	$1.238 \times 10^{-5}$	1.287	1.551	0.00404	0.01181
75	3 709	516.2	29.90	907.5	5 608	4 923	0.3653	0.03862	$8.440 \times 10^{-5}$	$1.264 \times 10^{-5}$	1.296	1.612	0.00436	0.01079
80	4 141	505.7	33.87	874.1	5 780	5 260	0.3538	0.04038	$8.030 \times 10^{-5}$	$1.292 \times 10^{-5}$	1.312	1.683	0.00474	0.00977
85	4 609	494.5	38.36	838.6	5 986	5 659	0.3422	0.04232	$7.645 \times 10^{-5}$	$1.322 \times 10^{-5}$	1.338	1.768	0.00521	0.00876
90	5 116	482.8	43.48	800.6	6 242	6 142	0.3306	0.04447	$7.284 \times 10^{-5}$	$1.354 \times 10^{-5}$	1.375	1.871	0.00579	0.00776
95	5 665	470.2	49.35	759.8	6 561	6 740	0.3190	0.04687	$6.946 \times 10^{-5}$	$1.389 \times 10^{-5}$	1.429	1.999	0.00652	0.00677
100	6 257	456.6	56.15	715.5	6 972	7 503	0.3075	0.04958	$6.628 \times 10^{-5}$	$1.429 \times 10^{-5}$	1.503	2.163	0.00749	0.00579

Nota 1: La viscosidad cinemática  $\nu$  y la difusividad térmica  $\alpha$  se pueden calcular a partir de sus definiciones,  $\nu = \mu/\rho$  y  $\alpha = k/\rho c_p = \nu/Pr$ . Las propiedades cuya lista se da aquí (excepto la densidad del vapor) se pueden usar a cualesquiera presiones con error despreciable, excepto a temperaturas cercanas al valor del punto crítico.

Fuente: Libro de, Termodinámica, Mexico: Editorial Mexicana, 2009. Y. A. Cengel y M. A. Boles.

Anexo 2: Diagrama de concentración amoníaco-agua



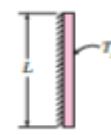


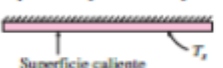


Fuente: Libro de, Termodinamica, Mexico: Editorial Mexicana, 2009. Y. A. Cengel y M. A. Boles.

Anexo 3: constantes críticas y propiedades térmicas a temperatura ambiente y 1 atm.

(T <sub>c</sub> , K; P <sub>c</sub> , kbar; v <sub>c</sub> , m <sup>3</sup> /kmol; c <sub>v</sub> y c <sub>p</sub> , kJ/kg · K)								
Sustancia	Masa molar	T <sub>c</sub>	P <sub>c</sub>	v <sub>c</sub>	Z <sub>c</sub>	c <sub>v</sub>	c <sub>p</sub>	ϖ
Aceitileno (C <sub>2</sub> H <sub>2</sub> )	26,04	309	62,4	0,112	0,272	1,37	1,69	0,190
Aire (equivalente)	28,97	133	37,7	0,0829	0,284	0,718	1,005	...
Amoníaco (NH <sub>3</sub> )	17,04	406	112,8	0,0723	0,242	1,66	2,15	0,250
Benceno (C <sub>6</sub> H <sub>6</sub> )	78,11	562	48,3	0,256	0,274	0,67	0,775	0,212
n-Butano (C <sub>4</sub> H <sub>10</sub> )	58,12	425,2	37,9	0,257	0,274	1,56	1,71	0,199
Dióxido de carbono (CO <sub>2</sub> )	44,01	304,2	73,9	0,0941	0,276	0,657	0,846	0,224
Monóxido de carbono (CO)	28,01	133	35,0	0,0928	0,294	0,744	1,04	0,049
Refrigerante 134a (C <sub>2</sub> F <sub>2</sub> H <sub>2</sub> )	102,03	374,3	40,6	0,200	0,262	0,76	0,85	0,326
Etano (C <sub>2</sub> H <sub>6</sub> )	30,07	305,4	48,8	0,148	0,285	1,48	1,75	0,099
Etileno (C <sub>2</sub> H <sub>4</sub> )	28,05	283	51,2	0,128	0,279	1,23	1,53	0,089
Helio (He)	4,003	5,2	2,3	0,0579	0,300	3,12	5,19	-0,365
Hidrógeno (H <sub>2</sub> )	2,016	33,2	13,0	0,0648	0,304	10,2	14,3	-0,218
Metano (CH <sub>4</sub> )	16,04	190,7	46,4	0,0991	0,290	1,70	2,22	0,008
Nitrógeno (N <sub>2</sub> )	28,01	126,2	33,9	0,0897	0,291	0,743	1,04	0,039
Oxígeno (O <sub>2</sub> )	32,00	154,4	50,5	0,0741	0,290	0,658	0,918	0,025
Propano (C <sub>3</sub> H <sub>8</sub> )	44,09	370	42,5	0,200	0,278	1,48	1,67	0,153
Dióxido de azufre (SO <sub>2</sub> )	64,06	431	78,7	0,124	0,268	0,471	0,601	0,256
Agua (H <sub>2</sub> O)	18,02	647,3	220,9	0,0558	0,230	1,40	1,86	0,344

FUENTES: Principalmente de D. Ambrose, «Vapor-Liquid Critical Properties», National Physical Laboratory Report 107, 1980, y R. C. Reid y otros, *The Properties of Gases and Liquids*, 4ª Ed., McGraw-Hill, Inc., New York, 1987.

Anexo 4: Cálculo de superficies cilíndricas y esféricas.

Configuración geométrica	Longitud característica L <sub>c</sub>	Intervalo de Ra	Nu
Placa vertical 	L	10 <sup>4</sup> –10 <sup>9</sup> 10 <sup>10</sup> –10 <sup>13</sup> Todo el intervalo	$Nu = 0.59Ra^{1/4}$ (9-19) $Nu = 0.1Ra^{1/3}$ (9-20) $Nu = \left\{ 0.825 + \frac{0.387Ra^{1/4}}{[1 + (0.492/Pr)^{1/4}]^{1/4}} \right\}^2$ (9-21) (compleja pero más exacta)
Placa inclinada 	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 θ para 0 < θ < 60°
Placa horizontal (Área superficial A y perímetro p) a) Superficie superior de una placa caliente (o superficie inferior de una placa fría)  b) Superficie inferior de una placa caliente (o superficie superior de una placa fría) 	A <sub>s</sub> /p	10 <sup>4</sup> –10 <sup>7</sup> 10 <sup>7</sup> –10 <sup>11</sup>  10 <sup>6</sup> –10 <sup>11</sup>	$Nu = 0.54Ra^{1/4}$ (9-22) $Nu = 0.15Ra^{1/3}$ (9-23)  $Nu = 0.27Ra^{1/4}$ (9-24)
Cilindro vertical 	L		Un cilindro vertical puede tratarse como una placa vertical cuando  $D \geq \frac{35L}{Gr^{1/4}}$
Cilindro horizontal 	D	Ra <sub>D</sub> ≤ 10 <sup>12</sup>	$Nu = \left\{ 0.6 + \frac{0.387Ra^{1/4}}{[1 + (0.559/Pr)^{1/4}]^{1/4}} \right\}^2$ (9-25)

Fuente:

Libro de transferencia de calor y masa Y. ÇENGEL y A. GHAJAR,

## Anexo 5: Propiedades del aire a presión de 1 atm

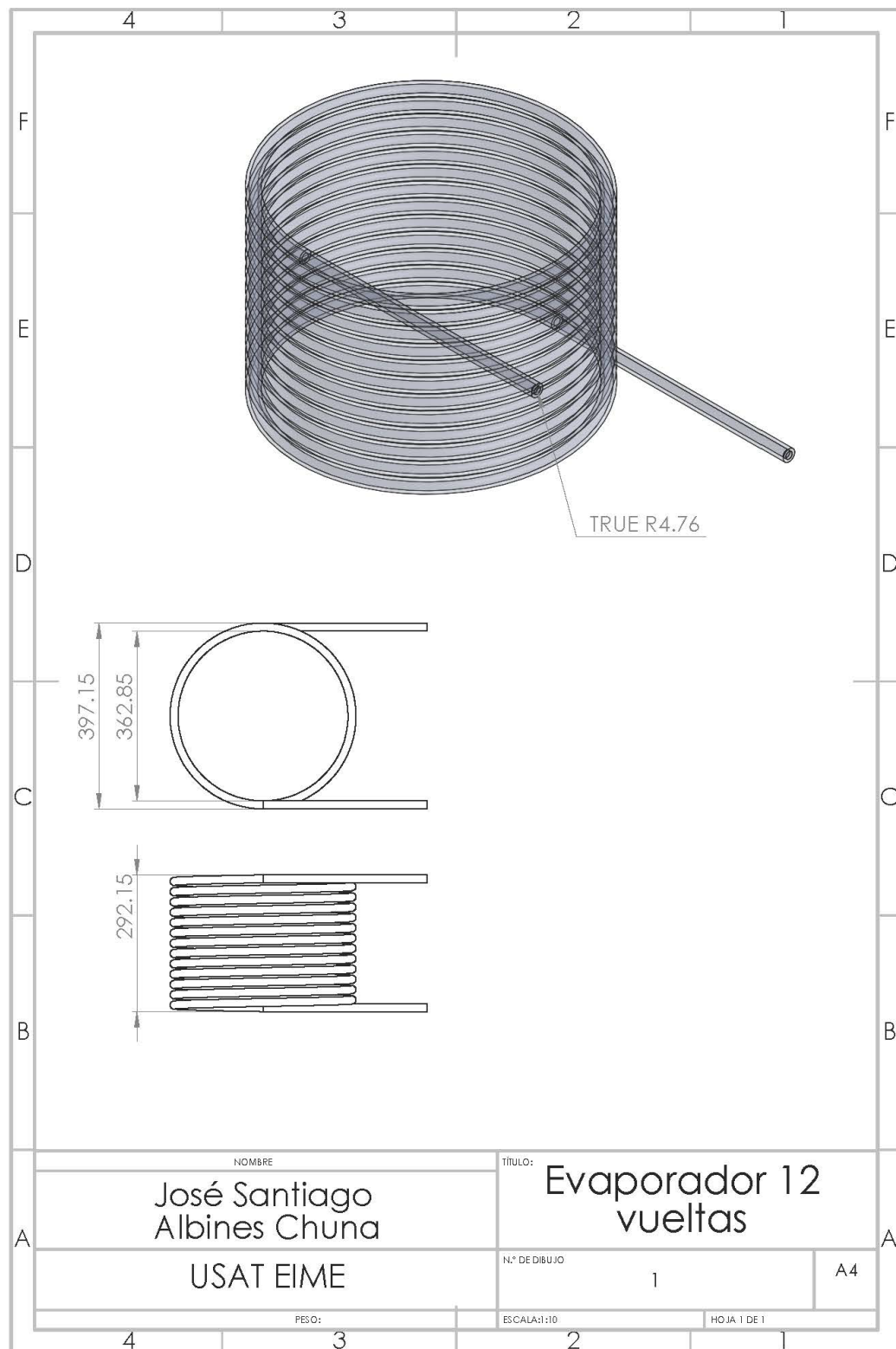
Temp., T, °C	Densidad, $\rho$ , kg/m <sup>3</sup>	Calor específico, $c_p$ , J/kg · K	Conductividad térmica, k, W/m · K	Difusividad térmica, $\alpha$ , m <sup>2</sup> /s <sup>2</sup>	Viscosidad dinámica, $\mu$ , kg/m · s	Viscosidad cinemática, $\nu$ , m <sup>2</sup> /s	Número de Prandtl, Pr
-150	2.865	983	0.01171	$4.158 \times 10^{-6}$	$8.636 \times 10^{-6}$	$3.013 \times 10^{-6}$	0.7246
-100	2.038	966	0.01582	$8.036 \times 10^{-6}$	$1.189 \times 10^{-5}$	$5.837 \times 10^{-6}$	0.7263
-50	1.582	999	0.01979	$1.252 \times 10^{-5}$	$1.474 \times 10^{-5}$	$9.319 \times 10^{-6}$	0.7440
-40	1.514	1002	0.02057	$1.356 \times 10^{-5}$	$1.527 \times 10^{-5}$	$1.008 \times 10^{-5}$	0.7436
-30	1.451	1004	0.02134	$1.465 \times 10^{-5}$	$1.579 \times 10^{-5}$	$1.087 \times 10^{-5}$	0.7425
-20	1.394	1005	0.02211	$1.578 \times 10^{-5}$	$1.630 \times 10^{-5}$	$1.169 \times 10^{-5}$	0.7408
-10	1.341	1006	0.02288	$1.696 \times 10^{-5}$	$1.680 \times 10^{-5}$	$1.252 \times 10^{-5}$	0.7387
0	1.292	1006	0.02364	$1.818 \times 10^{-5}$	$1.729 \times 10^{-5}$	$1.338 \times 10^{-5}$	0.7362
5	1.269	1006	0.02401	$1.880 \times 10^{-5}$	$1.754 \times 10^{-5}$	$1.382 \times 10^{-5}$	0.7350
10	1.245	1006	0.02439	$1.944 \times 10^{-5}$	$1.778 \times 10^{-5}$	$1.426 \times 10^{-5}$	0.7336
15	1.225	1007	0.02476	$2.009 \times 10^{-5}$	$1.802 \times 10^{-5}$	$1.470 \times 10^{-5}$	0.7323
20	1.204	1007	0.02514	$2.074 \times 10^{-5}$	$1.825 \times 10^{-5}$	$1.516 \times 10^{-5}$	0.7309
25	1.184	1007	0.02551	$2.141 \times 10^{-5}$	$1.849 \times 10^{-5}$	$1.562 \times 10^{-5}$	0.7296
30	1.164	1007	0.02588	$2.208 \times 10^{-5}$	$1.872 \times 10^{-5}$	$1.608 \times 10^{-5}$	0.7282
35	1.145	1007	0.02625	$2.277 \times 10^{-5}$	$1.895 \times 10^{-5}$	$1.655 \times 10^{-5}$	0.7268
40	1.127	1007	0.02662	$2.346 \times 10^{-5}$	$1.918 \times 10^{-5}$	$1.702 \times 10^{-5}$	0.7255
45	1.109	1007	0.02699	$2.416 \times 10^{-5}$	$1.941 \times 10^{-5}$	$1.750 \times 10^{-5}$	0.7241
50	1.092	1007	0.02735	$2.487 \times 10^{-5}$	$1.963 \times 10^{-5}$	$1.798 \times 10^{-5}$	0.7228
60	1.059	1007	0.02808	$2.532 \times 10^{-5}$	$2.008 \times 10^{-5}$	$1.896 \times 10^{-5}$	0.7202
70	1.028	1007	0.02881	$2.780 \times 10^{-5}$	$2.052 \times 10^{-5}$	$1.995 \times 10^{-5}$	0.7177
80	0.9994	1008	0.02953	$2.931 \times 10^{-5}$	$2.096 \times 10^{-5}$	$2.097 \times 10^{-5}$	0.7154
90	0.9718	1008	0.03024	$3.086 \times 10^{-5}$	$2.139 \times 10^{-5}$	$2.201 \times 10^{-5}$	0.7132
100	0.9458	1009	0.03095	$3.243 \times 10^{-5}$	$2.181 \times 10^{-5}$	$2.306 \times 10^{-5}$	0.7111
120	0.8977	1011	0.03235	$3.565 \times 10^{-5}$	$2.264 \times 10^{-5}$	$2.522 \times 10^{-5}$	0.7073
140	0.8542	1013	0.03374	$3.898 \times 10^{-5}$	$2.345 \times 10^{-5}$	$2.746 \times 10^{-5}$	0.7041
160	0.8148	1016	0.03511	$4.241 \times 10^{-5}$	$2.420 \times 10^{-5}$	$2.975 \times 10^{-5}$	0.7014
180	0.7788	1019	0.03646	$4.593 \times 10^{-5}$	$2.504 \times 10^{-5}$	$3.212 \times 10^{-5}$	0.6992
200	0.7459	1023	0.03779	$4.954 \times 10^{-5}$	$2.577 \times 10^{-5}$	$3.455 \times 10^{-5}$	0.6974
250	0.6746	1033	0.04104	$5.890 \times 10^{-5}$	$2.760 \times 10^{-5}$	$4.091 \times 10^{-5}$	0.6946
300	0.6158	1044	0.04418	$6.871 \times 10^{-5}$	$2.934 \times 10^{-5}$	$4.755 \times 10^{-5}$	0.6935
350	0.5654	1056	0.04721	$7.892 \times 10^{-5}$	$3.101 \times 10^{-5}$	$5.475 \times 10^{-5}$	0.6937
400	0.5243	1069	0.05015	$8.951 \times 10^{-5}$	$3.261 \times 10^{-5}$	$6.219 \times 10^{-5}$	0.6948
450	0.4890	1081	0.05298	$1.004 \times 10^{-4}$	$3.415 \times 10^{-5}$	$6.997 \times 10^{-5}$	0.6965
500	0.4555	1093	0.05572	$1.117 \times 10^{-4}$	$3.563 \times 10^{-5}$	$7.806 \times 10^{-5}$	0.6986
600	0.4042	1115	0.06093	$1.352 \times 10^{-4}$	$3.846 \times 10^{-5}$	$9.515 \times 10^{-5}$	0.7037
700	0.3627	1135	0.06581	$1.598 \times 10^{-4}$	$4.111 \times 10^{-5}$	$1.133 \times 10^{-4}$	0.7092
800	0.3289	1153	0.07037	$1.855 \times 10^{-4}$	$4.362 \times 10^{-5}$	$1.326 \times 10^{-4}$	0.7149
900	0.3008	1169	0.07455	$2.122 \times 10^{-4}$	$4.600 \times 10^{-5}$	$1.529 \times 10^{-4}$	0.7206
1000	0.2772	1184	0.07858	$2.398 \times 10^{-4}$	$4.826 \times 10^{-5}$	$1.741 \times 10^{-4}$	0.7260
1500	0.1990	1234	0.09599	$3.908 \times 10^{-4}$	$5.817 \times 10^{-5}$	$2.922 \times 10^{-4}$	0.7478
2000	0.1553	1264	0.11113	$5.664 \times 10^{-4}$	$6.630 \times 10^{-5}$	$4.270 \times 10^{-4}$	0.7539

Note: Para los gases ideales, las propiedades  $c_p$ ,  $k$ ,  $\mu$  y Pr son independientes de la presión. Las propiedades  $\rho$ ,  $\nu$  y  $\alpha$  a una presión  $P$  (en atm) diferente de 1 atm se determinan al multiplicar los valores de  $\rho$ , a la temperatura dada, por  $P$  y al dividir  $\nu$  y  $\alpha$  entre  $P$ .

Fuente: Datos generados basándose en el software EES desarrollado por S. A. Klein y F. L. Alvarado. Fuentes originales: Keenan, Chao, Keyes, Gas Tables, Wiley, 1984, y Thermophysical Properties of Matter, Vol. 3: Thermal Conductivity, Y. S. Touloukian, P. E. Liley, S. C. Saxena, Vol. 11: Viscosity, Y. S. Touloukian, S. C. Saxena y P. Hestermann, IFI/Plenum, NY, 1970, ISBN 0-306057000-8.

Fuente: Libro de, Termodinámica, Mexico: Editorial Mexicana, 2009. Y. A. Cengel y M. A. Boles.

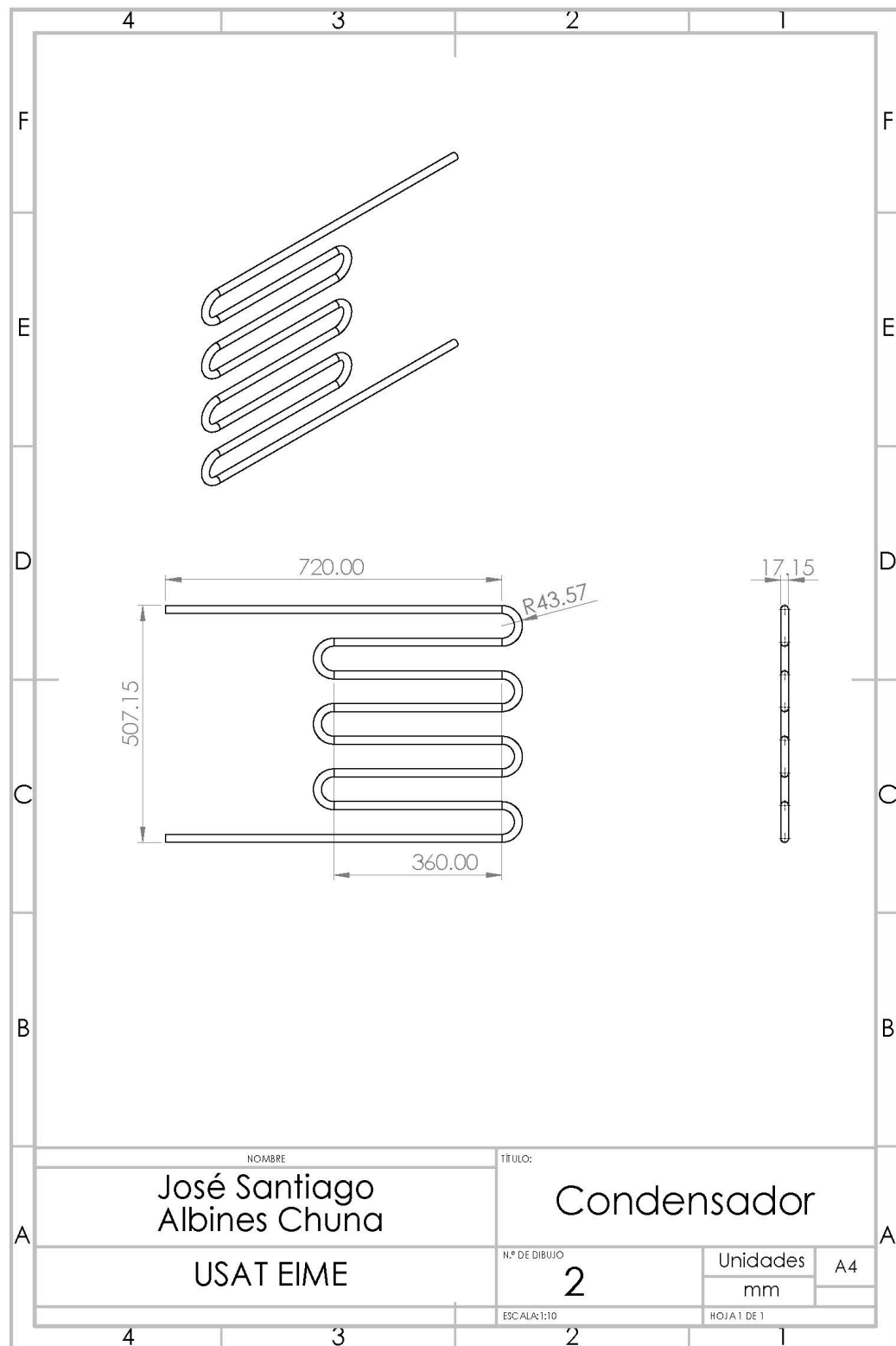
## Anexo 6: Diseño del Evaporador



Fuente: Programa de Solid

Elaboración: Propia

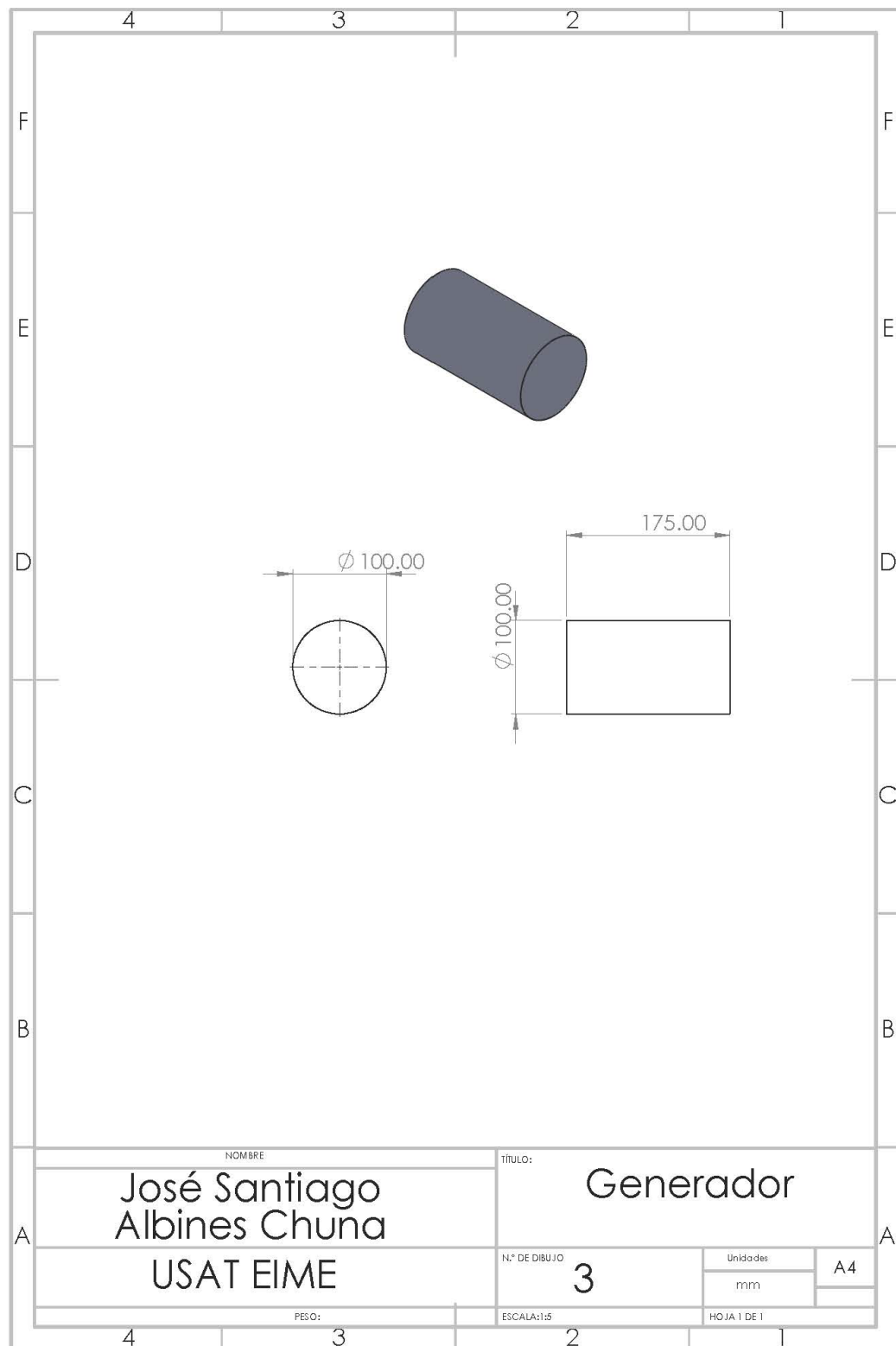
## Anexo 7: Diseño del Condensador



Fuente: Programa de SolidWorks.

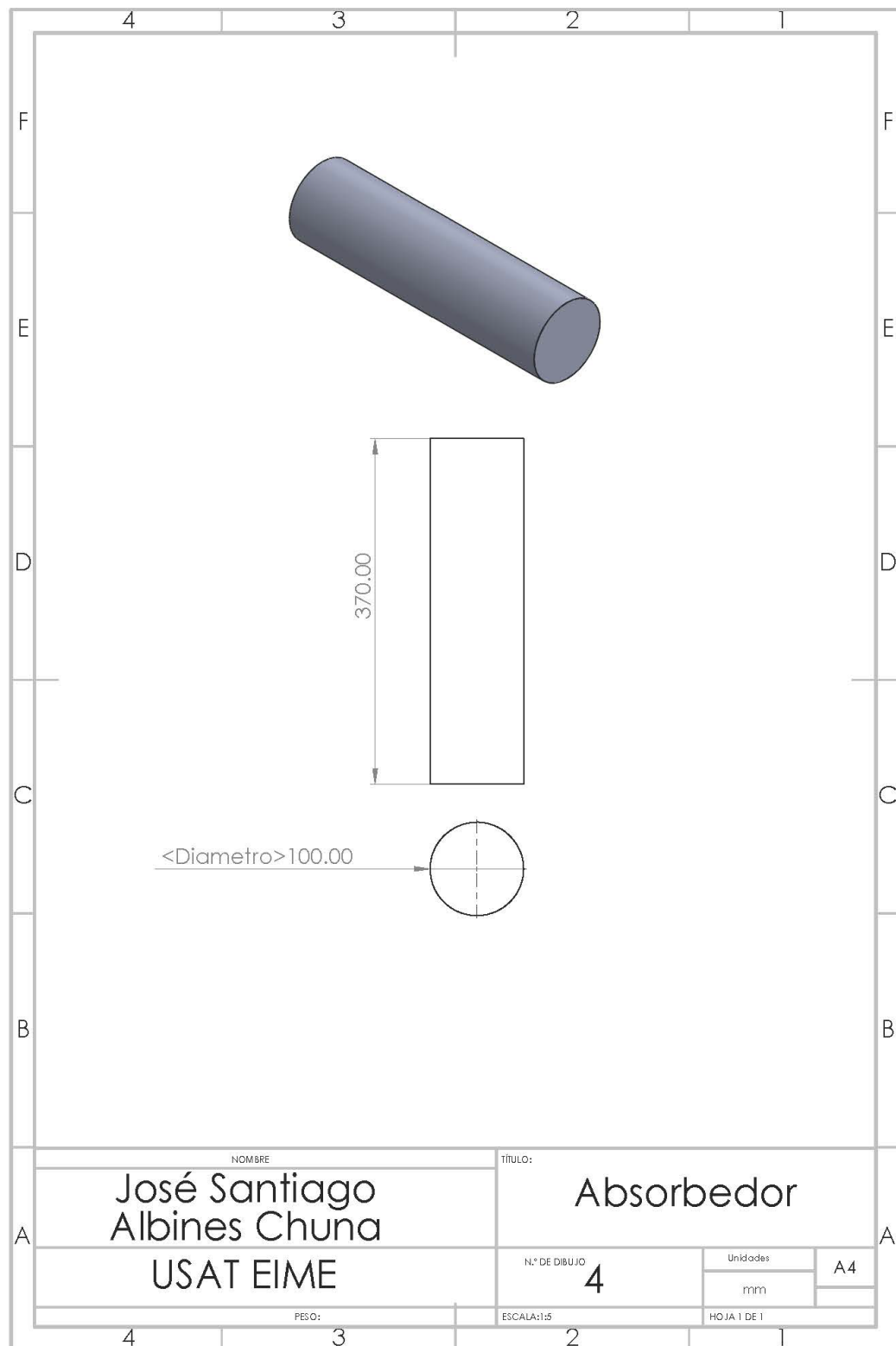
Elaboración: Propia.

## Anexo 8: Diseño del Generador



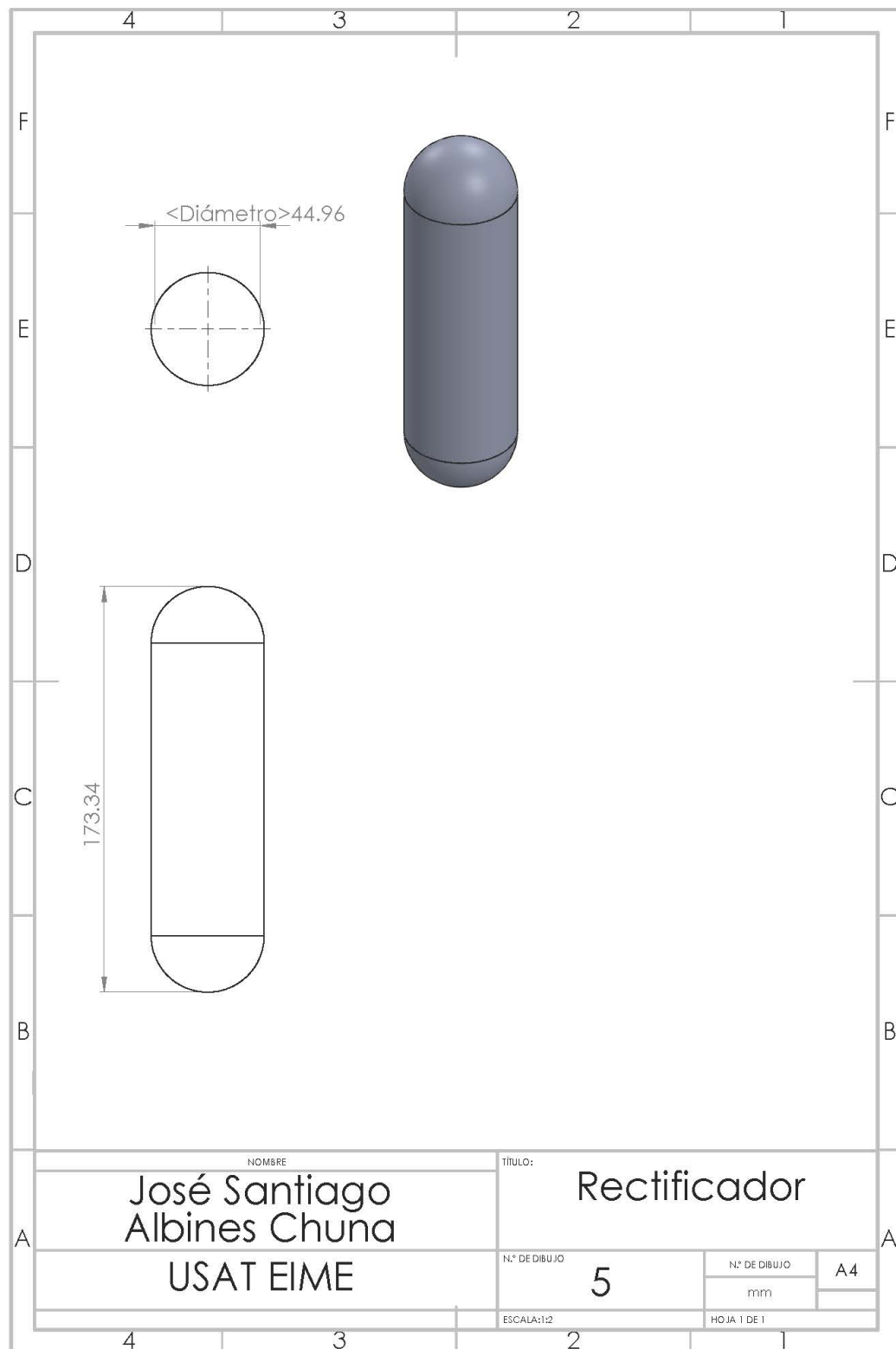
Fuente: Programa de SolidWorks.  
Elaboración: Propia.

Anexo 9: Diseño del Absorbedor.



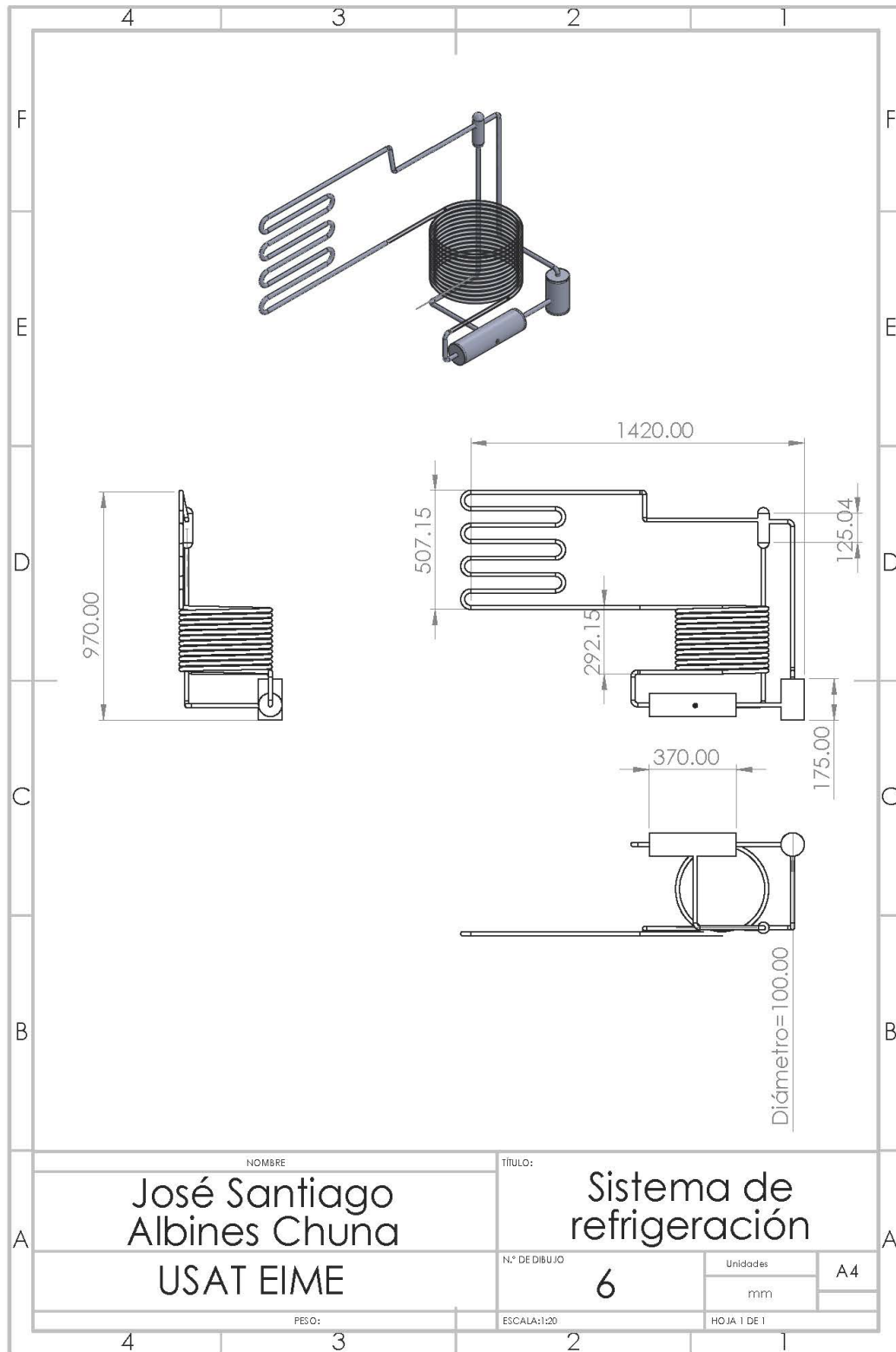
Fuente: Programa de SolidWorks.  
Elaboración: Propia.

## Anexo 10: Diseño del rectificador.



Fuente: Programa de SolidWorks.  
Elaboración: Propia.

Anexo 11: Diseño del sistema de refrigeración.



Fuente: Programa de SolidWorks  
Elaboración. Propia.

## Anexo 12: Matriz de consistencia.

Matriz de consistencia		
Formulación del problema	Objetivos	Hipótesis
¿Cómo lograr que las zonas rurales que no tienen energía eléctrica logren tener un buen sistema para mantener sus alimentos en condiciones óptimas?	<p><b>2.1. Objetivo general:</b> Diseñar y simular del sistema refrigeración por absorción para conservar alimentos domésticos en zonas rurales que no tienen energía eléctrica.</p> <p><b>2.2. Objetivos específicos:</b></p> <p><b>2.2.1.-</b> Evaluar las condiciones ambientales del sector rural y la carga térmica de los alimentos que estarán en conservación</p> <p><b>2.2.2.-</b> Realizar los cálculos termodinámicos por absorción para conservar alimentos domésticos.</p> <p><b>2.2.3.-</b> Diseñar el sistema de refrigeración por absorción.</p> <p><b>2.2.4.-</b> Simular el diseño del sistema de refrigeración.</p>	<p><b>3.1. Hipótesis General:</b> El sistema de refrigeración por absorción, utiliza temperaturas altas como fuente de calor en el sistema de refrigeración; un sistema de refrigeración el cual puede funcionar sin la necesidad de la energía eléctrica.</p> <p><b>3.2. Hipótesis específica:</b></p> <p><b>3.2.1. Primera Hipótesis:</b> Las temperaturas de la zona rural deben tener la radiación suficiente como para calentar el generador del sistema de refrigeración.</p> <p><b>3.2.2. Segunda Hipótesis:</b> Los cálculos termodinámicos nos ayudarán a determinar las dimensiones del diseño del sistema de refrigeración.</p> <p><b>3.2.3. Tercera Hipótesis:</b> Los resultados de la simulación del diseño nos ayudará a constatar cuan semejantes son los resultados del programa con los realizados empíricamente.</p>

Fuente: Elaboración Propia.

## Anexo 13: Matriz de operacionalización.

Operacionalización		
Variables y Subvariables	Indicadores	Metodologías técnicas e instrumentos
<p><b>Variable independiente:</b> Radiación en la zona rural. Conservación de alimentos.</p> <p><b>Variable dependiente:</b> Sistema de refrigeración por absorción.</p>	<p><b>Para la variable independiente:</b> Radiación en la superficie de la zona rural: kWh/(m<sup>2</sup>)/día Carga térmica del producto a refrigerar: Q1, Q2, Q3.</p> <p><b>Para la variable dependiente:</b></p> <ul style="list-style-type: none"> <li>-Temperatura</li> <li>-Presión</li> <li>-Flujo másico</li> <li>-Entalpía</li> <li>-Título</li> <li>-Volumen</li> <li>-Calor en cada parte del sistema (Qevaporador, Qgenerador, Qabsorbedor, Qrectificador)</li> <li>-Potencia del sistema</li> <li>-Dimensiones del sistema</li> <li>-Material del sistema</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>-Cálculo de carta térmica.</li> <li>-Transferencia de Calor por radiación.</li> <li>-Cálculo de partes de sistema de refrigeración.</li> <li>-Programa Coolpack</li> <li>-Programa ESS.</li> <li>-Programa SolidWorks</li> </ul>

Fuente: Elaboración propia.