

UNIVERSIDAD NACIONAL DEL CALLAO
FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA Y DE ENERGÍA
ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERIA MECÁNICA



**“DISEÑO DE UN SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO
DE 14 KW POR ABSORCIÓN Y FUENTE SOLAR PARA
REDUCIR COSTOS DE OPERACIÓN EN EL CENTRO DE
CÓMPUTO DEL TERCER NIVEL DE LA FIME-UNAC”**

TESIS PARA OPTAR EL TÍTULO PROFESIONAL DE
INGENIERO MECÁNICO

BACHILLER: ANTONY PIERE MITMA HUAMÁN



Callao, 2021

A handwritten signature in blue ink, likely of the author, Antony Piere Mitma Huamán.

PERÚ

**“DISEÑO DE UN SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO
DE 14 KW POR ABSORCIÓN Y FUENTE SOLAR PARA
REDUCIR COSTOS DE OPERACIÓN EN EL CENTRO DE
CÓMPUTO DEL TERCER NIVEL DE LA FIME-UNAC”**

**Dedico esta investigación a mis padres y
hermano por darme la fortaleza para seguir
adelante.**

**Agradezco esta investigación a Dios por
poner en mi camino a las personas
indicadas en el momento oportuno y a mi
familia por estar en los mejores momentos**

Para ellos con mucho cariño

ÍNDICE

ÍNDICE	1
INDICE DE TABLAS	4
ÍNDICE DE FIGURAS Y OTROS	5
RESUMEN	7
ABSTRACT	8
INTRODUCCIÓN	9
I. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA	10
1.1 Descripción de la realidad problemática	10
1.2 Formulación del problema	12
1.2.1 Problema general.....	12
1.2.2 Problemas específicos.....	12
1.3 Objetivos	12
1.3.1 Objetivo general.....	12
1.3.2 Objetivos específicos	12
1.4 Limitantes de la investigación	12
1.4.1 Limitación Teórica.....	13
1.4.2 Limitación Temporal.....	13
1.4.3 Limitación Espacial	13
II. MARCO TEÓRICO	14
2.1 Antecedentes: Internacional y Nacional	14
2.1.1 Antecedente Internacional	14
2.1.2 Nacional.....	16
2.2 Bases teóricas	16
2.2.1 Sistema termodinámico.....	16
2.2.2 Leyes de la termodinámica	16

2.2.3 Tipos de transferencia de calor	18
2.3 Conceptual	20
2.3.1 Cargas térmicas	20
2.3.2 Psicrometría	20
2.3.3 Sistemas de Climatización	21
2.3.4 Ciclo de Refrigeración por absorción	22
2.3.5 Ciclo de simple efecto	24
2.3.6 Ciclo de Absorción con Bromuro de Litio y Agua	25
2.3.7 Máquinas de absorción de pequeña potencia	27
2.3.8 Energía Solar Térmica	29
2.3.9 Colector o captador solar	29
2.3.10 Colectores solares de tubo de vacío	30
2.4 Definición de términos básicos	32
III. HIPÓTESIS Y VARIABLES	35
3.1 Hipótesis	35
3.1.1 Hipótesis General	35
3.1.2 Hipótesis Específicas	35
3.2 Definición conceptual de variables	35
3.2.1 Operacionalización de variable	36
IV. DISEÑO METODOLÓGICO	37
4.1 Tipo y diseño de investigación	37
4.2 Método de investigación	37
4.3 Población y muestra	38
4.4 Lugar de estudio y periodo desarrollado	38
4.5 Técnicas e instrumentos para la recolección de la información ..	39
4.6 Análisis y procesamientos de datos	40

4.6.1	Parámetros de diseño	40
V.	RESULTADOS	85
5.1	Resultados descriptivos	85
5.1.1	Resultado de la Carga Térmica	85
5.1.2	Resultado para la selección del equipo de absorción y componentes del sistema	85
5.1.3	Resultado para la selección del colector para la alimentación del equipo de absorción.....	85
5.2	Resultados inferenciales.	86
5.3	Otro tipo de resultados estadísticos, de acuerdo a la naturaleza del problema y la Hipótesis.....	86
5.3.1	Resultado económico.....	86
VI.	DISCUSION DE RESULTADOS	88
6.1	Contrastación y demostración de la hipótesis con los resultados. 	88
6.1.1	De acuerdo a la hipótesis general.....	88
6.1.2	De acuerdo a las hipótesis específicas	88
6.2	Contrastación de los resultados con otros estudios similares.....	89
6.2.1	En el ámbito internacional.....	89
6.2.2	En el ámbito Nacional	90
6.3	Responsabilidad ética de acuerdo a los reglamentos vigentes (el autor de la investigación se responsabiliza por la información emitida en el informe	90
	CONCLUSIONES	91
	RECOMENDACIONES	92
	REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	93
	ANEXOS.....	95

INDICE DE TABLAS

TABLA 2. 1 MAQUINAS DE ABSORCIÓN DE PEQUEÑA POTENCIA.....	28
TABLA 3. 1 OPERACIONALIZACION DE VARIABLES	36
TABLA 4. 1 PARAMETRO DE DISEÑO PARA EL CENTRO DE CÓMPUTO	41
TABLA 4. 2 DATOS GEOMETRICOS SALA DE CÓMPUTO TERCER NIVEL.....	42
TABLA 4. 3 DESCRIPCION DE GRUPOS DE CONSTRUCCIÓN DE PAREDES.....	43
TABLA 4. 4 COEFICIENTES DE TECHO	45
TABLA 4. 5 COEFICIENTES DE VIDRIO.....	46
TABLA 4. 6 COEFICIENTE GLOBAL-OTROS ELEMENTOS	47
TABLA 4. 7 POTENCIAS DE ILUMINACION	48
TABLA 4. 8 TASAS REPRESENTATIVAS DE ACUERDO A LA ACTIVIDAD	49
TABLA 4. 9 GANANCIAS DE CALOR COMPUTADORAS DE ESCRITORIO.....	49
TABLA 4. 10 RESUMEN DE CARGAS TÉRMICAS	50
TABLA 4. 11 RESULTADOS CARGA TERMICA USANDO SOFTWARE HAP	50
TABLA 4. 12 CONDICIONES INICIALES DE DISEÑO DEL COLECTOR SOLAR DE TUBO DE VACÍO HEAT PIPE.....	71
TABLA 4. 13 ENERGÍA ABSORBIDA Y ENTREGADA POR EL COLECTOR.....	80
TABLA 4. 14 VALORES DE K2.....	82
TABLA 4. 15 ENERGÍA PERDIDA EN EL COLECTOR SOLAR.....	82
TABLA 4. 16 NIVEL DE RADIACION REGION CALLAO	83
TABLA 4. 17 COBERTURA SOLAR MENSUAL.....	84
TABLA 5. 1 PRESUPUESTO ECONÓMICO SISTEMA DE ABSORCIÓN	86
TABLA 5. 2 PRESUPUESTO ECONOMICO SISTEMA CONVENCIONAL	86
TABLA 5. 3 COSTO DE AHORRO DE ENERGÍA POR AÑO	87

ÍNDICE DE FIGURAS Y OTROS

FIGURA 2. 1 EXPANSIÓN DIRECTA DE UN SISTEMA DE CLIMATIZACIÓN	21
FIGURA 2. 2 EXPANSIÓN INDIRECTA DE UN SISTEMA DE CLIMATIZACIÓN	22
FIGURA 2. 3 CICLO DE REFRIFERACION POR ABSORCIÓN	23
FIGURA 2. 4 DIFERENCIA DE PRESIONES EN UN CICLO DE ABSORCIÓN	23
FIGURA 2. 5 COMPARACION ENTRE UN COMPRESOR TÉRMICO Y COMPRESOR MECÁNICO.....	24
FIGURA 2. 6 DIAGRAMA ESQUEMÁTICO DE UN SISTEMA DE REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN SIMPLE, OPERADO CON ENERGÍA SOLAR.....	25
FIGURA 2. 7 CICLO DE ABSORCION CON BROMURO DE LITIO Y AGUA.....	27
FIGURA 2. 8 PEQUEÑAS ENFRIADORAS QUE USAN AGUA COMO REFRIGERANTE Y BROMURO DE LITIO COMO FLUIDO DE ABSORCIÓN: SONNENKLIMA 10 KW (IZQUIERDA), EAW-SCHUCCO-15 KW (CENTRO), YAZAKI-17 KW (DERECHA).....	28
FIGURA 2. 9 SISTEMA DE CAPTACIÓN SOLAR TÉRMICO	30
FIGURA 2. 10 CAPTADOR DE TUBO DE VACÍO CON FLUJO DIRECTO VIDRIO- METAL: CONCÉNTRICO(IZQUIERDA) Y TUBOS SEPARADO (DERECHA).....	30
FIGURA 2. 11 COLECTOR DE TUBO DE VACÍO HEAT PIPE	31
FIGURA 2. 12 INSTALACION DE TUBOS DE VACÍO	31

FIGURA 4. 1 DISEÑO DE INVESTIGACIÓN.....	37
FIGURA 4. 2 TÉCNICA DE MODELADO	38
FIGURA 4. 3 ÁREA DE ESTUDIO	39
FIGURA 4. 4 DATOS DE LA ESTACIÓN METEOROLÓGICA DEL CALLAO	40
FIGURA 4. 5 MODELO TERMODINÁMICO MAQUINA DE ABSORCIÓN	51
FIGURA 4. 6 CICLO DE ABSORCIÓN DE SIMPLE EFECTO.....	52
FIGURA 4. 7 DIAGRAMA DE DUHRING (P-T) PARA UN CICLO DE SIMPLE EFECTO POR ABSORCIÓN AGUA BROMURO DE LITIO.....	52
FIGURA 4. 8 DIAGRAMA DE DURING DE LAS DISOLUCIONES LiBr-H ₂ O.....	56
FIGURA 4. 9DIAGRAMA DE DURING LÍMITE DE CRISTALIZACIÓN.....	57
FIGURA 4. 10 DIAGRAMA DE DURING INDICANDO LOS PARÁMETROS MOSTRADOS	58
FIGURA 4. 11 DIAGRAMA DE MERKEL VALORES DE ENTALPÍA DE LA SOLUCIÓN EN FUNCIÓN DEL PORCENTAJE DE CONCENTRACIÓN	59
FIGURA 4. 12 DIAGRAMA DE MERKEL VALORES DE ENTALPÍA DE LA SOLUCIÓN EN FUNCIÓN DEL PORCENTAJE DE CONCENTRACIÓN.....	60
FIGURA 4. 13 DIAGRAMA DE DENSIDAD DE LA DISOLUCIÓN AGUA LIBR.....	61
FIGURA 4. 14 CÁLCULO DE ENTALPÍA MEDIANTE LAS PROPIEDADES TERMODINÁMICAS DEL AGUA.....	63
FIGURA 4. 15 POTENCIA DE LOS COMPONENTES CALCULADOS	68
FIGURA 4. 16 COLECTOR SOLAR DE TUBO DE VACÍO.....	70
FIGURA 4. 17 REGISTRO VELOCIDADES DEL VIENTO 2017	73
FIGURA 4. 10 DIAGRAMA DE DURING INDICANDO LOS PARÁMETROS MOSTRADOSTABLA B. 7 RESULTADOS DE PSICROMETRÍA PARA EL CENTRO DE CÓMPUTO DEL TERCER NIVEL	96
FIGURA 5. 1 IRRADIACIÓN REGION CALLAO.....	85

RESUMEN

Se diseñó un sistema de climatización por absorción y fuente solar, con la finalidad de aprovechar la energía solar y presentar un sistema alternativo al ciclo de refrigeración convencional.

En primera instancia se calculó la carga térmica para el tercer nivel del centro de cómputo de la facultad corroborándose con el software HAP, posteriormente se realizó el diseño termodinámico para la selección del equipo de absorción y los componentes necesarios para el sistema de aire acondicionado.

Para la selección del colector solar se hicieron los cálculos y selección considerando la demanda del sistema y los reportes de radiación solar en la zona del Callao tomados durante el año 2017 de acuerdo a ASHRAE.

Adicionalmente se hizo la comparación en costos de operación de un equipo tradicional y el sistema propuesto.

De la investigación realizada se concluyó que con la instalación de 32 metros cuadrados de área de captación solar utilizando colectores de tubos de vacío se logra climatizar el ambiente en estudio, utilizando una máquina de refrigeración por absorción H₂O – LiBr de simple efecto.

Palabras clave:

Aire Acondicionado, Ciclo de refrigeración por absorción, Radiación solar.

ABSTRACT

An air conditioning system by absorption and solar source was designed, in order to take advantage of solar energy and present an alternative system to the conventional refrigeration cycle.

In the first instance, the thermal load was calculated for the third level of the computer center of the faculty, corroborating with the HAP software, later the thermodynamic design was carried out for the selection of the absorption equipment and the necessary components for the air conditioning system.

For the selection of the solar collector, the calculations and selection were made considering the demand of the system and the reports of solar radiation in the Callao area taken during the year 2017 according to ASHRAE.

Additionally, a comparison was made in operating costs of a traditional equipment and the proposed system.

From the research carried out, it was concluded that with the installation of 32 square meters of solar collection area using vacuum tube collectors, the environment under study is able to be heated, using a simple effect H₂O-LiBr absorption refrigeration machine.

Keywords: Air Conditioner, Absorption refrigeration Cycle, Solar Radiation

INTRODUCCIÓN

El “Diseño de un sistema de aire acondicionado de 14kw por absorción y fuente solar para reducir costos de operación en el centro de cómputo del tercer nivel de la FIME-UNAC” resalta la importancia de contar con un sistema de aire acondicionado alterno, siendo el equipo de absorción de simple efecto el de mayor importancia, donde su función principal es el desarrollo del ciclo de refrigeración, alimentado por un consumo mínimo de energía eléctrica sobre todo para la parte de control y aprovechando en su gran mayoría la energía solar captada por los paneles solares de tubos de vacío los cuales tendrán la función de elevar la temperatura del agua en un promedio de 80°C para que este ingrese al equipo de absorción y se pueda generar el ciclo.

Se pretende aprovechar el nivel de radiación que presenta la región del Callao que todo ello conlleve a un ahorro de energía eléctrica.

Se planteo como objetivo general de la investigación: Diseñar un sistema de aire acondicionado por absorción y fuente solar para disminuir costos de operación en el tercer nivel del centro de cómputo perteneciente a la facultad de ingeniería mecánica-energía de la UNAC y como objetivos específicos, el cálculo de cargas térmicas del tercer nivel del centro de cómputo para la selección del equipo de absorción a emplear y los componentes necesarios para este sistema, además del colector solar de tubos de vacío y el área que involucra a estos, de acuerdo a las condiciones y demanda del sistema para garantizar el confort en la sala de cómputo, todo ello permitirá la comparación con un sistema de aire acondicionado convencional.

Se plantea como hipótesis general que sí se diseña un sistema de aire acondicionado de 14KW por absorción y fuente solar se disminuirá los costos de operación que conlleven a ello.

El tipo de la presente investigación es tecnológica con un diseño descriptivo simple y un método analítico lógico deductivo con enfoque sistémico.

La población y la muestra coinciden y es el sistema de aire acondicionado por absorción pues mi diseño es único para una sola realidad.

I. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

1.1 Descripción de la realidad problemática

Hoy en día los equipos de aire acondicionado presentan gran demanda debido a la necesidad de las personas para estar en confort térmico; en vista de ello estos equipos son indispensables en lugares cerrados tales como oficinas, auditorios centros de cómputos, etc., sobretodo en estación de verano donde la temperatura bordea los 30°C en nuestra capital.

Los equipos de aire acondicionado instalados en su gran mayoría son los que operan bajo el ciclo de compresión de vapor, siendo el compresor el elemento más importante para el funcionamiento y uno de los componentes que demanda más energía eléctrica,

Los ciclos de refrigeración convencional operados por energía eléctrica contribuyen significativamente con los consumos de electricidad y combustibles fósiles. El Instituto Internacional de Refrigeración (IIR) estimó que aproximadamente el 15 % de toda la electricidad producida en el mundo se emplea en algún tipo de proceso de refrigeración y acondicionamiento de aire (Pérez, 2013).

Las sustancias refrigerantes utilizadas en los ciclos por compresión de vapor son fluidos artificiales, tales como los clorofluorocarbonos (CFC), hidroclorofluorocarbonos (HCFC) y los hidrofluorocarbonos (HFC) que son usados comercialmente en los sistemas de aire acondicionado lo cuales mediante su evaporación y condensación permite el intercambio de calor con el ambiente a acondicionar. Estos han sido considerados en gran escala, como causantes del deterioro de la capa de ozono del planeta, favoreciendo el efecto invernadero y en cierta medida, el incremento de la temperatura media global del planeta. Desde el protocolo de Montreal de 1987, se han firmado tratados internacionales para reducir el consumo de estos.

Actualmente en nuestro país se desconoce de algún reporte que conlleve al uso de equipos de absorción para sistemas de aire acondicionado domésticos y comerciales, el cual contribuiría un ahorro energético para nuestro país y en esencia para nuestra facultad, en periodos largos de funcionamiento, además del no uso de Refrigerantes tipo HCFC principales responsables del calentamiento global

Con este panorama, y aprovechando el nivel de irradiación solar, para la región Callao 5.5kW/m^2 en promedio, según reportes del SENAMIH, se plantea evaluar un sistema de refrigeración por fuente solar, que demande menor energía al sistema eléctrico para nuestro lugar de estudio

1.2 Formulación del problema

1.2.1 Problema general

¿Cómo diseñar un sistema de aire acondicionado de 14KW por absorción y fuente solar para disminuir costos de operación en el centro de cómputo del tercer nivel de la FIME-UNAC?

1.2.2 Problemas específicos

- 1) ¿Cómo calcular el calor sensible y latente en el centro de cómputo del tercer nivel para obtener la carga térmica correspondiente?
- 2) ¿Cómo seleccionar el equipo de absorción y los componentes necesarios para el sistema de aire acondicionado?
- 3) ¿Cómo seleccionar el tipo de colector para el funcionamiento del equipo de absorción?

1.3 Objetivos

1.3.1 Objetivo general

Diseñar un sistema de aire acondicionado de 14KW por absorción y fuente solar para disminuir costos de operación en el centro de cómputo del tercer nivel de la FIME-UNAC.

1.3.2 Objetivos específicos

- 1) Calcular el calor sensible y latente en el centro de cómputo del tercer nivel para obtener la carga térmica correspondiente.
- 2) Seleccionar el equipo de absorción y los componentes necesarios para el sistema de aire acondicionado.
- 3) Seleccionar el tipo de colector solar para el funcionamiento del equipo de absorción.

1.4 Limitantes de la investigación

1.4.1 Limitación Teórica

La presente investigación se limita teóricamente al diseño para la selección de componentes mediante los cálculos de transferencia de calor y termofluidos.

1.4.2 Limitación Temporal

En el presente estudio se toma datos de irradiación del año 2017 y considerando los análisis en su mayoría para ese periodo.

1.4.3 Limitación Espacial

El área donde va a diseñar el sistema de aire acondicionado es el tercer nivel del centro de cómputo de la facultad de ingeniería mecánica-UNAC ubicada en el distrito Bellavista, en la región Callao, Perú, se consideraron los planos de seguridad para la determinación del área y se asumieron algunos datos, no se considera la instalación ni implementación de los equipos.

II. MARCO TEÓRICO

2.1 Antecedentes: Internacional y Nacional

Los antecedentes Internacionales se presentan a continuación

2.1.1 Antecedente Internacional

En el artículo experimental “Diseño, construcción y operación de un sistema de refrigeración por absorción mediante agua y amoníaco alimentado por energía solar “realizado en Alemania, y Arabia Saudita resalta la importancia de este sistema de refrigeración solar para dicho par refrigerante-, se basaron en el diseño de los componentes del enfriador de absorción, los depósitos de hielo y el campo del colector solar, así como la integración de la unidad de adquisición y control de datos. Los resultados de los experimentos indicaron un coeficiente de rendimiento de enfriador (COP) de 0,69 y una capacidad de enfriamiento de 10,1kW a 114/23/2(°C) que representa las temperaturas de la entrada del generador, la entrada del condensador/absorbedor y la salida del evaporador, respectivamente (Said, y otros, 2015).

Según este artículo experimental se demuestra el funcionamiento de un equipo de absorción mediante las sustancias bromuro de litio como absorbente y agua como refrigerante como sustancias alternas empleadas en este ciclo destacándose el COP obtenido en el proceso, así como las temperaturas logradas.

-En el informe “Sistema de refrigeración solar para la comunidad de Kumay en Ecuador” se realizó un cálculo de estimación de carga térmica para un consultorio médico empleando el software Carrier-E20 el cual arroja una necesidad de enfriamiento de 10 kW o 2,84 toneladas de refrigeración (TR). El sistema de refrigeración por absorción con energía solar propuesto está formado por una máquina de absorción, simple efecto de la marca ClimateWell 10, con 10 kW de potencia de enfriamiento que utiliza como absorbente el par cloruro de litio y agua, requiriéndose

un área de captación de energía solar de 30 m² que será entregada con diez colectores de tubos al vacío marca Thermomax, Modelo Solamax 30. (Romero, y otros, 2014)

Mediante este informe se destaca el uso de software proporcionada por la marca Carrier para hallar cargas térmicas además de seleccionar el tipo de paneles solares correctos para este tipo de sistema

En la tesis doctoral “Prototipo de máquina frigorífica de absorción de LiBr/H₂O de doble efecto condensada por aire” desarrollado por José Daniel Marcos del Cano

Nos explica los conceptos de un ciclo de refrigeración por absorción, los componentes y también el método de cálculo empleado en un ciclo de simple efecto.

Esta tesis fue de gran aporte pues se utilizó las relaciones y fórmulas brindadas para calcular el ciclo termodinámico, además de figuras y gráficas para el desarrollo de mi investigación

2.1.2 Nacional

En el repositorio de tesis de la Universidad Católica de Santa María se encuentra la tesis “Diseño de un sistema de aire acondicionado por absorción aplicado al centro de diseño de ingeniería mecánica” presentado por el ingeniero Yovan Carlos Mamani Flores en el año 2015, el cual desarrolla el sistema de aire acondicionado por refrigeración por absorción usando bromuro de litio y agua para el ambiente de diseño de ingeniería alcanzando el título de ingeniero mecánico.

Se destaca el diseño del equipo, así como el tipo de evaporador para este caso FAN COIL que permitirá el confort en el ambiente de estudio

En el repositorio de tesis de la Universidad de Jaén se encuentra la tesis “Diseño de un sistema de aire acondicionado solar por absorción para la climatización del puesto de salud Montegrande - Jaén” presentado por el ingeniero Omar Francisco Vega Hurtado en el año 2020, el cual desarrolla el sistema de aire acondicionado por refrigeración por absorción usando bromuro de litio y agua de simple efecto para un área de 76 metros cuadrados del puesto de salud de Montegrande logrando climatizar al 100% las cargas térmicas requeridas.

Se destaca la comparación existente entre un equipo convencional y un equipo de aire acondicionado por absorción y fuente solar, además los indicadores de TIR Y VAN que se aplica para el proceso

2.2 Bases teóricas

2.2.1 Sistema termodinámico

Se define como una cantidad de materia o una región en el espacio delimitada por una superficie cerrada en el cual se concentra la atención para el análisis de un problema.

2.2.2 Leyes de la termodinámica

Las leyes de la termodinámica describen el comportamiento de tres cantidades físicas fundamentales, la temperatura, la energía y la entropía, que caracterizan a los sistemas termodinámicos ()

Primera ley

Es en esencia una expresión del principio de conservación de la energía, conocida también como balance de energía. Los balances generales de masa y energía para cualquier sistema que experimenta cualquier proceso se pueden expresar como

$$E_{\text{entrada}} - E_{\text{salida}} = \Delta E_{\text{sistema}}$$

Donde:

$E_{\text{entrada}} - E_{\text{salida}}$ = Transferencia de energía por calor, trabajo y masa

$\Delta E_{\text{sistema}}$ = Cambios en las energías internas

(Cengel, y otros, 2014)

Segunda Ley

Establece que un proceso ocurre en cierta dirección, no en cualquiera

El trabajo se puede convertir directamente en calor, pero éste no se puede convertir en trabajo sino únicamente por medio de ciertos dispositivos llamados máquinas térmicas (Cengel, y otros, 2014)

El rendimiento de un ciclo de refrigeración generalmente se describe mediante un coeficiente de rendimiento (COP), definido como el beneficio del ciclo (cantidad de calor eliminado) dividido por la energía requerida entrada para operar el ciclo

En un ciclo de refrigeración de absorción, la energía neta suministrada es generalmente en forma de calor en el generador y el trabajo en las bombas y ventiladores.

$$COP = \frac{Q_{\text{evap}}}{Q_{\text{gen}} + W_{\text{net}}}$$

donde:

Q_{evap} : Calor en el evaporador.

Q_{gen} : Calor en el generador.

W_{neto} : Trabajo neto

2.2.3 Tipos de transferencia de calor

El calor se puede transferir en 3 modos diferentes:

Conducción

La transferencia de calor mediante conducción se produce entre dos medios que están en contacto a diferente temperatura, intercambiando energía en forma de calor, la rapidez de este proceso depende de la configuración geométrica del cuerpo interviniendo variables como espesor, material y gradiente de temperatura.

El modelo matemático para realizar el análisis de transferencia de calor por conducción está basado en la Ley de Fourier: (Cengel, 2007):

$$\frac{Q}{\Delta t} = kA \frac{T_1 - T_2}{x}$$

Donde:

$Q/\Delta t$: es el calor transmitido por unidad de tiempo.

k : es la conductividad térmica, depende del material.

A : es el área de la superficie de contacto

T_1-T_2 : es la diferencia de temperatura entre el foco caliente y el frío.

x : es el espesor del material.

Convección

La transferencia de calor por convección se produce entre un cuerpo sólido y un medio líquido o gaseoso, en el cual la energía en forma de calor se transfiere de las partículas más energizadas a las menos energizadas y la razón de la transferencia de calor es directamente proporcional a la velocidad del movimiento de las partículas en estado sólido o líquido, esta velocidad será mayor si el fluido es forzado a fluir mediante un mecanismo externo llamado Convección forzada, de lo contrario esta mediante convección natural o libre, lo cual es representado mediante el coeficiente de Transferencia de calor h . La transferencia de calor por convección se expresa mediante la Ley del

Enfriamiento de Newton, ya que la rapidez de la transferencia de calor es proporcional a la diferencia de temperatura, y se expresa mediante la siguiente ecuación: (Cengel, 2007) como:

$$\frac{dQ}{dt} = hA_s(T_s - T_{inf})$$

Siendo:

h: el coeficiente de convección

A_s: el área del cuerpo en contacto con el fluido

T_s: la temperatura en la superficie del cuerpo

T_{inf}: la temperatura del fluido lejos del cuerpo

Radiación

La transferencia de calor por radiación es la denominación que recibe la transmisión de energía a través del espacio mediante ondas electromagnéticas

En la transferencia de calor por radiación a diferencia de la conducción y la convección no es necesario tener un medio por el que se propague el calor, es decir que el calor se propaga por el vacío, convirtiéndose en el medio de transferencia más rápido al viajar a la velocidad de la luz.

La radiación térmica es producida debido a la temperatura de un cuerpo, es por esto que se diferencia de otras ondas como rayos X, ondas de microondas, ondas de TV, entre otras, ya que estas no están relacionadas con la temperatura. Todo cuerpo con una temperatura mayor al cero absoluto se encuentra emitiendo radiación térmica.

De acuerdo con la ecuación de Stefan Boltzmann un cuerpo negro ideal emite radiación a una razón máxima, por lo que una superficie real emite una radiación menor a la desprendida por un cuerpo negro a igual temperatura. En consecuencia, se usa el término “emisividad” para determinar lo próximo que esta una superficie de ser un cuerpo negro y está entre valores de $0 \leq \epsilon \leq 1$.

$$Q^{\circ}_{emitida} = \varepsilon \cdot \sigma \cdot A_s \cdot T_s^4$$

La ecuación anterior represente la radiación en una superficie real.

Donde:

ε : Emisividad

σ : Constante de Stefan Boltzmann ($5.67 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}^4$)

A_s : Área superficial

T_s : Temperatura superficial en Kelvin

2.3 Conceptual

2.3.1 Cargas térmicas

Se define carga térmica a toda manifestación que pretenda modificar tanto la temperatura como la humedad absoluta en un ambiente. Las cargas térmicas nos permiten determinar la capacidad de los equipos para mantener el interior de un ambiente en óptimas condiciones aun cuando está con la capacidad máxima.

Para realizar el análisis de cargas térmicas en el interior de un ambiente, resulta necesario evaluar la luz natural y la iluminación artificial del espacio, ya que el ambiente interior se ve afectado por las cargas térmicas que produce el uso de iluminación artificial, además de los aparatos electrónicos/ equipos y cantidad de personas que estén en el espacio a evaluar (López, y otros, 2019).

Para calcular las cargas térmicas se hace una clasificación según el tipo de transferencia de calor que influye en el espacio evaluado, tales como radiación, conducción y cargas internas que afecten directamente el espacio interior (López, y otros, 2019)

Para mi investigación fue de vital importancia el cálculo de las cargas térmicas para el tercer nivel del centro de cómputo de la FIME-UNAC

2.3.2 Psicrometría

Según ASHRAE “la psicrometría es parte de la termodinámica relacionada con la medición y determinación de las condiciones atmosféricas, particularmente la humedad en el aire”. Aunque primero se consideraba

que la psicrometría se centraba en la medición de temperaturas de bulbo seco y bulbo húmedo, actualmente esa definición se ha ampliado y se establece que es la medición de todas las propiedades del aire húmedo tales como temperatura de bulbo seco, temperatura de bulbo húmedo, temperatura de punto de rocío, relación de humedad, humedad relativa, volumen específico y entalpia específica.

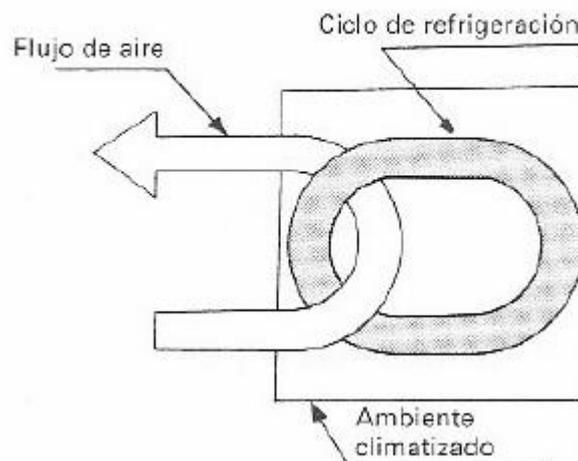
2.3.3 Sistemas de Climatización

Los sistemas de climatización se pueden dividir atendiendo al tipo de expansión, en equipos autónomos o de expansión directa y equipos centralizados o de expansión indirecta

Expansión directa

Los equipos de expansión directa tienen un intercambio directo entre el aire a acondicionar y el refrigerante, el aire se enfría por la expansión directa de un refrigerante. No utilizan agua como fluido refrigerante y utilizan intercambiadores de calor como evaporadores y condensadores. Entre ellos tenemos a los equipos Split, equipos VRV, VRF, UMAS, etc.

FIGURA 2. 1 EXPANSIÓN DIRECTA DE UN SISTEMA DE CLIMATIZACIÓN

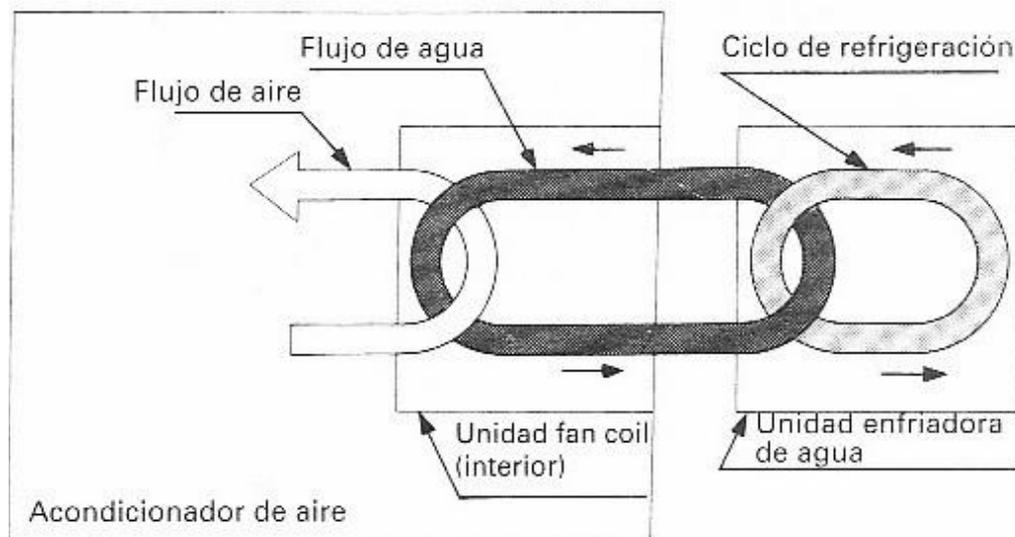


Fuente: Tomado del Trabajo Académico (Martínez, y otros, 2005)

Expansión Indirecta

Estos equipos presentan un intercambio indirecto entre el aire a acondicionar y el refrigerante a través de agua como fluido intermedio (sistemas hidrónicos). Entre estos equipos tenemos los chiller por compresión de vapor, chiller de absorción, etc.

FIGURA 2. 2 EXPANSIÓN INDIRECTA DE UN SISTEMA DE CLIMATIZACIÓN



Fuente: Tomado del Trabajo Académico (Martínez, y otros, 2005)

2.3.4 Ciclo de Refrigeración por absorción

Es un ciclo térmico activado por calor que solo intercambia energía térmica con su entorno; no se aprecia intercambio de energía mecánica, ni conversión de calor en trabajo o trabajo en calor durante el ciclo. (ASHRAE, 2017)

Los ciclos de refrigeración por absorción se utilizan en aplicaciones donde exista un intercambio de calor útil tales como la refrigeración, aire acondicionado, bombas de calor.

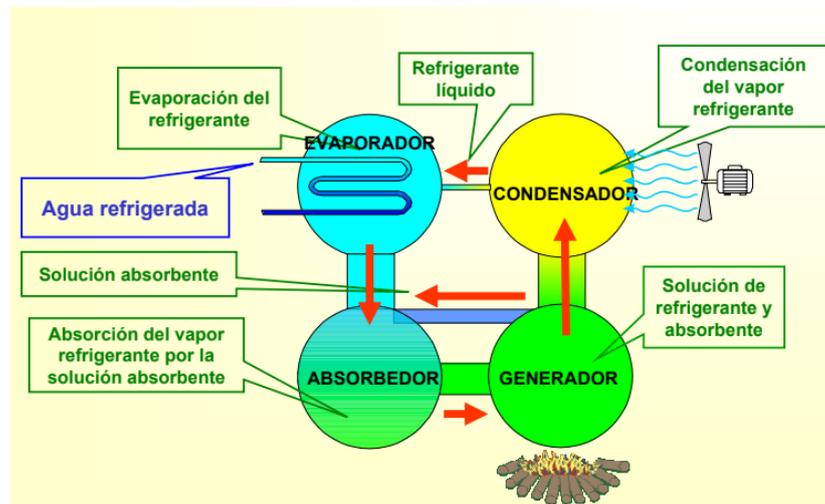
Las ventajas en comparación con otros ciclos es que no se requieren grandes equipos mecánicos giratorios y puede utilizar cualquier fuente de calor, incluidas las de baja temperatura; como calor residual, calor solar.

Mientras que en un ciclo por compresión de vapor donde el compresor es la parte más importante y cuya función es comprimir a la sustancia refrigerante para completar el ciclo, un ciclo de refrigeración por absorción

centra su principio en la afinidad de ciertas sustancias que se absorben una a la otra al entrar en contacto, las sustancias utilizadas comúnmente para este tipo de instalaciones son el bromuro de litio-agua (LiBr-H₂O), la primera de estas como absorbente y la segunda como sustancia refrigerante.

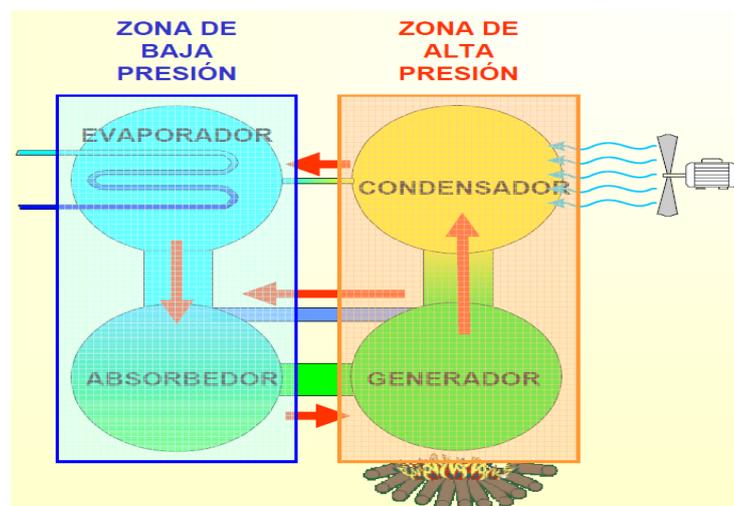
Esta combinación es mayormente utilizada para aplicaciones asistidas por energía solar debido a las propiedades no tóxicas y no inflamables del agua como refrigerante y por la eficiencia en términos del gasto energético

FIGURA 2. 3 CICLO DE REFRIFERACION POR ABSORCIÓN



Fuente: En base a las diapositivas de (Padrós)

FIGURA 2. 4 DIFERENCIA DE PRESIONES EN UN CICLO DE ABSORCIÓN



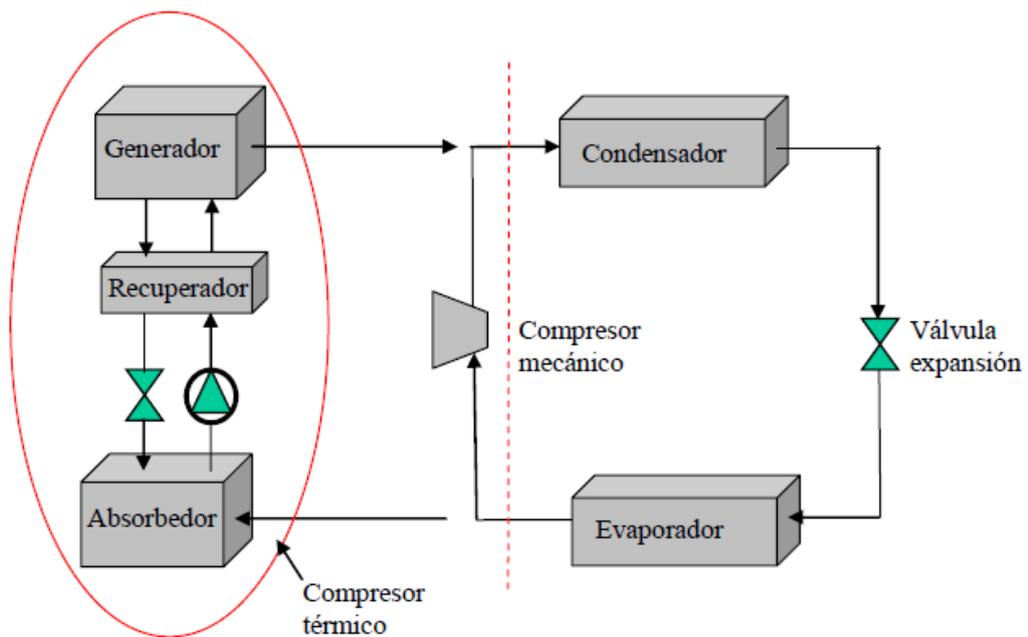
Fuente: En base a las diapositivas de (Padrós)

2.3.5 Ciclo de simple efecto.

En las máquinas de absorción el tradicional compresor mecánico es sustituido por un conjunto denominado compresor térmico, formado por dos intercambiadores de calor y masa (generador y absorbedor), un recuperador de calor, una bomba y una válvula de expansión. (Marcos, 2008)

El funcionamiento de una máquina de absorción es posible mediante el intercambio de calor con cuatro focos generador, absorbedor, condensador y evaporador, lo que implica la absorción de un refrigerante en un absorbente o medio de transporte, el sistema de mayor uso es el de amoníaco-agua ($\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$) que fue patentado por Ferdinand Carré en 1859, también existen otros sistemas tales como agua-bromuro de litio ($\text{H}_2\text{O-LiBr}$) y agua-cloruro de litio, en esos sistemas es el agua el que cumple la función de refrigerante estos sistemas se limitan a la aplicación como el acondicionamiento de aire donde la temperatura mínima está con encima del punto de congelación del agua.

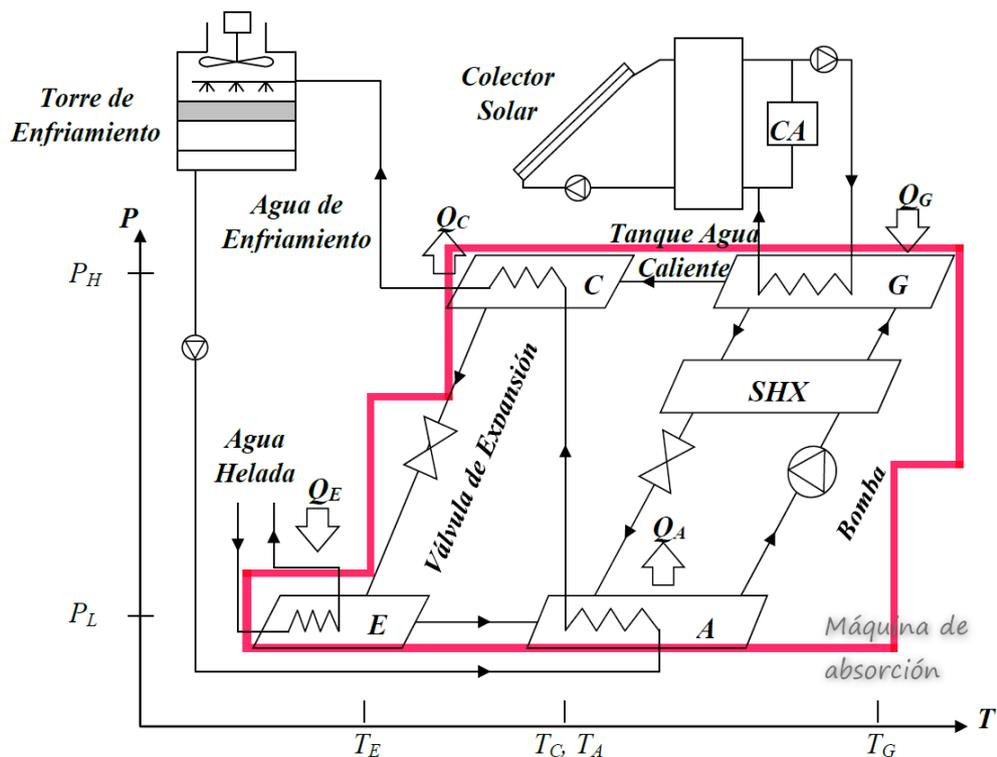
FIGURA 2. 5 COMPARACION ENTRE UN COMPRESOR TÉRMICO Y COMPRESOR MECÁNICO.



Fuente: Extraído de la tesis doctoral (Marcos, 2008)

Los sistemas de refrigeración por absorción de simple efecto presentan un solo generador y son accionados con energía solar además requieren de la unión de varios componentes para que se obtenga un adecuado funcionamiento. Entre los componentes principales se encuentran: los Colectores Solares, la Máquina de Absorción, la Torre de Enfriamiento, un Tanque de Agua Caliente, un intercambiador de calor (fan coil) el sistema de control.

FIGURA 2. 6 DIAGRAMA ESQUEMÁTICO DE UN SISTEMA DE REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN SIMPLE, OPERADO CON ENERGÍA SOLAR



Fuente: Elaborado en base al artículo (Cardona, y otros, 2018)

2.3.6 Ciclo de Absorción con Bromuro de Litio y Agua

Define su funcionamiento empleando una solución de agua y bromuro de litio (LiBr), siendo el agua el refrigerante y el LiBr el absorbente. Ello significa que los agentes utilizados son totalmente inofensivos para el medio ambiente. El LiBr es una sal similar a la sal de mesa (NaCl) que tiene una gran afinidad con el agua, absorbiéndola fácilmente, cabe

resaltar también que a una presión absoluta de 0,9 kPa (muy por debajo de la presión atmosférica) el agua se evapora a solo 3°C.

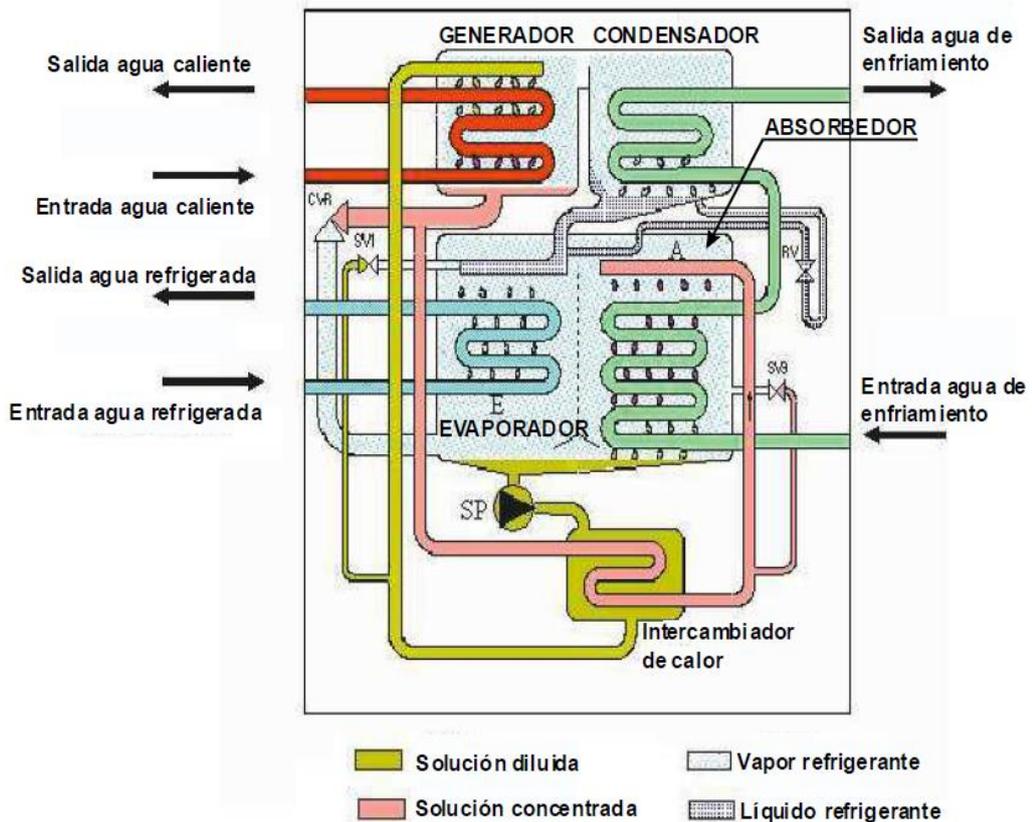
Para explicar el funcionamiento del ciclo seguiremos el esquema de la figura 2.6. Empezando en el generador que está situado en la parte superior izquierda de la imagen, donde la solución acuosa contiene un 52% de LiBr, siendo la temperatura nominal de entrada del agua caliente de 88°C y la de salida de 83°C, mientras que la presión interior absoluta es de 8 kPa. Como efecto del calor aportado a dicha presión ambiente, el agua de la solución entra en ebullición y el vapor formado se dirige hacia el recipiente contiguo que es el condensador.

Debido a esta separación de vapor, la solución restante se concentra hasta un 56% de LiBr dirigiéndose en estas condiciones hacia el intercambiador de calor situado en la parte inferior del esquema. Mientras, en el condensador, el vapor de agua es enfriado hasta 36°C gracias al circuito de agua procedente, por ejemplo, de una torre de enfriamiento y que entra a la máquina a una temperatura de 29,5°C, condensando el vapor y convirtiéndolo en agua. Esta agua es introducida en el evaporador donde se mantiene una presión absoluta de 0,9 kPa por lo que se evapora adquiriendo el calor necesario para ello del circuito de agua a refrigerar rebajando su temperatura a 7°C suponiendo que ha entrado de la instalación a una temperatura de 12°C. Al mismo tiempo, la solución concentrada al 56% de LiBr procedente del generador fluye en el absorbedor que comparte espacio y presión con el evaporador, siendo el vapor de agua del mismo absorbido por el LiBr debido a su afinidad con el agua.

Ello permite eliminar el vapor de agua a medida que se produce y continuar manteniendo la presión de 0,9 kPa en el espacio compartido por el evaporador y el absorbedor. El fenómeno de la absorción produce calor que a su vez es eliminado por el mismo circuito de enfriamiento antes de dirigirse al condensador.

Finalmente, la solución diluida al 52% de LiBr por la absorción del vapor, vuelve al generador para reiniciar el proceso, pasando previamente por un intercambiador de calor que permite aumentar el rendimiento del ciclo. (ABSORSISTEM, 2011)

FIGURA 2. 7 CICLO DE ABSORCION CON BROMURO DE LITIO Y AGUA



Fuente: Extraído del catálogo (ABSORSISTEM, 2011)

2.3.7 Máquinas de absorción de pequeña potencia

Se considera máquinas de absorción de pequeña potencia las que presentan un rango de potencia que varía desde los 4,5 hasta los 35KW, pero la mayoría utilizan potencias menores de 15KW, el COP medio de la mayoría de las máquinas es de 0,7 y el par de fluido más utilizado es el LiBr/H₂O.

A continuación, se muestra un detalle de los fabricantes y características, así como imágenes referenciales de los modelos propuestos.

TABLA 2. 1 MAQUINAS DE ABSORCIÓN DE PEQUEÑA POTENCIA

Fabricante	Producto	Potencia refrigeración (kW)	Par absorbente - refrigerante.	Fuente de calor (°C)	COP	Dimensiones (L x D x H)	Peso (kg)
YAZAKI (Japón)	WFC-SC5 / chilli* WCF 18	17,5	LiBr / H ₂ O	88 - 83	0,7	0,60 x 0,80 x 1,77	420
THERMAX (India)	Cogenie LT	35	LiBr / H ₂ O	90 - 85	0,7	1,6 x 1,6 x 2,1	380
EAW (Alemania)	Wegracal SE15	15	LiBr / H ₂ O	90 - 80	0,7	1,75 x 0,76 x 1,75	660
PHOENIX	---	10	LiBr / H ₂ O	95 - 85	0,7	---	---
CLIMATE WHEEL (Suecia)	Climatewell 10	10	LiCl/H ₂ O	90	0,7	1,20 x 0,80 x 1,60	875
BROAD (China)	BH	16	LiBr / H ₂ O (Doble efecto)	150	1,2	---	---
RINNAI/ OSKA (Japón)	---	6,7	LiBr / H ₂ O (Doble efecto)	150	1,2	0,60 x 0,60 x 0,40	---
YAZAKI (Japón)	Yazaki ACH-8	28	LiBr / H ₂ O	---	0,85	4,4	---
ROTARTICA (España)	Solar 045	4,5	LiBr / H ₂ O	90 - 85	0,67	1,09 x 0,76 x 1,15	290
ROBUR (Italia)	ACF 60-00	15	H ₂ O/NH ₃		0,7	0,9 x 1,3 x 1,2	370
SONNENKLIMA (Alemania)	suninverse 10	10	LiBr / H ₂ O	75 - 65	0,77	1,13 x 0,80 x 1,96	550
SOLARNEXT (Alemania)	chilli* PSC12	12	H ₂ O/NH ₃	85 - 78	0,62	0,80 x 0,60 x 2,20	350
AOSOL (Portugal)		8	H ₂ O/NH ₃	80 - 110	0,6	---	---

Fuente: Extraído del Proyecto de fin de Carrera (Vicente, 2015)

FIGURA 2. 8 PEQUEÑAS ENFRIADORAS QUE USAN AGUA COMO REFRIGERANTE Y BROMURO DE LITIO COMO FLUIDO DE ABSORCIÓN: SONNENKLIMA 10 KW (IZQUIERDA), EAW-SCHUCCO-15 KW (CENTRO), YAZAKI-17 KW (DERECHA)



Fuente: Extraído de la Revista (IDAE, 2011)

2.3.8 Energía Solar Térmica

La energía solar térmica es una tecnología simple que puede ser aprovechada de una manera muy eficaz. Su principio de funcionamiento se basa en la concentración y absorción de radiación solar para convertirlo en calor aprovechable, que puede tener aplicaciones residenciales, así como industriales puesto que la cantidad de energía que la luz solar vierte diariamente sobre la tierra es diez veces mayor que la que se consume al día en todo el planeta. (Serrano, y otros, 2006)

En tal sentido la energía solar térmica puede utilizarse para la producción de agua caliente sanitaria (ACS), para calefacción y sistemas de climatización por absorción.

En ese sentido el Perú se ve favorecido en este ámbito ya que se encuentra cercano a la línea ecuatorial, por lo que recibe una cantidad de radiación considerablemente mayor a la que reciben los países cercanos a los polos, siendo la zona costera la más favorecida ya que es donde se tiene un mayor índice de claridad (cielo despejado) a lo largo del año. (Mejía, 2019)

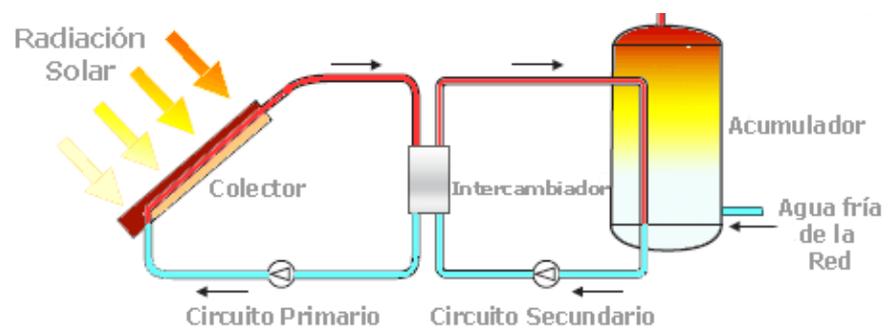
De acuerdo con los últimos reportes del Ministerio de Energía y Minas (MINEM,2014). Existen alrededor de 1000 colectores solares instalados en Arequipa, en Ayacucho 44, en Lima 25, en Puno 52, en Tacna 29 y en Ancash 29 principalmente orientados a la producción de agua caliente sanitaria, por lo que aún queda masificar el uso de colectores solares en todo el país.

2.3.9 Colector o captador solar

Son dispositivos cuya función principal es llevar a cabo una conversión térmica, aprovechando el calor contenido en la radiación solar.

Existen varios diseños de captadores, todos ellos con la misma finalidad de convertir la mayor cantidad de radiación solar en calor útil, sus diversas configuraciones permiten obtener temperaturas que van desde los 50 grados centígrados.

FIGURA 2. 9 SISTEMA DE CAPTACIÓN SOLAR TÉRMICO



Fuente: Extraído de una publicación (Planas, 2011)

2.3.10 Colectores solares de tubo de vacío

Los colectores de tubo de vacío están formados por hileras de tubos de cristal conectados en paralelo a una tubería de cabecera.

En cada uno de estos tubos se ha realizado el vacío a fin de reducir al máximo las pérdidas de calor. Su geometría tubular es necesaria para soportar la diferencia de presión entre la atmosfera y el vacío del interior.

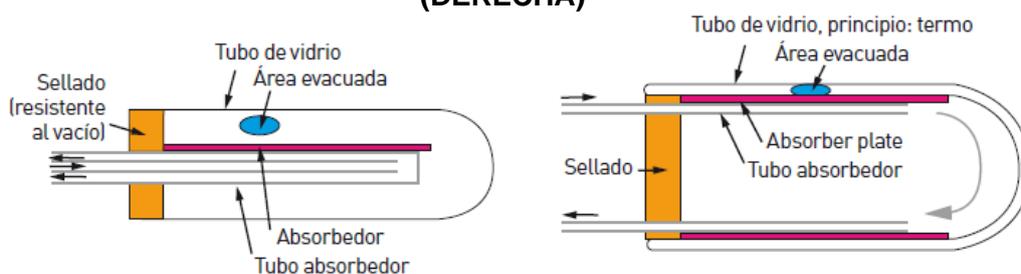
Los colectores de tubos de vacío se clasifican en:

Tubos de flujo directo

Estos colectores básicamente consisten en un conjunto de tubos de cristal. En el interior de cada uno de estos tubos hay una placa plana o curvada de aluminio, que está fijada a un tubo de metal (normalmente cobre) o de cristal, dependiendo de la configuración.

La placa de aluminio esta normalmente recubierta con una capa de recubrimiento selectivo tipo Tinox. El fluido caloportador es agua y circula por el interior de los tubos (IDAE, 2011)

FIGURA 2. 10 CAPTADOR DE TUBO DE VACÍO CON FLUJO DIRECTO VIDRIO-METAL: CONCÉNTRICO(IZQUIERDA) Y TUBOS SEPARADO (DERECHA)



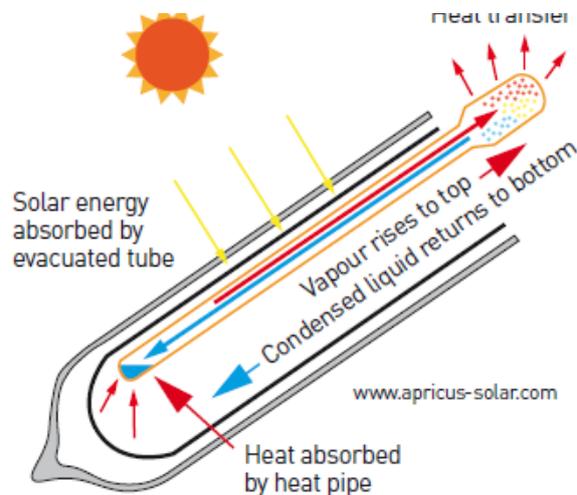
Fuente: Extraído de la Revista (IDAE, 2011)

Captadores de tubo de vacío heat pipe

Los heat pipes están huecos y en su interior se ha realizado el vacío, siendo muy similares a los tubos de flujo directo. En este caso, el objetivo principal de este vacío no es el aislamiento, sino el facilitar el cambio de estado del líquido que hay en su interior. En el interior de cada uno de los tubos hay una pequeña cantidad de agua purificada y algunos aditivos. Gracias a este vacío, el agua es capaz de hervir a bajas temperaturas (típicamente 30°C). Por lo tanto, cuando el heat pipe es calentado por encima de los 30 .C, el agua se vaporiza.

Este vapor se eleva rápidamente hasta la parte superior del transfiriendo su calor en el condensador. A medida que es cedido este calor, el vapor condensa y regresa en forma de líquido a la parte inferior del tubo, donde el proceso vuelve a comenzar (IDAE, 2011)

FIGURA 2. 11 COLECTOR DE TUBO DE VACÍO HEAT PIPE



Fuente: Extraído de la Revista (IDAE, 2011)

FIGURA 2. 12 INSTALACION DE TUBOS DE VACÍO



Fuente: Extraído de la Revista (IDAE, 2011)

2.4 Definición de términos básicos

Los siguientes términos son resaltantes para mi investigación

Presión: En el marco de la teoría cinética la presión de un gas es explicada como el resultado macroscópico de las fuerzas implicadas por las colisiones de las moléculas del gas con las paredes del contenedor.

Temperatura: Es una magnitud referida a las nociones comunes de calor medible mediante un termómetro.

Generador: En este elemento se suministra calor a alta temperatura normalmente son 85 a 100 grados centígrados con la finalidad de evaporar el refrigerante separándolo de absorbente.

El calor transferido se transmite a través de agua caliente, que circula a través de tubos sumergidos en la solución refrigerante-absorbente.

Esta solución asimila calor del agua o vapor temperatura elevada provocando la evaporación de la solución, separando al refrigerante del absorbente al producirse la evaporación y recobrar una fracción del absorbente de la solución líquida.

Absorbedor: Es el elemento más trascendente de una máquina de refrigeración por absorción, y cumple la función de unir dos corrientes. En el interior del absorbedor el vapor de refrigerante es absorbido por el absorbente y dado que es un proceso exotérmico, este es conducido al agua de enfriamiento que recorre los tubos dentro del absorbedor. La absorción del vapor del refrigerante crea un espacio de baja presión al interior del absorbedor que junto a la consonancia del absorbente por el agua en esta ocasión de LiBr/H₂O impulsa un flujo constante de vapor de refrigerante proveniente del evaporador.

Su operación incide directamente al sistema en su conjunto. El diseño de los absorbedores es un punto crítico, originado por la complejidad que significa la transferencia de masa y calor. Un intercambio de calor efectivo en el absorbedor está sujeto principalmente a la excelente combinación

entre el vapor y la solución de trabajo y a la mayor área de contacto posible entre la pared del intercambiador y la solución (Ortega, 2018)

Evaporador: Es un intercambiador de calor donde se produce la transferencia de energía térmica desde un medio a ser enfriado, hacia el fluido refrigerante que circula en el interior del dispositivo. Su nombre proviene del cambio de estado sufrido por el refrigerante al recibir esta energía, luego de una brusca expansión que reduce su temperatura. Durante el proceso de evaporación, el fluido pasa del estado líquido al gaseoso.

Condensador: Es un intercambiador térmico, en cual se pretende que el fluido que lo recorre cambie a fase líquida desde su fase gaseosa mediante el intercambio de calor (cesión de calor al exterior, que se pierde sin posibilidad de aprovechamiento) con otro medio.

C.O.P (Coeficiente de Performance): Es la relación entre la cantidad de calor extraída a la fuente fría y el trabajo aplicado al ciclo mediante compresor; En nuestro caso el COP solar estará dado por la relación entre el calor del evaporador, la irradiación total y el área del colector solar.

Bromuro de Litio: Es una sal con la formula LiBr que en fase líquida absorbe vapores de otras sustancias para nuestro caso agua.

Campo Solar: Es un grupo de colectores solares interconectados que cumplen la función de conversión térmica de la radiación solar.

Sistemas de almacenamiento: Son recipientes que guardan la energía proveniente de los colectores solares.

Humedad específica: Es la relación de la masa de vapor de agua a total de la muestra de aire húmedo.

Humedad Relativa: cantidad de agua en el aire en forma de vapor, comparándolo con la cantidad máxima de agua que puede ser mantenida a una temperatura dada.

ASHRAE: Es una asociación comprometida a avanzar en las artes y las ciencias de la calefacción, ventilación, aire acondicionado y la refrigeración, objetivo que se comenzó a forjar en el año de 1894, en los Estados Unidos de América, cuando 75 profesionales del campo de la calefacción y la ventilación formaron entonces "Sociedad Americana de Ingenieros en Calefacción y Ventilación". Es así como esta asociación promueve los más altos estándares internacionales de calidad, haciendo de la industrial HVAC&R un sector responsable, profesional, preparado y actualizado en calefacción, ventilación, aire acondicionado y de refrigeración para garantizar confort a la par de un mejor medio ambiente.

Irradiancia: valor instantáneo de la potencia luminosa recibida en una superficie de un metro cuadrado de área. Unidades: W/m^2 y kW/m^2

Irradiación Valor acumulado de la irradiancia en un tiempo determinado. Unidades: kWh/m^2 y kWh/m^2

III. HIPÓTESIS Y VARIABLES

3.1 Hipótesis

3.1.1 Hipótesis General

Si se diseña un sistema de aire acondicionado de 14KW por absorción y fuente solar se disminuirá costos de operación en el centro de cómputo del tercer nivel.

3.1.2 Hipótesis Específicas

- 1) Si se calcula el calor sensible y latente mediante software HAP se logrará obtener la carga térmica correspondiente en el centro de cómputo del tercer nivel.
- 2) Si se conoce la carga térmica y condiciones del sistema se podrá seleccionar el equipo de absorción y los componentes requeridos.
- 3) Si determinamos el nivel de radiación y características del equipo de absorción se seleccionará el tipo de colector solar para el funcionamiento de este.

3.2 Definición conceptual de variables

Sistema de Aire Acondicionado:

Proceso de tratamiento de aire para conseguir los requerimientos de un espacio acondicionado controlando su temperatura, humedad, limpieza y distribución.

Costos de Operación:

Aquellos costos que implican instalación mantenimiento y consumo de energía eléctrica

3.2.1 Operacionalización de variable

TABLA 3. 1 OPERACIONALIZACION DE VARIABLES

VARIABLES	DIMENSIÓN	INDICADOR	ÍNDICE	MÉTODO	TÉCNICA
VI SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO	CARGA TÉRMICA	Ubicación Geográfica	Latitud y Longitud	<p>ANALÍTICO LÓGICO DEDUCTIVO CON ENFOQUE SISTÉMICO</p> <p>El análisis lógico deductivo es el razonamiento empleado para deducir conclusiones lógicas a partir de premisas o principios</p> <p>El pensamiento sistémico permitirá observar la complejidad dinámica de los fenómenos y no limitarse a la complejidad de detalles que nos lleve al reduccionismo. (Espinoza p190)</p>	<p>DOCUMENTAL</p> <p>permite la recopilación de evidencias para demostrar las hipótesis de investigación (Espinoza p110)</p>
		Área	m ²		
		Aforo del lugar	personas		
		Temperatura y humedad	°C/%		
	EQUIPOS DE ABSORCIÓN Y COMPONENTES	Carga Requerida	KW		
		Sistema Eléctrico	1ø-3ø/220-380v		
		Tipo de tubería	K-Cobre		
	TIPO DE COLECTOR SOLAR	Temperatura	°C		
		Radiación	L/s		
		Eficiencia	%		
Caudal		L/s			
VD COSTOS DE OPERACIÓN	CONSUMO DE ENERGÍA ELÉCTRICA	Comparación de potencia eléctrica entre un sistema convencional y de absorción con fuente solar	KW		
		Vida útil y mantenimiento	años/meses		

Fuente: Elaborado en base a mis variables de investigación

IV. DISEÑO METODOLÓGICO

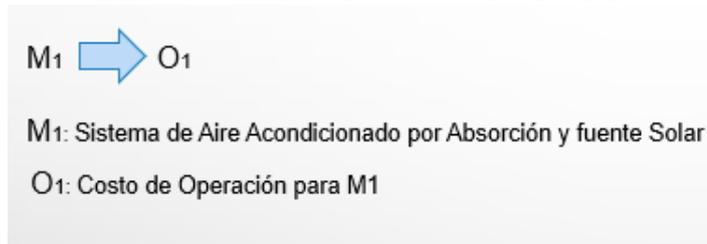
4.1 Tipo y diseño de investigación

La presente investigación es de tipo tecnológica y diseño descriptivo simple

La investigación tecnológica tiene como propósito aplicar el conocimiento científico para solucionar los diferentes problemas que beneficien a la sociedad (Espinoza, 2010 pág. 76)

El diseño descriptivo simple recoge información actualizada sobre el objeto de investigación y lo caracteriza sobre la base de una comparación (Espinoza, 2010 pág. 93)

FIGURA 4. 1 DISEÑO DE INVESTIGACIÓN



Fuente: en base a mi investigación

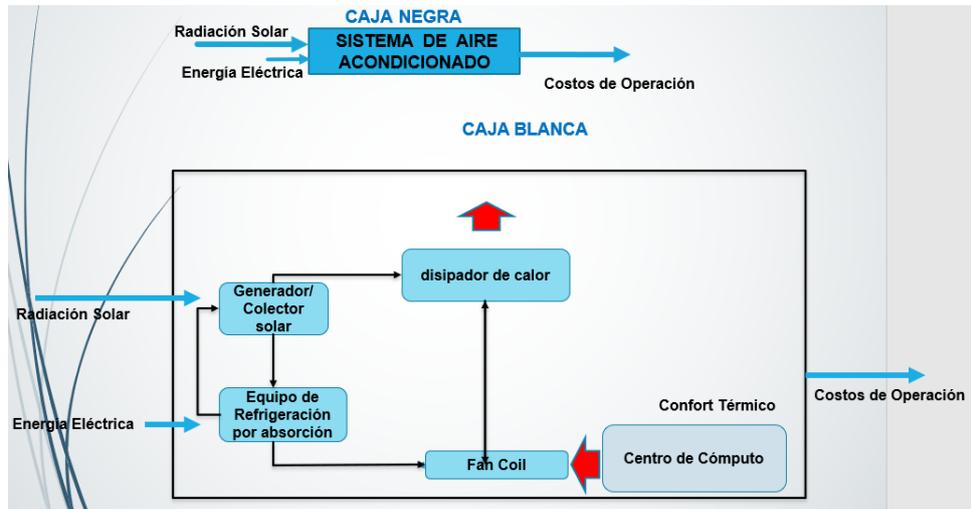
4.2 Método de investigación

El método aplicado es analítico lógico deductivo con un enfoque sistémico.

El análisis lógico deductivo es el razonamiento empleado para deducir conclusiones lógicas a partir de principios, para mi investigación partimos de la función principal que tiene un sistema de aire acondicionado.

El pensamiento sistémico permitió observar la complejidad dinámica de los fenómenos y no limitarse a la complejidad de detalles que nos lleve al reduccionismo. (Espinoza, 2010 pág. 190)

FIGURA 4. 2 TÉCNICA DE MODELADO



Fuente: Elaboración de acuerdo a mis variables de investigación

4.3 Población y muestra

Según Hurtado y Toro (2005), enunció que la "población es el total de los individuos o elementos a quienes se refiere la investigación, es decir, todos los elementos que vamos a estudiar, por ello también se le llama universo" (p.124).

Según Hurtado y Toro (2005), enunció que la "la muestra es el conjunto de elementos representados de una población, con los cuales se trabajará realmente la investigación" (p.125).

Para mi investigación el diseño es único para una sola realidad por lo tanto mi población y muestra coinciden siendo este el sistema de aire acondicionado por absorción y fuente solar.

4.4 Lugar de estudio y periodo desarrollado

El objeto de estudio de esta investigación es el tercer nivel del Centro de Cómputo de la Facultad de Ingeniería Mecánica y Energía de la UNAC. Av. Juan Pablo II 306, Bellavista 07011-Callao-Perú, en las coordenadas: -12.0611884, latitud sur y -77.1181346 longitud oeste.

FIGURA 4. 3 ÁREA DE ESTUDIO



Fuente: Tomado de la página (Google Maps 2020)

4.5 Técnicas e instrumentos para la recolección de la información

La técnica para mi proyecto de investigación es la Técnica Documental pues su función es demostrar la hipótesis a través de recopilación de evidencia (Espinoza, 2010 pág. 110).

Mi investigación se basó en fuentes documentales bibliográficas, hemerográficas y escritas.

Entre los instrumentos para la recolección de datos tenemos los siguientes:

- Fichas bibliográficas.
- Reportes de temperaturas y radiación.
- Manual de Fundamentos ASHRAE 2017.
- Fichas técnicas
- Textos

4.6 Análisis y procesamientos de datos

4.6.1 Parámetros de diseño

Los siguientes son los parámetros empleados para el diseño del sistema de aire acondicionado por absorción y fuente solar para el centro de cómputo del tercer nivel de la FIME ubicado en la ciudad del Callao, estos fueron obtenidos de la página ASHRAE el cual toma datos de la estación meteorológica ubicado en el aeropuerto durante el año 2017.

FIGURA 4. 4 DATOS DE LA ESTACIÓN METEOROLÓGICA DEL CALLAO

2017 ASHRAE Handbook - Fundamentals (SI)

LIMA CALLAO INTL, PERU (WMO: 846280)

Lat: 12.022S Long: 77.114W Elev: 34 StdP: 100.91 Time zone: -5.00 Period: 90-14 WBAN: 99999

Annual Heating and Humidification Design Conditions																
Coldest Month	Heating DB		Humidification DP/MCDB and HR						Coldest month WS/MCDB				MCWS/PCWD to 99.6% DB			
	99.6%	99%	99.6%		99%		0.4%		1%		MCWS	PCWD				
			DP	HR	MCDB	DP	HR	MCDB	WS	MCDB				WS	MCDB	
8	14.0	14.4	11.8	8.7	15.9	12.0	8.8	15.8	7.9	18.8	7.2	18.2	1.9	170		
Annual Cooling, Dehumidification, and Enthalpy Design Conditions																
Hottest Month	Hottest Month DB Range	Cooling DB/MCWB						Evaporation WB/MCDB						MCWS/PCWD to 0.4% DB		
		0.4%		1%		2%		0.4%		1%		2%			MCWS	PCWD
		DB	MCWB	DB	MCWB	DB	MCWB	WB	MCDB	WB	MCDB	WB	MCDB			
2	6.3	28.8	22.7	27.8	22.2	26.9	21.9	23.6	27.2	22.8	26.6	22.2	25.9	4.9	190	
Dehumidification DP/MCDB and HR																
DP	0.4%		1%		2%		0.4%		1%		2%		Extreme Max WB			
	HR	MCDB	DP	HR	MCDB	DP	HR	MCDB	Enth	MCDB	Enth	MCDB				
	22.2	16.9	26.3	21.2	16.0	25.2	21.0	15.7	24.8	70.8	26.8	67.8		26.7	65.4	26.3
Extreme Annual Design Conditions																
Extreme Annual WS			Extreme Annual Temperature				n-Year Return Period Values of Extreme Temperature									
1%	2.5%	5%	Mean		Standard deviation		n=5 years		n=10 years		n=20 years		n=50 years			
			Min	Max	Min	Max	Min	Max	Min	Max	Min	Max	Min	Max		
7.9	7.0	6.3	DB	13.2	30.2	1.6	1.2	12.0	31.0	11.0	31.7	10.1	32.4	9.0	33.2	
			WB	12.2	23.7	1.6	0.9	11.0	24.3	10.1	24.8	9.2	25.3	8.0	25.9	
Monthly Climatic Design Conditions																
Temperatures, Degree-Days and Degree-Hours	Annual	Jan	Feb	Mar	Apr	May	Jun	Jul	Aug	Sep	Oct	Nov	Dec			
	DEAvg	20.0	23.1	23.9	23.4	21.5	19.5	18.2	17.5	17.0	17.2	18.0	19.4	21.3		
	DBStd	2.55	1.39	1.30	1.51	1.64	1.72	1.88	1.72	1.39	1.34	1.16	1.26	1.36		
	HDD10.0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0		
	HDD18.3	182	0	0	0	0	8	26	38	47	39	21	4	0		
	CDD10.0	3639	407	389	416	344	294	245	232	217	217	247	283	349		
	CDD18.3	779	148	156	158	94	44	21	12	6	6	9	37	91		
	CDH23.3	2168	486	658	613	198	44	16	9	3	3	2	13	121		
CDH26.7	223	41	78	81	16	1	1	0	0	0	0	0	5			
Wind	WSAvg	3.2	3.9	3.5	3.3	3.0	2.8	2.6	2.8	2.9	3.2	3.3	3.6	3.8		
	PrecAvg	10	0	1	1	0	0	1	2	2	0	1	1	1		
Precipitation	PrecMax	16	3	3	4	2	2	3	4	5	5	1	5	2		
	PrecMin	5	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0		
	PrecStd	3	1	1	1	0	0	1	1	1	1	0	1	1		
	PrecStd	3	1	1	1	0	0	1	1	1	1	0	1	1		
Monthly Design Dry Bulb and Mean Coincident Wet Bulb Temperatures	0.4%	DB	29.8	30.1	30.1	28.3	26.2	25.2	24.9	23.8	23.8	23.1	25.0	27.2		
		MCWB	23.8	23.9	23.4	22.3	20.7	20.0	19.7	19.4	19.4	18.5	19.8	21.9		
	2%	DB	27.8	28.4	28.8	26.7	24.4	23.0	22.1	21.2	21.2	21.8	23.2	25.8		
		MCWB	22.1	22.5	22.8	21.6	19.8	18.8	18.5	18.2	17.8	17.7	18.7	20.9		
	5%	DB	26.8	27.7	27.3	25.2	23.1	21.9	21.0	20.0	20.1	20.8	22.2	24.7		
		MCWB	21.8	22.3	22.1	20.7	19.2	18.6	17.7	16.8	17.0	17.2	18.3	20.3		
10%	DB	25.9	26.8	26.2	24.2	22.1	20.8	19.8	18.8	19.1	20.0	21.8	23.9			
	MCWB	21.6	22.1	21.6	20.4	18.8	17.7	16.7	15.8	16.2	16.8	18.1	19.9			
Monthly Design Wet Bulb and Mean Coincident Dry Bulb Temperatures	0.4%	WB	24.2	24.6	24.0	22.9	21.1	20.2	19.7	19.9	19.6	18.7	20.1	22.3		
		MCDB	27.9	28.5	28.7	27.6	25.6	24.0	23.9	22.5	23.0	22.3	23.8	25.9		
	2%	WB	23.2	23.7	23.2	22.0	20.2	19.5	18.9	18.6	18.6	17.9	19.3	21.5		
		MCDB	26.5	26.8	27.5	25.3	23.6	22.9	22.0	21.5	21.0	20.8	22.6	24.9		
	5%	WB	22.2	22.9	22.6	21.2	19.6	18.6	17.6	16.6	17.1	17.4	18.7	20.7		
		MCDB	25.8	26.5	26.5	24.4	22.6	21.5	20.5	19.1	19.8	20.1	21.8	24.0		
10%	WB	21.7	22.2	22.0	20.6	19.0	17.8	16.8	15.8	16.1	16.9	18.2	20.0			
	MCDB	25.1	25.9	25.7	23.8	21.7	20.3	19.1	18.0	18.4	19.5	21.2	23.1			
Mean Daily Temperature Range	5% DB	MDBR	5.7	6.3	6.3	5.8	4.8	3.5	3.2	3.4	3.8	4.2	4.7	5.2		
		MCDBR	6.6	7.1	7.2	6.7	6.2	5.0	4.6	4.5	4.8	5.0	5.3	6.0		
	5% WB	MCWBR	2.6	2.7	2.8	2.8	2.8	2.3	2.1	2.2	2.2	2.4	2.4	2.7		
		MCWBR	6.0	6.5	6.8	6.3	5.9	4.7	4.0	3.5	4.5	4.7	5.1	5.7		
	MCWBR	2.5	2.7	2.9	2.7	2.8	2.2	2.0	2.1	2.2	2.4	2.4	2.7			
Clear Sky Solar Irradiance	taud	0.499	0.490	0.510	0.502	0.448	0.448	0.426	0.449	0.535	0.486	0.479	0.488			
	taud	2.186	2.228	2.168	2.162	2.282	2.266	2.344	2.289	1.999	2.170	2.201	2.199			
	Ebn,noon	853	886	822	795	808	791	821	829	789	849	865	861			
	Edn,noon	158	150	156	149	125	123	116	133	182	158	154	155			
All-Sky Solar Radiation	RadAvg	6.13	6.07	5.93	5.65	4.70	3.83	3.70	4.17	4.75	5.46	5.96	5.87			
	R-Adcl	0.43	0.46	0.47	0.47	0.32	0.25	0.19	0.27	0.27	0.24	0.22	0.23			

Fuente: Datos tomados de la página web (ASHRAE, 2017)

TABLA 4. 1 PARAMETRO DE DISEÑO PARA EL CENTRO DE CÓMPUTO

ITEM	VALOR
Latitud	12.022S
Longitud	77.114W
Elevación	101.24msnm
Presión atmosférica	101.17KPa
Zona horaria	-5
Temperatura exterior (máxima promedio)	31°C(87.8°F)
Mes más caliente	Febrero
Humedad Relativa exterior	80%
Temperatura interior requerida	22°C(71.6°F)
Humedad Relativa interior requerida	55%
Temperatura a las 15 horas:	31°C(87.8°F)
Variación de la temperatura en 24 horas	8°C
Calor debido a la Iluminación o Factor de Iluminación	12W/m2
Factor de seguridad	10%

Fuente: Elaborado en base a los datos obtenidos de la estación meteorológica del aeropuerto del Callao

Parámetros para seleccionar el equipo de absorción

Capacidad del ambiente a acondicionar

Temperatura exterior

Temperatura en el evaporador

Temperatura en el condensador

Parámetros para seleccionar el tipo de colector solar

Nivel de Radiación

Condiciones del lugar

Cálculo de Carga Térmica

Datos Geométricos

Este recurso se obtuvo de los planos de seguridad en formato AutoCAD de la Facultad de ingeniería mecánica UNAC-FIME, se asumió las alturas de piso a techo de 3.2m y para las ventanas 1m.

TABLA 4. 2 DATOS GEOMETRICOS SALA DE CÓMPUTO TERCER NIVEL

Elemento	Orientación	L (m)	H (m)	Área Ventana(m2)	Área Puerta(m2)	Área útil(m2)	Área útil(ft2)
Pared A	N	7.7	3.2	0	0	24.64	265.22
Pared B	E	9	3.2	0	0	28.8	310.00
Pared C	S	7.7	3.2	4	2.4	18.24	196.33
Pared D	O	9	3.2	0	0	28.8	310.00
Ventana	S	4	1	0	0	4	43.06
Puerta	S	1.2	2	0	0	2.4	25.83
Techo		7.7	9	0	0	69.3	745.94
Piso		7.7	9	0	0	69.3	745.94

Fuente: Elaborado en base a los datos registrados en los planos de la facultad FIME

Los elementos que contribuyen a la ganancia de calor son:

- Conducción a través de paredes, techos y vidrios al exterior
- Alumbrado.
- Personas.
- Equipos.

Para el cálculo se usó como referencia el libro de aire acondicionado de Edward G. Pita, y de las tablas proporcionadas por ASHRAE 2017

Ganancias de calor por conducción a través de pared, techos y vidrio que dan al exterior se calculan con la siguiente ecuación:

$$Q = UxAxDTCE$$

Dónde:

Q=Ganancia neta del recinto por conducción a través del techo, paredes o vidrios, BTU/h

U=Coeficiente general de transferencia de calor para el techo, paredes, o vidrios BTU/h-ft2- °F.

A=Área del área pared techo o vidrio, ft2.

DTCE=Diferencia de temperatura para carga de enfriamiento,

Para realizar los cálculos se tomaron las medidas de la tabla 4.2 y el coeficiente de transferencia para las paredes, piso techo, ventanas y puertas se obtuvieron de cálculos previos y/o tablas mostradas a continuación.

Para simplicidad de nuestro análisis se eligió un DTCE=5°C=41°F para todos los elementos piso, techo, paredes, puerta, ventana.

Para las paredes se eligió el U de la siguiente tabla considerando concreto ligero de 4 pulgadas

TABLA 4. 3 DESCRIPCION DE GRUPOS DE CONSTRUCCIÓN DE PAREDES

Grupo No.	Descripción de la construcción	Peso, lb/ft ²	Valor de U, BTU/(h-ft ² -°F)	Capacidad calorífica, BTU/(ft ² -°F)
Ladrillo de vista de 4 in + (Ladrillo)				
	C Espacio de aire + ladrillo de vista de 3 in	83	0.358	18.3
	D Ladrillo común de 4 in.	90	0.415	18.4
	C Aislamiento de 1 in o espacio de aire + ladrillo común de 4 in	90	0.174-0.301	18.4
	B Aislamiento de 2 in + ladrillo común de 4 in	88	0.111	18.5
	B Ladrillo común de 8 in	130	0.302	26.4
	A Aislamiento o espacio de aire + ladrillo común de 8 in	130	0.154-0.243	26.4
Ladrillo de vista de 4 in + (Concreto pesado)				
	C Espacio de aire + concreto de 2 in	94	0.350	19.7
	B Aislamiento de 2 in + concreto de 4 in	97	0.116	19.8
	A Espacio de aire o aislamiento + concreto de 8 in o más	143-190	0.110-0.112	29.1-38.4
Ladrillo de vista de 4 in + (bloque de concreto ligero o pesado)				
	E Bloque de 4 in	62	0.319	12.9
	D Espacio de aire o aislamiento + bloque de 4 in	62	0.153-0.246	12.9
	D Bloque de 8 in	70	0.274	15.1
	C Espacio de aire o aislamiento de 1 in + bloque de 6 u 8 in	73-89	0.221-0.275	15.5-18.5
	B Aislamiento de 2 in + bloque de 8 in	89	0.096-0.107	15.5-18.6
Ladrillo de vista de 4 in + (azulejo de barro)				
	D Azulejo de 4 in	71	0.381	15.1
	D Espacio de aire + azulejo de 4 in	71	0.281	15.1
	C Aislamiento + azulejo de 4 in	71	0.169	15.1
	C Azulejo de 8 in	96	0.275	19.7
	B Espacio de aire o aislamiento de 1 in + azulejo de 8 in	96	0.142-0.221	19.7
	A Aislamiento de 2 in + azulejo de 8 in	97	0.097	19.8
Pared de concreto pesado + (acabado)				
	E Concreto de 4 in	63	0.585	12.5
	D Concreto de 4 in + aislamiento de 1 o 2 in	63	0.119-0.200	12.5
	C Aislamiento de 2 in + concreto de 4 in	63	0.119	12.7
	C Concreto de 8 in	109	0.490	21.9
	B concreto de 8 in + aislamiento de 1 o 2 in	110	0.115-0.187	22.0
	A Aislamiento de 2 in + concreto de 8 in	110	0.115	21.9
	E Concreto de 12 in	156	0.421	31.2
	A Concreto de 12 in + aislamiento	156	0.113	31.3
Bloque de concreto ligero y pesado + (acabado)				
	F Bloque de 4 in + espacio de aire o aislamiento	29-36	0.161-0.263	5.7-7.2
	E Aislamiento de 2 in + bloque de 4 in	29-37	0.105-0.114	5.8-7.3
	E Bloque de 8 in	41-57	0.294-0.402	6.3-11.3
	D Concreto de 8 in + espacio de aire o aislamiento	41-57	0.149-0.173	8.3-11.3
Azulejo de barro + (acabado)				
	F Azulejo de 4 in	39	0.419	7.8
	F Azulejo de 4 in + espacio de aire	39	0.303	7.8
	E Azulejo de 4 in + aislamiento de 1 in	39	0.175	7.9
	D Aislamiento de 2 in + azulejo de 4 in	40	0.110	7.9
	D Azulejo de 8 in	63	0.296	12.5
	C Azulejo de 8 in + espacio de aire o aislamiento de 1 in	63	0.151-0.231	12.6
	B Aislamiento de 2 in + azulejo de 8 in	63	0.099	12.6
Pared de lámina (cortina metálica)				
	G Con o sin espacio de aire + 1, 2 o 3 in de aislamiento	5-6	0.091-0.230	0.7
Pared de bastidor				
	G Aislamiento de 1 a 3 in	16	0.081-0.178	3.2

Fuente: Tomado del libro Acondicionamiento de Aire (Pita, 2000)

Entonces de acuerdo a la tabla 4.3 $U_{\text{Paredes}}=0.319 \frac{\text{BTU}}{\text{h.ft}^2.\text{°F}}$,

Cálculo de conducción de calor Q para la pared A:

$$Q_A = \frac{0.319 \text{BTU}}{\text{h} * \text{ft}^2 * \text{°F}} * 265.22 \text{ft}^2 * 41\text{°F}$$
$$Q_A = 3468.85 \text{BTU/h}$$

Cálculo de conducción de calor Q para la pared B:

$$Q_B = \frac{0.319 \text{BTU}}{\text{h} * \text{ft}^2 * \text{°F}} * 310 \text{ft}^2 * 41\text{°F}$$
$$Q_B = 4054.49 \text{BTU/h}$$

Cálculo de conducción de calor Q para la pared C:

$$Q_C = \frac{0.319 \text{BTU}}{\text{h} * \text{ft}^2 * \text{°F}} * 196.33 \text{ft}^2 * 41\text{°F}$$
$$Q_C = 2567.85 \text{BTU/h}$$

Cálculo de conducción de calor Q para la pared D:

$$Q_D = \frac{0.319 \text{BTU}}{\text{h} * \text{ft}^2 * \text{°F}} * 310 \text{ft}^2 * 46.4\text{°F}$$
$$Q_D = 4054.49 \text{BTU/h}$$

Para U del techo y piso se seleccionó el mismo valor ya que el centro de cómputo se ubica en el tercer nivel, entonces de la tabla 4.4 que se muestra a continuación se tiene

$U_{\text{Techo}}= U_{\text{Pared}}=0.213 \frac{\text{BTU}}{\text{h.ft}^2.\text{°F}}$

Luego

$$Q_{\text{Techo}} = \frac{0.213 \text{BTU}}{\text{h} * \text{ft}^2 * \text{°F}} * 745.94 \text{ft}^2 * 41\text{°F}$$
$$Q_{\text{Techo}} = 684.91 \text{BTU/h}$$
$$Q_{\text{Piso}} = \frac{0.213 \text{BTU}}{\text{h} * \text{ft}^2 * \text{°F}} * 745.94 \text{ft}^2 * 41\text{°F}$$
$$Q_{\text{Piso}} = 684.91 \text{BTU/h}$$

TABLA 4. 4 COEFICIENTES DE TECHO

Techo No.	Descripción de la construcción	Hora Pasa, lb/ft ²	Valor de U, BTU/h Ft ² .°F	Hora solar, h																							
				1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24
				Sin cielo raso suspendido																							
1.	Lámina de metal con aislamiento de 1 o 2 in	7 (8)	0.213 (0.124)	1	-2	-3	-3	-5	-3	6	19	34	49	61	71	78	79	77	70	59	45	30	18	12	8	5	3
2.	Madera de 1 in con aislamiento de 1 in	8	0.170	6	3	0	-1	-3	-3	-2	4	14	27	39	52	62	70	74	74	70	62	51	38	28	20	14	9
3.	Concreto ligero de 4 in	18	0.213	9	5	2	0	-2	-3	-3	1	9	20	32	44	55	64	70	73	71	66	57	45	34	25	18	13
4.	Concreto pesado de 1 a 2 in con aislamiento de 2 in	29	0.206 (0.122)	12	8	5	3	0	-1	-1	3	11	20	30	41	51	59	65	66	66	62	54	45	36	29	22	17
5.	Madera de 1 in con aislamiento de 2 in	19	0.109	3	0	-3	-4	-5	-7	-6	-3	5	16	27	39	49	57	63	64	62	57	48	37	26	18	11	7
6.	Concreto ligero de 6 in	24	0.158	22	17	13	9	6	3	1	1	3	7	15	23	33	43	51	58	62	64	62	57	50	42	35	28
7.	Madera de 2.5 in con aislamiento de 1 in	13	0.130	29	24	20	16	13	10	7	6	6	9	13	20	27	34	42	48	53	55	56	54	49	44	39	34
8.	Concreto ligero de 8 in	31	0.126	35	30	26	22	18	14	11	9	7	7	9	13	19	25	33	39	46	50	53	54	53	49	45	40
9.	Concreto pesado de 4 in con aislamiento de 1 o 2 in	52 (52)	0.200 (0.120)	25	22	18	15	12	9	8	8	10	14	20	26	33	40	46	50	53	53	52	48	43	38	34	30
10.	Madera de 2.5 in con aislamiento de 2 in	13	0.093	30	26	23	19	16	13	10	9	8	9	13	17	23	29	36	41	46	49	51	50	47	43	39	35
11.	Sistema de terrazas de techo	75	0.106	34	31	28	25	22	19	16	14	13	13	15	18	22	26	31	36	40	44	45	46	45	43	40	37
12.	Concreto pesado de 6 in con aislamiento de 1 o 2 in	75 (75)	0.192 (0.117)	31	28	25	22	20	17	15	14	14	16	18	22	26	31	36	40	43	45	45	44	42	40	37	34
13.	Madera de 4 in con aislamiento de 1 o 2 in	17 (18)	0.106 (0.078)	38	36	33	30	28	25	22	20	18	17	16	17	18	21	24	28	32	36	39	41	43	43	42	40
				Con cielo raso suspendido																							
1.	Lámina de acero con aislamiento de 1 o 2 in	9 (10)	0.134 (0.092)	2	0	-2	-3	-4	-4	-1	9	23	37	50	62	71	77	78	74	67	56	42	28	18	12	8	5
2.	Madera de 1 in con aislamiento de 1 in	10	0.115	20	15	11	8	5	3	2	3	7	13	21	30	40	48	55	60	62	58	51	44	37	30	37	25
3.	Concreto ligero de 4 in	20	0.134	19	14	10	7	4	2	0	0	4	10	19	29	39	48	56	62	65	64	61	54	46	38	30	24
4.	Concreto pesado de 2 in con aislamiento de 1 in	30	0.131	28	25	23	20	17	15	13	13	14	16	20	25	30	35	39	43	46	47	46	44	41	38	35	32
5.	Madera de 1 in con aislamiento de 2 in	10	0.083	25	20	16	13	10	7	5	5	7	12	18	25	33	41	48	53	57	57	56	52	46	40	34	29
6.	Concreto ligero de 6 in	26	0.109	32	28	23	19	16	13	10	8	7	8	11	16	22	29	36	42	48	52	54	54	51	47	42	37
7.	Madera de 2.5 in con aislamiento de 1 in	15	0.096	34	31	29	26	23	21	18	16	15	15	16	18	21	25	30	34	38	41	43	44	44	42	40	37
8.	Concreto ligero de 8 in	33	0.093	39	36	33	29	26	23	20	18	15	14	14	15	17	20	25	29	34	38	42	45	46	45	44	42
9.	Concreto pesado de 4 in con aislamiento de 1 o 2 in	53 (54)	0.128 (0.090)	30	29	27	26	24	22	21	20	20	21	22	24	27	29	32	34	36	38	38	38	37	36	34	33
10.	Madera de 2.5 in con aislamiento de 2 in	15	0.072	35	33	30	28	26	24	22	20	18	18	18	20	22	25	28	32	35	38	40	41	41	40	39	37
11.	Sistema de terrazas de techo	77	0.082	30	29	28	27	26	25	24	23	22	22	22	23	23	25	26	28	29	31	32	33	33	33	33	32
12.	Concreto pesado con aislamiento de 1 a 2 in	77 (77)	0.125 (0.088)	29	28	27	26	25	24	23	22	21	21	22	23	25	26	28	30	32	33	34	34	34	33	32	31
13.	Madera de 4 in con aislamiento de 1 o 2 in	19 (20)	0.082 (0.064)	35	34	33	32	31	29	27	26	24	23	22	21	22	22	24	25	27	30	32	34	35	36	37	36

Fuente: Tomado del libro Acondicionamiento de Aire (Pita, 2000)

Para el vidrio de las ventanas consideramos vidrio sencillo de ¼ de pulgada equivalente a 6mm transparente entonces de la tabla 4.5 se tiene

$$U_{\text{vidrio}} = 5.35W/m^2.K = 0.94BTU/h.ft^2.°F$$

Por lo que

$$Q_{\text{ventana}} = \frac{0.94BTU}{h * ft^2 * °F} * 43.06ft^2 * 41° F$$

$$Q_{\text{ventana}} = 1659.36BTU/h$$

TABLA 4. 5 COEFICIENTES DE VIDRIO

Product Type			Vertical Installation										
			Operable (including sliding and swinging glass doors)					Fixed					
Frame Type	Center of Glass	Edge of Glass	Aluminum	Aluminum	Reinforced	Wood/ Vinyl	Insulated Fiberglass/ Vinyl	Aluminum	Aluminum	Reinforced	Wood/ Vinyl	Insulated Fiberglass/ Vinyl	
			Without Thermal Break	With Thermal Break	Vinyl/ Aluminum Clad			Without Thermal Break	With Thermal Break	Aluminum Clad			
ID	Glazing Type												
Single Glazing													
1	3.2 mm glass	5.91	5.91	7.01	6.08	5.27	5.20	4.83	6.38	6.06	5.58	5.58	5.40
2	6 mm acrylic/polycarb	5.00	5.00	6.23	5.35	4.59	4.52	4.18	5.55	5.23	4.77	4.77	4.61
3	3.2 mm acrylic/polycarb	5.45	5.45	6.62	5.72	4.93	4.86	4.51	5.96	5.64	5.18	5.18	5.01
Double Glazing													
4	6 mm airspace	3.12	3.63	4.62	3.61	3.24	3.14	2.84	3.88	3.52	3.18	3.16	3.04
5	13 mm airspace	2.73	3.36	4.30	3.31	2.96	2.86	2.58	3.54	3.18	2.85	2.83	2.72
6	6 mm argon space	2.90	3.48	4.43	3.44	3.08	2.98	2.69	3.68	3.33	3.00	2.98	2.86
7	13 mm argon space	2.56	3.24	4.16	3.18	2.84	2.74	2.46	3.39	3.04	2.71	2.69	2.58
Double Glazing, e = 0.60 on surface 2 or 3													
8	6 mm airspace	2.95	3.52	4.48	3.48	3.12	3.02	2.73	3.73	3.38	3.04	3.02	2.90
9	13 mm airspace	2.50	3.20	4.11	3.14	2.80	2.70	2.42	3.34	2.99	2.67	2.65	2.53
10	6 mm argon space	2.67	3.32	4.25	3.27	2.92	2.82	2.54	3.49	3.13	2.81	2.79	2.67
11	13 mm argon space	2.33	3.08	3.98	3.01	2.68	2.58	2.31	3.20	2.84	2.52	2.50	2.39
Double Glazing, e = 0.40 on surface 2 or 3													
12	6 mm airspace	2.78	3.40	4.34	3.35	3.00	2.90	2.61	3.59	3.23	2.90	2.88	2.77
13	13 mm airspace	2.27	3.04	3.93	2.96	2.64	2.54	2.27	3.15	2.79	2.48	2.46	2.35
14	6 mm argon space	2.44	3.16	4.07	3.09	2.76	2.66	2.38	3.30	2.94	2.62	2.60	2.49
15	13 mm argon space	2.04	2.88	3.75	2.79	2.48	2.38	2.11	2.95	2.60	2.29	2.27	2.16
Double Glazing, e = 0.20 on surface 2 or 3													
16	6 mm airspace	2.56	3.24	4.16	3.18	2.84	2.74	2.46	3.39	3.04	2.71	2.69	2.58
17	13 mm airspace	1.99	2.83	3.70	2.75	2.44	2.34	2.07	2.91	2.55	2.24	2.22	2.12
18	6 mm argon space	2.16	2.96	3.84	2.88	2.56	2.46	2.19	3.05	2.70	2.38	2.36	2.26
19	13 mm argon space	1.70	2.62	3.47	2.53	2.24	2.14	1.88	2.66	2.30	2.00	1.98	1.88
Double Glazing, e = 0.10 on surface 2 or 3													
20	6 mm airspace	2.39	3.12	4.02	3.05	2.72	2.62	2.34	3.25	2.89	2.57	2.55	2.44
21	13 mm airspace	1.82	2.71	3.56	2.62	2.32	2.22	1.96	2.76	2.40	2.10	2.08	1.98
22	6 mm argon space	1.99	2.83	3.70	2.75	2.44	2.34	2.07	2.91	2.55	2.24	2.22	2.12
23	13 mm argon space	1.53	2.49	3.33	2.40	2.12	2.02	1.76	2.51	2.16	1.86	1.84	1.74
Double Glazing, e = 0.05 on surface 2 or 3													
24	6 mm airspace	2.33	3.08	3.98	3.01	2.68	2.58	2.31	3.20	2.84	2.52	2.50	2.39
25	13 mm airspace	1.70	2.62	3.47	2.53	2.24	2.14	1.88	2.66	2.30	2.00	1.98	1.88
26	6 mm argon space	1.87	2.75	3.61	2.66	2.36	2.26	2.00	2.81	2.45	2.15	2.12	2.02
27	13 mm argon space	1.42	2.41	3.24	2.31	2.04	1.94	1.69	2.42	2.06	1.76	1.74	1.65
Triple Glazing													
28	6 mm airspace	2.16	2.96	3.78	2.78	2.46	2.42	2.17	3.02	2.68	2.36	2.36	2.25
29	13 mm airspace	1.76	2.67	3.46	2.47	2.18	2.14	1.90	2.68	2.34	2.03	2.03	1.92
30	6 mm argon space	1.93	2.79	3.60	2.60	2.30	2.26	2.02	2.82	2.49	2.17	2.17	2.06
31	13 mm argon space	1.65	2.58	3.36	2.39	2.10	2.06	1.83	2.58	2.24	1.93	1.93	1.83
Triple Glazing, e = 0.20 on surface 2, 3, 4, or 5													
32	6 mm airspace	1.87	2.75	3.55	2.56	2.26	2.22	1.98	2.78	2.44	2.12	2.12	2.01
33	13 mm airspace	1.42	2.41	3.18	2.21	1.94	1.90	1.67	2.38	2.05	1.74	1.74	1.64
34	6 mm argon space	1.59	2.54	3.32	2.34	2.06	2.02	1.79	2.53	2.20	1.89	1.89	1.78
35	13 mm argon space	1.25	2.28	3.04	2.08	1.82	1.78	1.55	2.24	1.90	1.60	1.60	1.50
Triple Glazing, e = 0.20 on surfaces 2 or 3 and 4 or 5													
36	6 mm airspace	1.65	2.58	3.36	2.39	2.10	2.06	1.83	2.58	2.24	1.93	1.93	1.83
37	13 mm airspace	1.14	2.19	2.95	1.99	1.74	1.69	1.48	2.14	1.80	1.50	1.50	1.40
38	6 mm argon space	1.31	2.32	3.09	2.12	1.86	1.82	1.59	2.29	1.95	1.65	1.65	1.55
39	13 mm argon space	0.97	2.05	2.81	1.86	1.62	1.57	1.36	1.99	1.65	1.36	1.36	1.26
Triple Glazing, e = 0.10 on surfaces 2 or 3 and 4 or 5													
40	6 mm airspace	1.53	2.49	3.27	2.30	2.02	1.98	1.75	2.48	2.15	1.84	1.84	1.73
41	13 mm airspace	1.02	2.10	2.85	1.90	1.66	1.61	1.40	2.04	1.70	1.41	1.41	1.31
42	6 mm argon space	1.19	2.23	2.99	2.04	1.78	1.73	1.52	2.19	1.85	1.55	1.55	1.45
43	13 mm argon space	0.80	1.92	2.67	1.73	1.49	1.45	1.24	1.84	1.51	1.22	1.22	1.12
Quadruple Glazing, e = 0.10 on surfaces 2 or 3 and 4 or 5													
44	6 mm airspaces	1.25	2.28	3.04	2.08	1.82	1.78	1.55	2.24	1.90	1.60	1.60	1.50
45	13 mm airspaces	0.85	1.96	2.71	1.77	1.54	1.49	1.28	1.89	1.55	1.26	1.26	1.17
46	6 mm argon spaces	0.97	2.05	2.81	1.86	1.62	1.57	1.36	1.99	1.65	1.36	1.36	1.26
47	13 mm argon spaces	0.68	1.82	2.57	1.64	1.41	1.37	1.16	1.74	1.41	1.12	1.12	1.03

Fuente: Tomado del manual Fundamentals(ASHRAE, 2017)

Para el cálculo de transferencia debido a la puerta se seleccionó de acuerdo a la tabla 4.6 entonces

$$U_{Madera} = 0.42 BTU/h.ft^2.°F$$

Cálculo de conducción debido a la puerta:

$$Q_{Puerta} = \frac{0.42 BTU}{h * ft^2 * °F} x 25.83 ft^2 x 41° F$$

$$Q_{Puerta} = 444.85 BTU/h$$

TABLA 4. 6 COEFICIENTE GLOBAL-OTROS ELEMENTOS

Construcción	Valor de U en BTU/h-ft ² -°F	
	Verano	Invierno
TECHO - CIELO RASO (techo inclinado, marco de madera, cielo terminado en largueros) Sin aislamiento Aislamiento R-19 (5 1/2 a 6 1/2 in)	.28 .05	.29 .05
TECHO-TAPANCO-CIELO RASO (tapanco con ventilación natural) Sin aislamiento Aislamiento R-19 (5 1/2 a 6 1/2 in)	.15 .04	.29 .05
PISOS		
Piso sobre espacio no acondicionado, sin cielo raso Marco de madera: Sin aislamiento Aislamiento R-7 (2 a 2 1/2 in) Cubierta de concreto: Sin aislamiento Aislamiento R-7	.33 .09 .59 .10	.27 .08 .43 .09
PUERTAS		
Madera maciza: de 1 in de espesor de 1 1/2 in de espesor de 2 in de espesor Acero: de 1 1/2 in de espesor con relleno de lana mineral de 1 1/2 in de espesor con relleno de poliestireno de 1 1/2 in de espesor con relleno de espuma de uretano	.61 .47 .42 .58 .46 .39	.64 .49 .43 .59 .47 .40

Fuente: Tomado del libro Acondicionamiento de Aire (Pita, 2000)

Por lo tanto, la ganancia de calor por geometría queda determinado como

Q total por geometría

$$= Q_A + Q_B + Q_C + Q_D + Q_{PISO} + Q_{TECHO} + Q_{VENTANA} + Q_{PUERTA} = 17460.29 \text{ BTU/h}$$

Ganancias de calor por luminarias

De acuerdo a nuestro estudio el área de investigación es un centro de cómputo de 70.75m² por lo que de acuerdo a la tabla de ASHRAE que se muestra a continuación se selecciona un valor de 18.4W/m²

Entonces

$$Q_{iluminación} = 70.75m^2 * \frac{18.4W}{m^2} = 849W = 2896.9BTU/h$$

TABLA 4. 7 POTENCIAS DE ILUMINACION

Nonresidential Cooling and Heating Load Calculations

18.5

Table 2 Lighting Power Densities Using Space-by-Space Method

Common Space Types*	LPD, W/m ²	Common Space Types*	LPD, W/m ²	Building-Specific Space Types*	LPD, W/m ²
Atrium		Loading Dock, Interior	5.1	Health Care Facility	
≤12.2 m high	1.1/m total height	Lobby		In exam/treatment room	18.0
>12.2 m high	4.3 + 0.7/m total height	In facility for the visually impaired (and not used primarily by staff) ^c	19.4	In imaging room	16.3
		For elevator	7.0	In medical supply room	
Audience Seating Area		In hotel	11.5	In nursery	9.5
In auditorium	6.8	In motion picture theater	6.4	In nurses' station	7.6
In convention center	8.9	In performing arts theater	21.6	In operating room	26.8
In gymnasium	7.1	All other lobbies	9.7	In patient room	6.7
In motion picture theater	12.3	Locker Room	8.1	In physical therapy room	9.9
In penitentiary	3.1	Lounge/Breakroom		In recovery room	12.4
In performing arts theater	26.2	In health care facility	10.0	Library	
In religious building	16.5	All other lounges/breakrooms	7.9	In reading area	11.5
In sports arena	4.7	Office		In stacks	18.4
All other audience seating areas	4.7	Enclosed	12.0	Manufacturing Facility	
Banking Activity Area	11.9	Open plan	10.6	In detailed manufacturing area	13.9
Breakroom (See Lounge/Breakroom)		Parking Area, Interior	2.1	In equipment room	8.0
Classroom/Lecture Hall/Training Room		Pharmacy Area	18.1	In extra-high-bay area (15.2 m floor-to-ceiling height)	11.3
In penitentiary	14.5	Restroom		In high-bay area (7.6 to 15.2 m floor-to-ceiling height)	13.3
All other classrooms/lecture halls/training rooms	13.4	In facility for the visually impaired (and not used primarily by staff) ^c	13.1	In low-bay area (<7.6 m floor-to-ceiling height)	12.9
Conference/Meeting/Multipurpose Room	13.3	All other restrooms	10.6	Museum	
Confinement Cells	8.8	Sales Area^d	15.5	In general exhibition area	11.4
Copy/Print Room	7.8	Seating Area, General	5.9	In restoration room	11.0
Corridor^b		Stairway		Performing Arts Theater, Dressing Room	6.6
In facility for visually impaired (and not used primarily by staff) ^c	9.9	Space containing stairway determines LPD and control requirements for stairway.		Post Office, Sorting Area	10.2
In hospital	10.7	Stairwell	7.4	Religious Buildings	
In manufacturing facility	4.4	Storage Room		In fellowship hall	6.9
All other corridors	7.1	<4.65 m ²	13.3	In worship/pulpit/choir area	16.5
Courtroom	18.6	All other storage rooms	6.8	Retail Facilities	
Computer Room	18.4	Vehicular Maintenance Area	7.3	In dressing/fitting room	7.7
Dining Area		Workshop	17.2	In mall concourse	11.9
In penitentiary	10.4	Building-Specific Space Types* LPD, W/m²		Sports Arena, Playing Area	
In facility for visually impaired (and not used primarily by staff) ^c	28.5 W/m ²	Facility for Visually Impaired^c		For Class I facility	39.7
In bar/lounge or leisure dining	11.6	In chapel (used primarily by residents)	23.8	For Class II facility	25.9
In cafeteria or fast food dining	7.0	In recreation room/common living room (and not used primarily by staff)	26.0	For Class III facility	19.4
In family dining	9.6	Automotive		For Class IV facility	13.0
All other dining areas	7.0	(See Vehicular Maintenance Area)		Transportation Facility	
Electrical/Mechanical Room^f	4.6	Convention Center: Exhibit Space	15.7	In baggage/carousel area	5.7
Emergency Vehicle Garage	6.1	Dormitory/Living Quarters	4.2	In an airport concourse	3.9
Food Preparation Area	13.1	Fire Station: Sleeping Quarters	0.22	At a terminal ticket counter	8.7
Guest Room	9.8	Gymnasium/Fitness Center		Warehouse—Storage Area	
Laboratory		In exercise area	7.8	For medium to bulky, palletized items	6.2
In or as classroom	15.5			For smaller, hand-carried items ^g	10.2
All other laboratories	19.5				

Fuente: Tomado del manual Fundamentals(ASHRAE, 2017)

Ganancias de calor las personas; se da mediante la siguiente relación:

$$Q_{Personas} = q * n$$

Dónde:

ql=Ganancia de calor latente

qs=Ganancia de calor sensible

n=Número de personas.

Donde de acuerdo a las actividades a realizar y de la tabla 4.8 tenemos

$$ql=75W=255.91BTU/h$$

$$qs=45W=153.55BTU/h$$

n=33 según el aforo

$$Q_{Latente, personas} = 255.91 * 33 = 8445BTU/h$$

$$Q_{Sensible, personas} = 153.55 * 33 = 5067.2BTU/h$$

TABLA 4. 8 TASAS REPRESENTATIVAS DE ACUERDO A LA ACTIVIDAD

Degree of Activity	Location	Total Heat, W		Sensible Heat, W	Latent Heat, W	% Sensible Heat that is Radiant ^b	
		Adult Male	Adjusted, M/F ^a			Low V	High V
Seated at theater	Theater	115	105	70	35	60	27
Seated, very light work	Offices, hotels, apartments	130	115	70	45		
Moderately active office work	Offices, hotels, apartments	140	130	75	55		
Standing, light work; walking	Department store; retail store	160	130	75	55	58	38
Walking, standing	Drug store, bank	160	145	75	70		
Sedentary work	Restaurant ^c	145	160	80	80		
Light bench work	Factory	235	220	80	140		
Moderate dancing	Dance hall	265	250	90	160	49	35
Walking 4.8 km/h; light machine work	Factory	295	295	110	185		
Bowling ^d	Bowling alley	440	425	170	255		
Heavy work	Factory	440	425	170	255	54	19
Heavy machine work; lifting	Factory	470	470	185	285		
Athletics	Gymnasium	585	525	210	315		

Fuente: Tomado del manual Fundamentals (ASHRAE, 2017)

Ganancias de calor generado por equipos eléctricos

De acuerdo al aforo se determina que hay una computadora de escritorio por cada ocupante por lo que se tiene

$$Q_{equipos,eléctricos} = n * q$$

Donde n=33 computadoras de acuerdo al aforo y q se determina de la tabla 4.9, por lo tanto, q=83W=283.21BTU/h

$$Q_{equipos,eléctricos} = 33 * 283.21 = 9345.9 \frac{BTU}{h}$$

TABLA 4. 9 GANANCIAS DE CALOR COMPUTADORAS DE ESCRITORIO

Table 8A Recommended Heat Gain for Typical Desktop Computers

Description	Name-plate Power, ^a W	Peak Heat Gain, ^{b, d} W
Manufacturer 1		
3.0 GHz processor, 4 GB RAM, n = 1	NA	83
3.3 GHz processor, 8 GB RAM, n = 8	NA	50
3.5 GHz processor, 8 GB RAM, n = 2	NA	42
3.6 GHz processor, 16 GB RAM, n = 2	NA	66
3.3 GHz processor, 16 GB RAM, n = 2	NA	52
4.0 GHz processor, 16 GB RAM, n = 1	NA	83
3.3 GHz processor, 8 GB RAM, n = 1	NA	84
3.7 GHz processor, 32 GB RAM, n = 1	750	116
	NA	102
3.5 GHz processor, 16 GB RAM, n = 3 ^c	550	144
	NA	93
Manufacturer 2		
3.6 GHz processor, 32 GB RAM, n = 8	NA	80
3.6 GHz processor, 16 GB RAM, n = 1	NA	78
3.4 GHz processor, 32 GB RAM, n = 1	NA	72
3.4 GHz processor, 24 GB RAM, n = 1	NA	86
3.50 GHz processor, 4 GB RAM, n = 1	NA	26
3.3 GHz processor, 8 GB RAM, n = 1	NA	78
3.20 GHz processor, 8 GB RAM, n = 1	NA	61
3.20 GHz processor, 4 GB RAM, n = 1	NA	44
2.93 GHz processor, 16 GB RAM, n = 1	NA	151
2.67 GHz processor, 8 GB RAM, n = 1	NA	137
Average 15-min peak power consumption (range)	82 (26-151)	

Fuente: Tomado del manual Fundamentals (ASHRAE, 2017)

A continuación, se muestra el resumen de cargas térmicas en base a los cálculos y bases teóricas expuestas

TABLA 4. 10 RESUMEN DE CARGAS TÉRMICAS

Carga Térmica Sensible (BTU/h)	38148.09
Carga Térmica Latente (BTU/h)	5067.20
Carga Térmica Calculada (BTU/h)	43,215.29
Factor de Seguridad (BTU/h)	0.10
Carga Térmica Adicional (BTU/h)	4321,53
Carga Térmica Total (BTU/h)	47,536.82
Carga Térmica Total (KW)	13.93

Fuente: Realizado en base a los cálculos propios de mi investigación

Se constataron los cálculos realizados con el software HAP brindada por la marca Carrier, obteniéndose un error de 3% considerado dentro del margen para los cálculos.

TABLA 4. 11 RESULTADOS CARGA TERMICA USANDO SOFTWARE HAP

Air System Sizing Summary for Sistema Laboratorio 3 piso	
Project Name: Proyecto de Informe final de tesis - FIME	01/31/2021
Prepared by: HVAC SIMPLIFIED AMK	09:15p. m.
Air System Information	
Air System Name: Sistema Laboratorio 3 piso	Number of zones: 1
Equipment Class: SPLT AHU	Floor Area: 70.8 m ²
Air System Type: SZCAV	Location: Lima, Peru
Sizing Calculation Information	
Calculation Months: Jan to Dec	Zone L/s Sizing: Sum of space airflow rates
Sizing Data: Calculated	Space L/s Sizing: Individual peak space loads
Central Cooling Coil Sizing Data	
Total coil load: 13.5 kW	Load occurs at: Jan 1700
Sensible coil load: 10.1 kW	OA DB / WB: 25.7 / 21.9 °C
Coil L/s at Jan 1700: 770 L/s	Entering DB / WB: 26.0 / 19.5 °C
Max block L/s: 770 L/s	Leaving DB / WB: 15.1 / 14.5 °C
Sum of peak zone L/s: 770 L/s	Coil ADP: 13.9 °C
Sensible heat ratio: 0.746	Bypass Factor: 0.100
L/(s kW): 56.9	Resulting RH: 57 %
m ² /kW: 5.2	Design supply temp.: 14.4 °C
W/m ² : 191.2	Zone T-stat Check: 1 of 1 OK
Water flow @ 5.6 K rise: N/A	Max zone temperature deviation: 0.0 K
Supply Fan Sizing Data	
Actual max L/s: 770 L/s	Fan motor BHP: 0.00 BHP
Standard L/s: 769 L/s	Fan motor kW: 0.00 kW
Actual max L/(s-m ²): 10.87 L/(s-m ²)	Fan static: 0 Pa
Outdoor Ventilation Air Data	
Design airflow L/s: 207 L/s	L/s/person: 6.29 L/s/person
L/(s-m ²): 2.93 L/(s-m ²)	

Fuente: Elaborado con el software HAP con datos propios de mi investigación

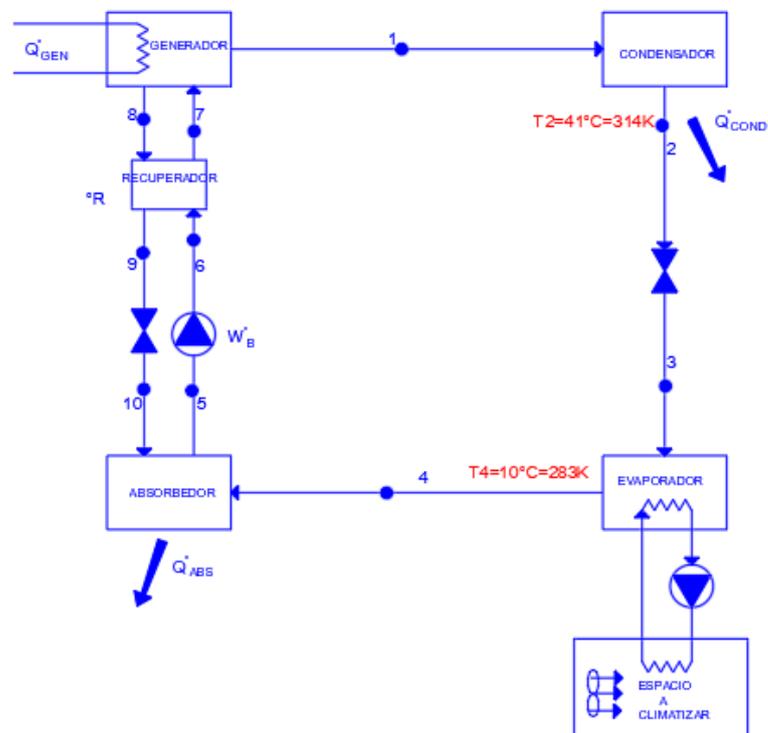
Los resultados obtenidos mediante el uso del software HAP(Hourly Analysis Program) se adjunta en los anexos.

También se propuso el diseño termodinámico de la máquina de refrigeración por ciclo de absorción de simple efecto condensada por agua tomando en cuenta los resultados y condiciones de la investigación

Balance de masa y energía para el modelo de ciclo de absorción

Para el balance energético, se analizó cada componente en particular dado en la figura 4.5; dado que la solución LiBr/H₂O presenta cambios de estado donde intercambia calor durante el proceso, el análisis está enfocado en analizar cada punto de la figura 4.5 que se presenta en una máquina de refrigeración de simple efecto LiBr/H₂O condensada por agua.

FIGURA 4. 5 MODELO TERMODINÁMICO MAQUINA DE ABSORCIÓN

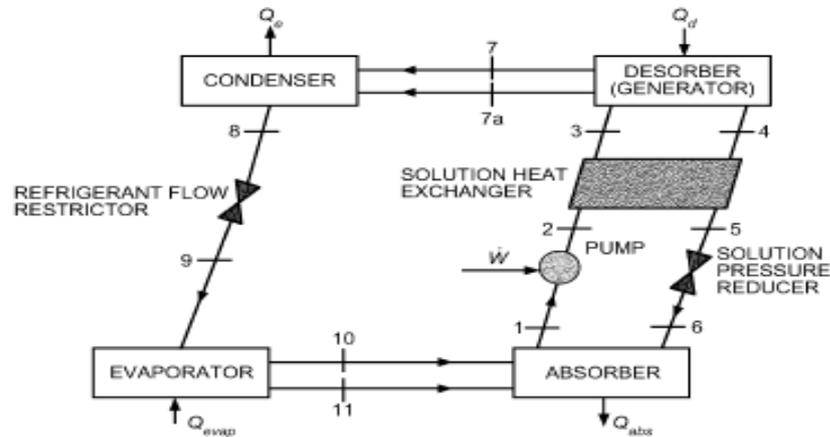


Fuente: realizada en base a los datos de mi investigación

La figura 4.5 muestra el esquema de una máquina de absorción de simple efecto, los componentes representados son los siguientes: un Generador

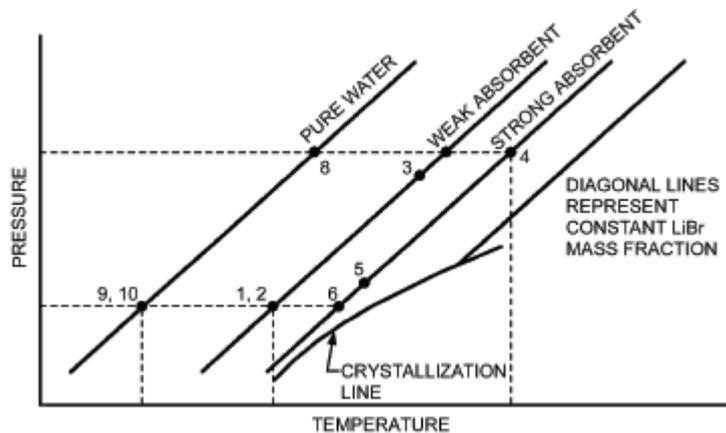
un condensador, un evaporador, un absorbedor, el recuperador de calor de la solución, dos válvulas y una bomba.

FIGURA 4. 6 CICLO DE ABSORCIÓN DE SIMPLE EFECTO



Fuente: Tomado del manual Fundamentals(ASHRAE, 2017)

FIGURA 4. 7 DIAGRAMA DE DUHRING (P-T) PARA UN CICLO DE SIMPLE EFECTO POR ABSORCIÓN AGUA BROMURO DE LITIO



Fuente: Tomado del manual Fundamentals(ASHRAE, 2017)

Generador.

En el estado 1 se asume que el refrigerante es puro se deriva que por cada (m_d) Kg de disolución con los que se alimenta el generador, se separan (m_r) Kg de refrigerante, retornando($m_d - m_r$) Kg al absorbedor. Aplicando un balance de energía y masa se tiene lo siguiente:

$$Q_G + m_d h_7 - m_r h_1 - (m_d - m_r) h_8 - Q_P = 0$$

Donde

Q_G : calor en el generador

m_d : masa de la disolución ($H_2O+LiBr$)

m_r : masa específica del refrigerante (H_2O)

h_x : entalpía en el punto determinado

Q_P : calor transferido por el generador al ambiente.

Siendo $m_d = m_7$; $m_r = m_1$; donde, Q_p es el calor transferido por el generador al ambiente y considerando al generador adiabático, entonces se tiene que $Q_p = 0$ y despejando la ecuación anterior tenemos:

$$Q_G = m_r(h_1 - h_8) + m_d(h_8 - h_7)$$

Por otro lado, se efectuó un balance de masa en el generador obteniendo lo siguiente:

$$m_d \cdot X_{r-ABS} = (m_d - m_r) \cdot X_{r-G} + m_r$$

Consideremos a la concentración de absorbente en el absorbedor X_{ABS} y en el generador X_G se puede escribir la relación anterior entre el caudal de disolución y el de refrigerante (R) de la siguiente manera:

$$R = \frac{m_d}{m_r} = \frac{X_G}{X_G - X_{ABS}}$$

El caudal de refrigerante real que circula por la máquina se obtiene a través de la relación entre la carga térmica del local Q_{EVAP} , y el calor específico de evaporación (q_{EVAP}), se relaciona de acuerdo a la ecuación:

$$m_r = \frac{Q_{EVAP}}{q_{EVAP}}$$

Por lo que el caudal de disolución bombeado entre el absorbedor y el generador es igual a la ecuación:

$$\dot{m}_d = R \cdot \dot{m}_r$$

Absorbedor.

Se alimenta, con una parte, del caudal de disolución ($m_d - m_r$) y con entalpía h_{10} proveniente del generador, además del refrigerante m_r que viene del evaporador. En consecuencia, se extrae del absorbedor el caudal de disolución diluida m_d con entalpía h_5 , y se representa en la ecuación siguiente:

$$-Q_{ABS} + m_r \cdot h_4 - m_d \cdot h_5 + (m_d - m_r) \cdot h_{10} - Q_P = 0$$

Como el absorbedor se considera adiabático el balance se expresa así:

$$Q_{ABS} = m_r \cdot (h_4 - h_{10}) + m_d \cdot (h_{10} - h_5)$$

Recuperador de calor de disolución

Aprovecha la mayor temperatura de la disolución concentrada que retorna del generador para precalentar la disolución antes de ingresar al generador. Tiene además otro efecto beneficioso que es el enfriamiento de la disolución concentrada en su regreso al absorbedor, está diseñado para trabajar con eficiencia η que resulta del calor ganado de la disolución entre el calor máximo que teóricamente podría transferir.

El calor ganado por la disolución fría se representa en la ecuación mostrada a continuación:

$$Q_R = m_d \cdot (h_7 - h_6)$$

Mientras que el máximo calor que se podría transferir teóricamente se representa mediante:

$$Q_{m\acute{a}x} = m_d \cdot (h_8 - h_6)$$

La eficiencia quedará expresada de la siguiente forma:

$$\eta = \frac{(h_7 - h_6)}{(h_8 - h_6)}$$

Válvula de estrangulamiento.

En este dispositivo se efectúa la reducción de presión de la disolución concentrada desde la presión en el generador hasta la presión en el absorbedor, se considera una reducción isoentálpica expresada en la siguiente relación

$$h_9 = h_{10}$$

Condensador

Es el intercambiador de calor donde ocurre el cambio de fase del refrigerante procedente del generador, se considera también un proceso adiabático y despreciándose las pérdidas se tiene.

$$Q_{COND} = m_r \cdot (h_1 - h_2)$$

Válvula de expansión

Considerando un proceso isoentálpico e irreversible, el balance de energía en esta válvula es:

$$h_2 = h_3$$

Evaporador.

En este intercambiador ingresa la mezcla bifásica proveniente de la válvula de expansión. A través de él circulan conjuntamente el vapor, que no produce efecto frigorífico alguno, y el líquido que, al hervir a la presión de evaporación transfiere su calor latente al fluido exterior que circula por el evaporador, teniendo en cuenta un proceso adiabático se tiene lo siguiente:

$$Q_{EVAP} = m_r(h_4 - h_3)$$

Bomba de la disolución.

Esta bomba cumple la función de circular la disolución desde del absorbedor hacia el generador. El balance de energía en el siguiente elemento queda expresado en la siguiente ecuación:

$$-W_b = m_d(h_6 - h_5)$$

Cálculos para el diseño termodinámico de la máquina de refrigeración por absorción.

De acuerdo a las condiciones para mi investigación se realizó los cálculos de las ecuaciones mostradas previamente para una máquina de absorción de simple efecto condensada por agua.

Condiciones iniciales de diseño:

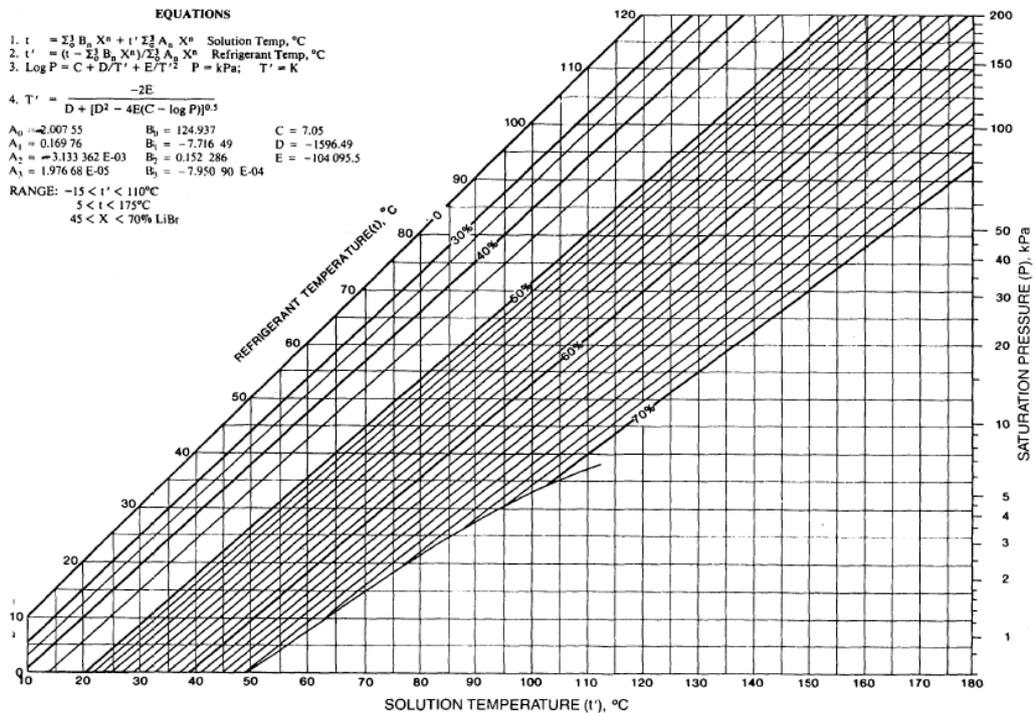
- Temperatura exterior: $T_{ext}=31^{\circ}\text{C}=304\text{K}$.
- Potencia nominal del evaporador: $Q_{ev}=13,93\text{KW}$
- Temperatura alcanzada en el evaporador: $T_{ev}=10^{\circ}\text{C}=283\text{K}$
- Temperatura alcanzada en el condensador $T_{cond}=T_{ext} + 10^{\circ}\text{C}=41^{\circ}\text{C}=314\text{K}$

La temperatura en el condensador varía entre 7 a 10°C superior a la temperatura exterior, para mi análisis he considerado una temperatura en el condensador 10°C por encima de ésta. $^{\circ}\text{C}$. Para realizar el cálculo se necesitó del diagrama de Düring que representa las propiedades físicas

de la disolución LiBr/H₂O, para el ciclo de absorción que está definido por la presión de saturación de la sustancia.

De acuerdo con la regla de Düring, si el punto de ebullición de la disolución se presenta frente al punto de ebullición del disolvente puro los puntos correspondientes a dichas presiones se aproximan a una recta. Al observar dichas rectas observadas en la parte media del diagrama, hay que señalar que la máxima concentración es de un 70 % dado que una vez sobrepasado este valor puede ocurrir problemas de cristalización

FIGURA 4. 8 DIAGRAMA DE DURING DE LAS DISOLUCIONES LiBr-H₂O



Fuente: Tomado de la tesis doctoral (Marcos, 2008)

De la figura 4.8 se trazaron rectas horizontales en función de la temperatura del condensador(41°C) y evaporador(10°C) obteniéndose las siguientes presiones y concentración para la sustancia en el absorbedor.

$$P_{cond} = P_{gen} = 7,5\text{KPa}$$

$$P_{evap} = 1,2\text{KPa}$$

$$X_{abs} = 0,55$$

Para determinar el aumento de la concentración del refrigerante (H₂O) en el generador se estimó un 6% más respecto a la concentración en el absorbedor, por lo que:

$$X_{gen} = 1,06 \times 0,55 = 0,583$$

Se asumió un caudal de refrigerante de

$$m_r = 1 \text{ kg/s}$$

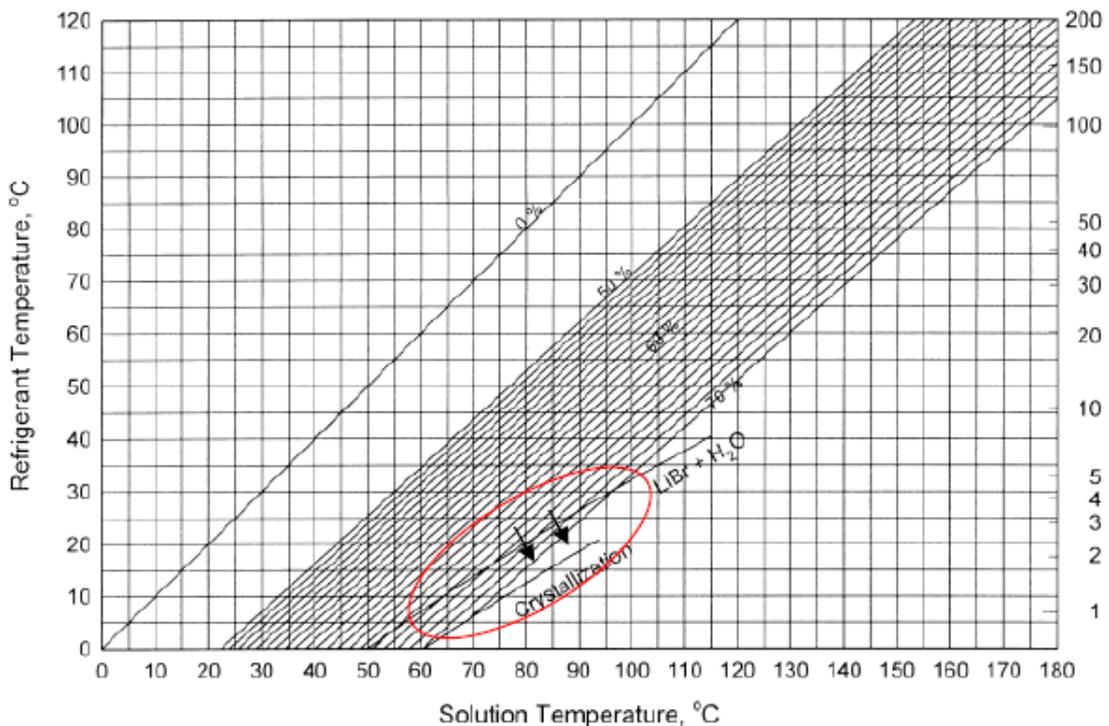
Entonces el caudal de acuerdo a la ecuación siguiente es;

$$m_d = \frac{X_{gen} \cdot m_r}{X_{gen} - X_{abs}}$$

$$m_d = \frac{0,583 \cdot 1 \text{ kg/s}}{0,583 - 0,55} = 17,66 \text{ kg/s}$$

Deduciendo lo anterior el régimen de carga aumentará conforme aumente la demanda térmica, al mismo tiempo que la carga térmica será mayor cuanto más próxima esté la temperatura a su valor máximo registrado que es donde alcanzará el valor de la unidad. El diseño de este ciclo debe estar dentro de un límite de seguridad, es decir que la mezcla refrigerante-absorbente no sobrepase el 70% de concentración, de lo contrario ocurriría problemas de cristalización, como se muestra en la figura siguiente:

FIGURA 4. 9 DIAGRAMA DE DURING LÍMITE DE CRISTALIZACIÓN



Fuente: Tomado de la tesis doctoral (Marcos, 2008)

De acuerdo a lo señalado para temperaturas elevadas cercanas a los 40°C la diferencia de la concentración a la salida del generador y absorbedor no debe superar el 3%.

$$\Delta X = (X_{gen} - X_{abs}) \times 100\%$$

$$\Delta X = (0,583 - 0,55) \times 100\% = 3,3\%$$

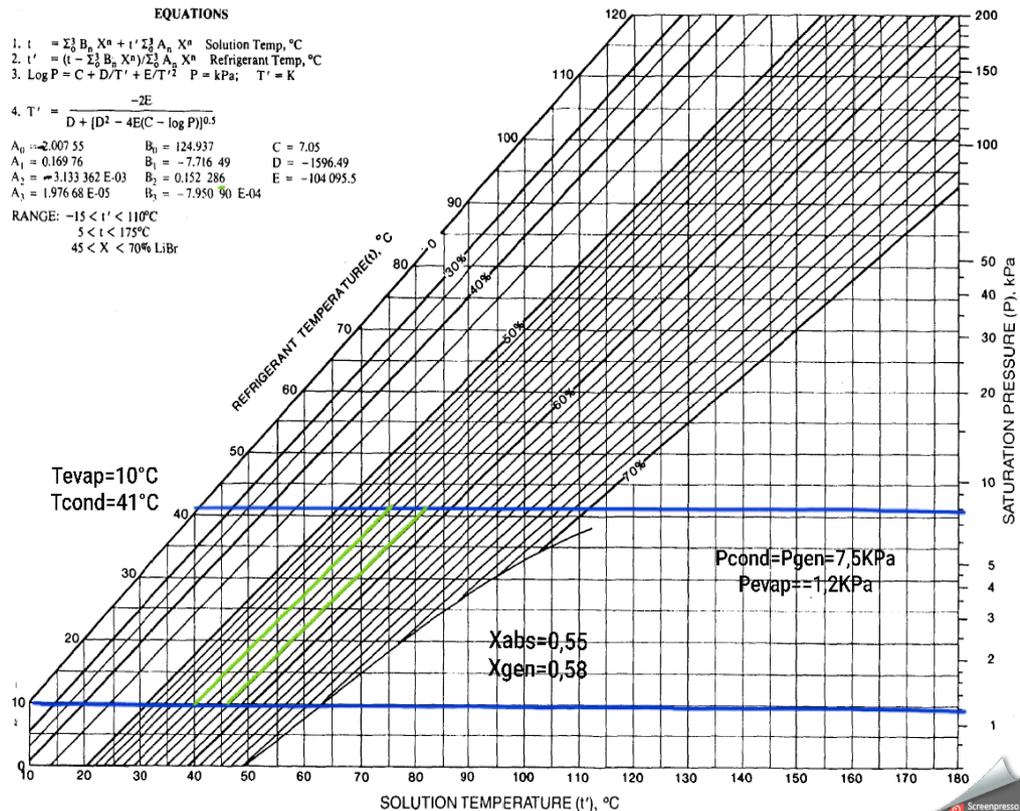
Para descartar la posibilidad de que el sistema tenga problemas de cristalización se debe recalcular las concentraciones para la temperatura máxima registrada en la época de verano.

$$X_{abs} = 0,55$$

$$X_{gen} = 0,58$$

Una vez conocidas las concentraciones a la salida del generador y del absorbedor, se puede calcular las temperaturas ebullición inicial y final en el generador donde la ebullición se produce entre los T_i -ebullición = 75°C

FIGURA 4. 10 DIAGRAMA DE DURING INDICANDO LOS PARÁMETROS MOSTRADOS



Fuente: Tomado de la tesis doctoral (Marcos, 2008)

y los T_f ebullición = 83°C temperatura que corresponden a los puntos 1 y 8 del diagrama en la figura siguiente

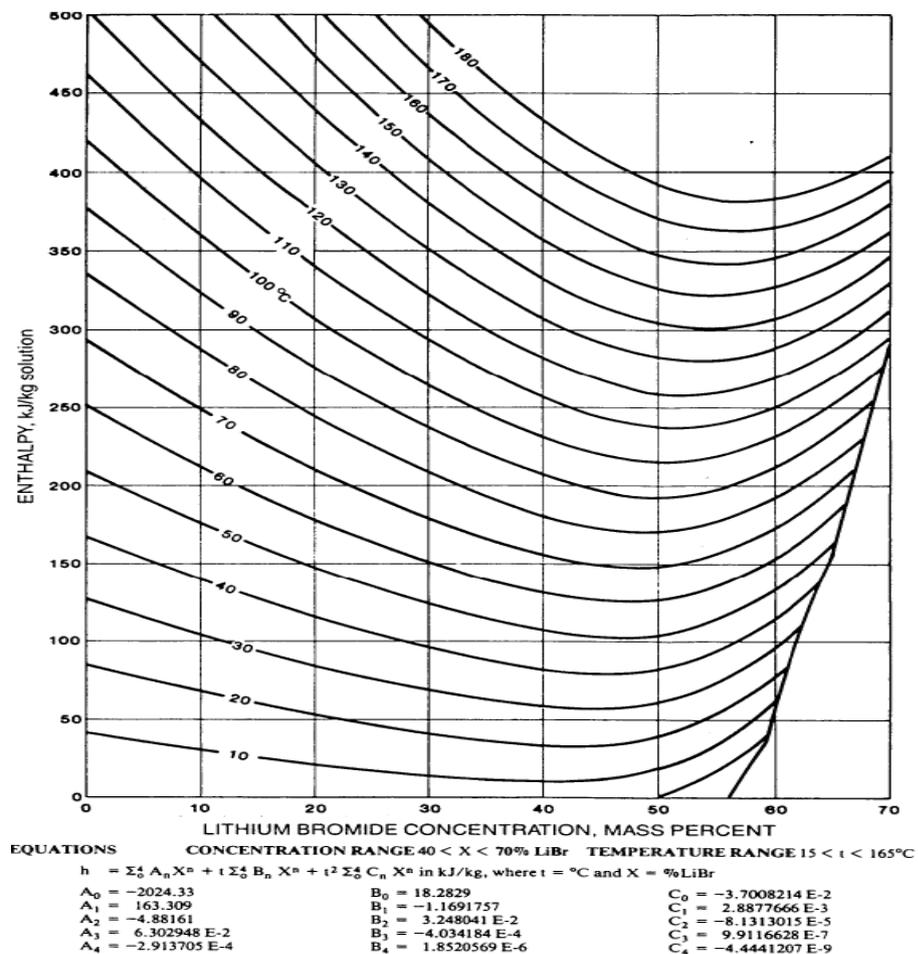
Ahora podemos calcular los parámetros termodinámicos de los estados 8 y 5 sabiendo que:

$$T_8 = T_1 = 83^\circ\text{C} \quad X_8 = X_{gen} = 0.58$$

$$T_5 = T_{abs} = 75^\circ\text{C} \quad X_5 = X_{abs} = 0.55$$

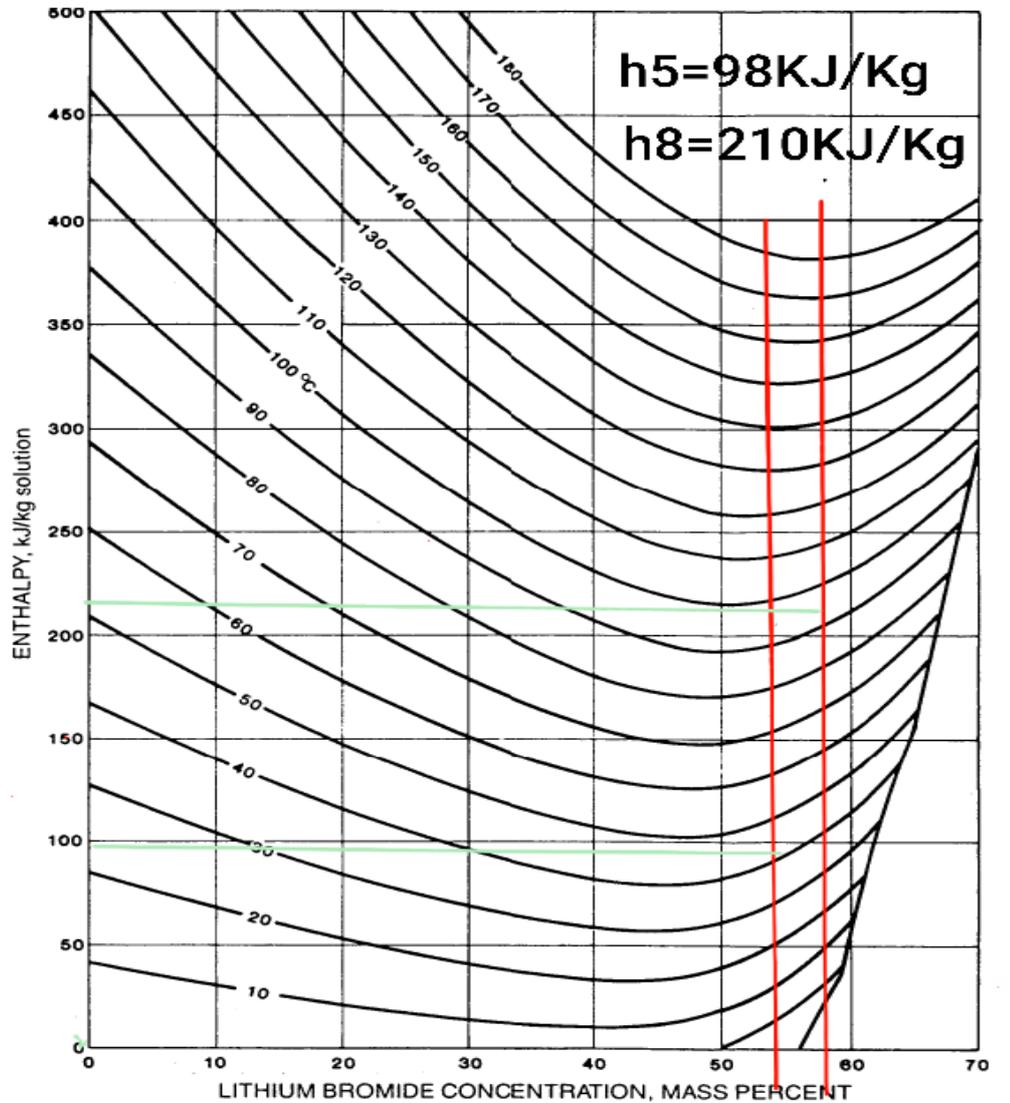
Apoyados en el diagrama de Merkel donde se relaciona la entalpía, temperatura y concentración de refrigerante se calculó los valores de entalpía en los puntos 5 y 8. En este diagrama se representa las líneas verticales de concentración constante para estos dos puntos, interceptadas estas líneas con las curvas de temperatura obtendremos los valores de entalpía deseados, de acuerdo al siguiente gráfico

FIGURA 4. 11 DIAGRAMA DE MERKEL VALORES DE ENTPALPIA DE LA SOLUCIÓN EN FUNCIÓN DEL PORCENTAJE DE CONCENTRACIÓN



Fuente: Tomado de la tesis doctoral (Marcos, 2008)

FIGURA 4. 12 DIAGRAMA DE MERKEL VALORES DE ENTALPÍA DE LA SOLUCIÓN EN FUNCIÓN DEL PORCENTAJE DE CONCENTRACIÓN.



EQUATIONS CONCENTRATION RANGE 40 < X < 70% LiBr TEMPERATURE RANGE 15 < t < 165°C

$$h = \sum_0^4 A_n X^n + t \sum_0^4 B_n X^n + t^2 \sum_0^4 C_n X^n \text{ in kJ/kg, where } t = \text{°C and } X = \% \text{LiBr}$$

$A_0 = -2024.33$	$B_0 = 18.2829$	$C_0 = -3.7008214 \text{ E-2}$
$A_1 = 163.309$	$B_1 = -1.1691757$	$C_1 = 2.8877666 \text{ E-3}$
$A_2 = -4.88161$	$B_2 = 3.248041 \text{ E-2}$	$C_2 = -8.1313015 \text{ E-5}$
$A_3 = 6.302948 \text{ E-2}$	$B_3 = -4.034184 \text{ E-4}$	$C_3 = 9.9116628 \text{ E-7}$
$A_4 = -2.913705 \text{ E-4}$	$B_4 = 1.8520569 \text{ E-6}$	$C_4 = -4.4441207 \text{ E-9}$

Fuente: Tomado de la tesis doctoral (Marcos, 2008)

Entonces las entalpías para los puntos 5 y 8 serán las siguientes.

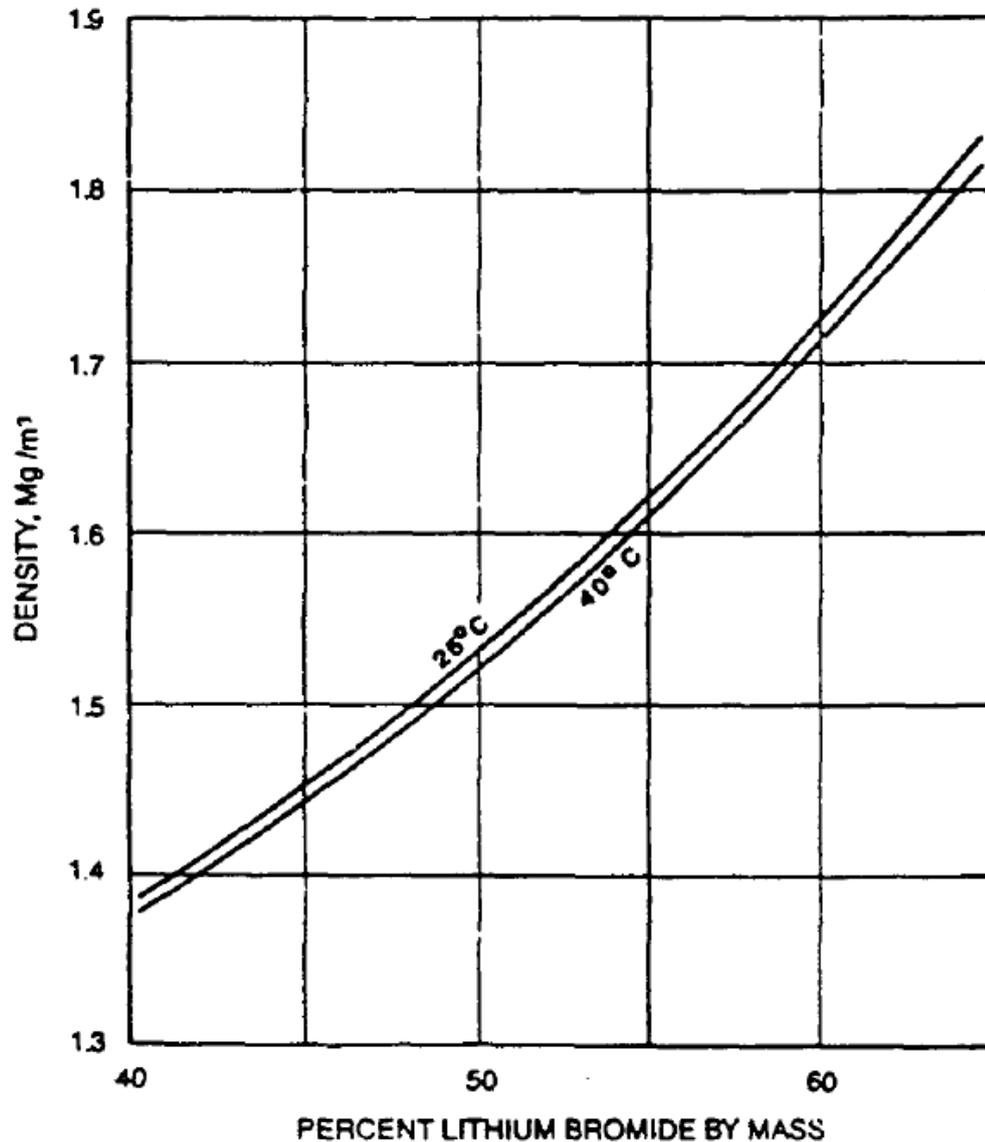
$$h_5 = 98 \text{KJ/kg}$$

$$h_8 = 210 \text{KJ/kg}$$

En el estado 6

Para el diseño de la bomba fue necesario conocer algunos parámetros, como, la densidad del fluido de la disolución y el rendimiento, por lo que se asumió un rendimiento del 50% al convertir electricidad en energía de flujo, además de calcular la densidad de la disolución de Bromuro de Litio a partir de porcentaje de concentración en el absorbedor, como se muestra en la figura

FIGURA 4. 13 DIAGRAMA DE DENSIDAD DE LA DISOLUCIÓN AGUA LIBR



Fuente: Tomado de la tesis doctoral (Marcos, 2008)

$$\rho_d = 1620 \text{ kg/m}^3 \text{ (tomado de la figura 4.13)}$$

$$n_b = 0,5 \text{ (se asumió)}$$

El trabajo de la bomba se representa en la ecuación siguiente

$$w_{\text{bomba}} = (P_{\text{cond}} - P_{\text{evap}}) \times \frac{m_d}{n_b \cdot \rho_d \cdot m_r}$$

Reemplazando los valores anteriores se tiene

$$w_{\text{BOMBA}} = (7,5\text{kPa} - 1,2\text{kPa}) \times \frac{19,4\text{Kg/s}}{0,5 \times 1620\text{Kg/m}^3 \times 1\text{Kg/s}}$$

$$w_{\text{BOMBA}} = 0,15\text{kJ/kg}$$

$$h_6 = (w_b/m_d) + h_5 = (0,15/17,66) + 98 \text{ kJ/kg}$$

$$h_6 = 98,01 \text{ kJ/kg}$$

En el estado 7

Se asumió la eficiencia del recuperador en un 50% entonces según la siguiente ecuación para el cálculo de entalpía en el punto 7 tenemos

$$h_7 = \varepsilon_r (h_8 - h_6) + h_6$$

$$h_7 = 0,5(210 - 98,01) + 98,01 = 154\text{KJ/kg}$$

En el estado 9

Se recurrió al calor recuperado por la disolución, ya que es de utilidad en cálculos posteriores además de la entalpía en el punto nueve.

$$q_{\text{rec}} = \frac{m_d}{m_r} (h_7 - h_6)$$

$$q_{\text{rec}} = \frac{17,66}{1} (154 - 98,01) = 988\text{KJ/kg}$$

$$h_9 = h_8 - \frac{q_{\text{rec}}}{m_d}$$

$$h_9 = 210 - \frac{988}{17,66} = 154,05\text{KJ/kg}$$

En el estado 10

Para la válvula en el análisis termodinámico se considera un proceso isoentálpico, entonces la entalpía en los puntos 9 y 10 tiene el mismo valor.

$$h_{10} = h_9 = 154,05\text{KJ/Kg}$$

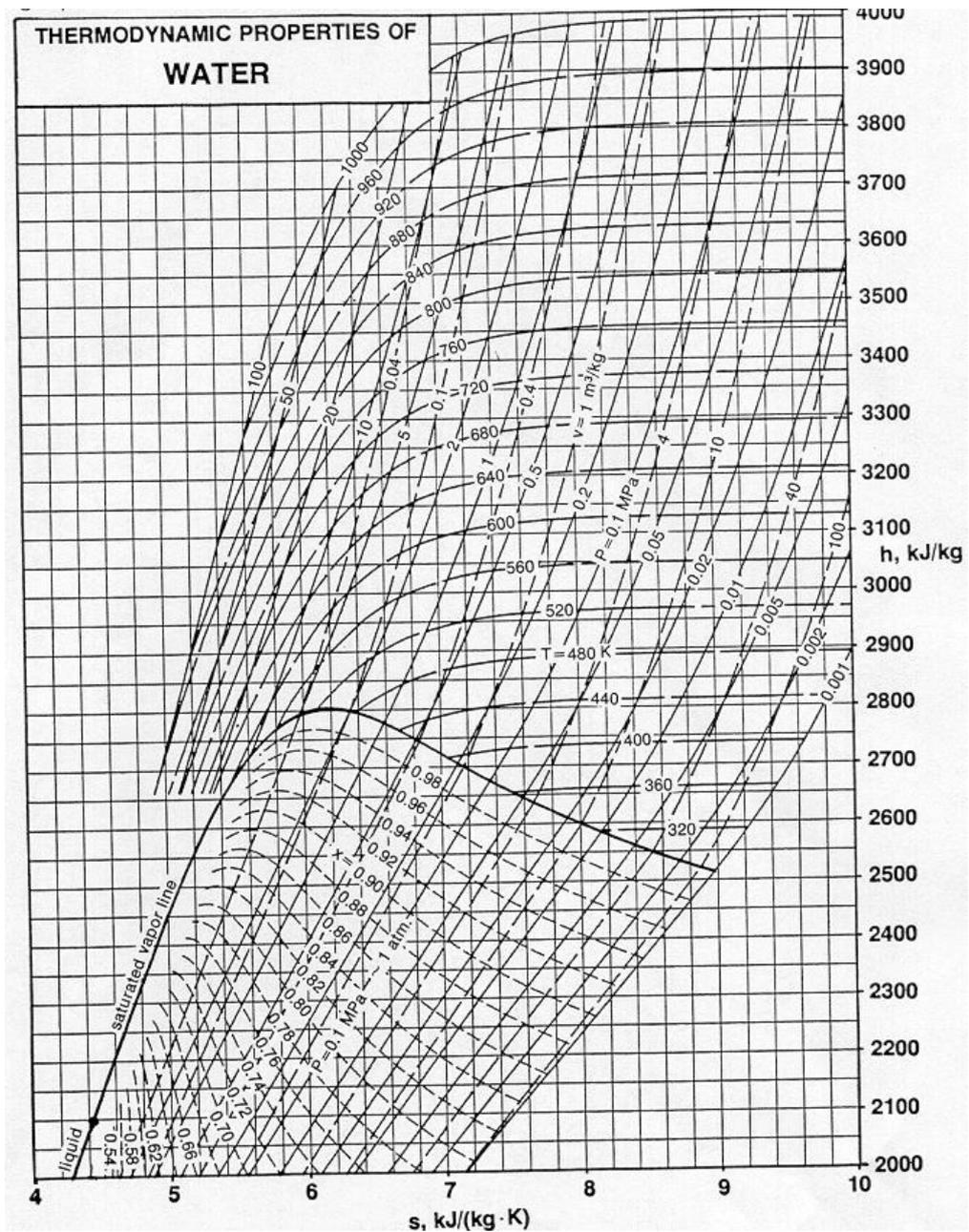
En el estado 1

La entalpía en el punto 1 es la del vapor obtenido a la temperatura media final e inicial de ebullición.

$$t_1 = \frac{t_8 + t_{\text{inicial-ebullición}}}{2}$$

$$t_1 = \frac{83^\circ\text{C} + 75^\circ\text{C}}{2} = 79^\circ\text{C} = 352\text{K}$$

FIGURA 4. 14 CÁLCULO DE ENTALPÍA MEDIANTE LAS PROPIEDADES TERMODINÁMICAS DEL AGUA



Fuente: Extraído del departamento de ingeniería de Stanford.

Se tiene también que la presión en el punto 1 equivale a la de generador (7,5 KPa=0,0075Mpa), interceptando dichos valores de temperatura y presión en el grafico 4.14, se obtiene el valor de h1

$$h_1 = 2640 \text{ kJ/kg}$$

En el estado 4(se siguió el procedimiento del punto 1 entonces del grafico 4.14 y de T₄ y P₄ tenemos:

$$T_4 = T_{\text{evap}} = 10^\circ\text{C} = 283 \text{ K}$$

$$P_4 = P_{\text{abs}} = 1,2\text{KPa} = 0,0012\text{MPa}$$

$$h_4 = 2530 \text{ kJ/kg}$$

En el estado 2

$$T_2 = T_{\text{cond}} = 41^\circ\text{C} = 314 \text{ K}$$

$$C_{p\text{-agua}} = 4180 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$$

$$h_2 = C_{p\text{-agua}} (T_2 - 273) = 4,18 \frac{\text{KJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \cdot (314\text{K} - 273\text{K})$$

$$h_2 = 171,38 \text{ KJ/kg}$$

En el estado 3

Dado que la válvula es considerada dentro del análisis como isoentálpica, entonces los valores de los puntos 2 y 3 son los mismos.

$$h_2 = h_3 = 171,38 \text{ KJ/kg}$$

Con los valores de entalpía determinados en cada estado se procedió a calcular los calores respectivos en cada elemento de la máquina de absorción.

Calor de efecto útil:

$$q_e = (h_4 - h_3) = (2530 - 171,38) = 2358,62 \text{ KJ/kg}$$

Calor en el generador:

De la ecuación se deduce lo siguiente

$$q_{gen} = (h_1 - h_8) + \frac{m_d}{m_r} x (h_8 - h_7)$$

$$q_{gen} = (2640 - 210) \frac{\text{KJ}}{\text{kg}} + \frac{17,66 \text{ kg/s}}{1 \text{ kg/s}} x (210 - 154)$$

$$q_{gen} = 3418,96 \text{ KJ/kg}$$

Calor en el absorbedor:

De la siguiente ecuación se deduce lo siguiente

$$q_{abs} = (h_4 - h_7) + \frac{m_d}{m_r} x (h_{10} - h_7)$$

Reemplazando valores se tiene el siguiente resultado

$$q_{abs} = (2530 - 154) + \frac{17,66}{1} x (154,05 - 154)$$

$$q_{abs} = 2376,88 \text{ KJ/kg}$$

Calor en el condensador:

$$q_{cond} = (h_1 - h_2)$$

$$q_{COND} = (2640 - 171,38)$$

$$q_{COND} = 2468,62 \text{ KJ/kg}$$

Trabajo en la bomba:

$$q_B = \frac{W_{elb-h}}{n_b} = \frac{0,15 \text{ KJ/kg}}{0.5}$$

$$q_B = 0,3 \text{ kJ/kg}$$

Calor del recuperador:

$$q_r = \frac{m_d}{m_r} x (h_7 - h_6) = \frac{17,66}{1} x (154 - 98,01)$$

$$q_r = 988,78 \text{ KJ/kg}$$

Coefficiente de operación:

$$COP = \frac{(h_4 - h_2)}{(h_1 - h_8) + \frac{m_d}{m_r} x (h_8 - h_7) + q_b}$$

$$COP = \frac{(2530 - 171,38) \text{ KJ/kg}}{\frac{(2640 - 210) \text{ KJ}}{\text{kg}} + \frac{17,66}{1} x \frac{(210 - 154) \text{ KJ}}{\text{kg}} + 0,15 \text{ KJ/kg}}$$

$$COP = 0,689$$

Este valor del coeficiente de operación nos indica los valores de entalpía para una máquina ideal, dado que la mayoría de valores de entrada han sido asumidos para cubrir la potencia de refrigeración con la finalidad de garantizar la demanda de toda la carga térmica a refrigerar asociada.

Valores numéricos de una máquina real.

$$Q_{EV} = 13,93 \text{ kW}$$

Caudal de refrigerante evaporado.

$$M_r = \frac{Q_{EV}}{q_e} = \frac{13,93 \text{ kJ/s}}{2257 \text{ kJ/kg}}$$

Donde q_e es el calor específico de vaporización del refrigerante, entonces:

$$M_r = 0,00617 \text{ kg/s}$$

Caudal de disolución:

$$M_d = \frac{m_d \times M_r}{m_r} = \frac{17,66 \times 0,00617}{1}$$

$$M_d = 0,1089 \text{ kg/s}$$

Potencia del generador:

$$Q_{gen} = M_r \times q_{gen} = 0,00617 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \times 3418,96 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$Q_{gen} = 21,09 \text{ kW}$$

Potencia del condensador:

$$Q_{cond} = M_r \times q_{cond} = 0,00617 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \times 2468,62 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$Q_{cond} = 15,23 \text{ kW}$$

Potencia del absorbedor:

$$Q_{abs} = M_r \times q_{abs} = 0,00617 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \times 2376,88 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$Q_{abs} = 14,66 \text{ kW}$$

Potencia del recuperador

$$Q_{rec} = M_r \times q_{rec} = 0,00617 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \times 988,78 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$Q_{rec} = 6,1 \text{ kW}$$

Potencia del motor de la bomba

$$W_b = M_r \times q_b = 0,00617 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \times 0,15 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

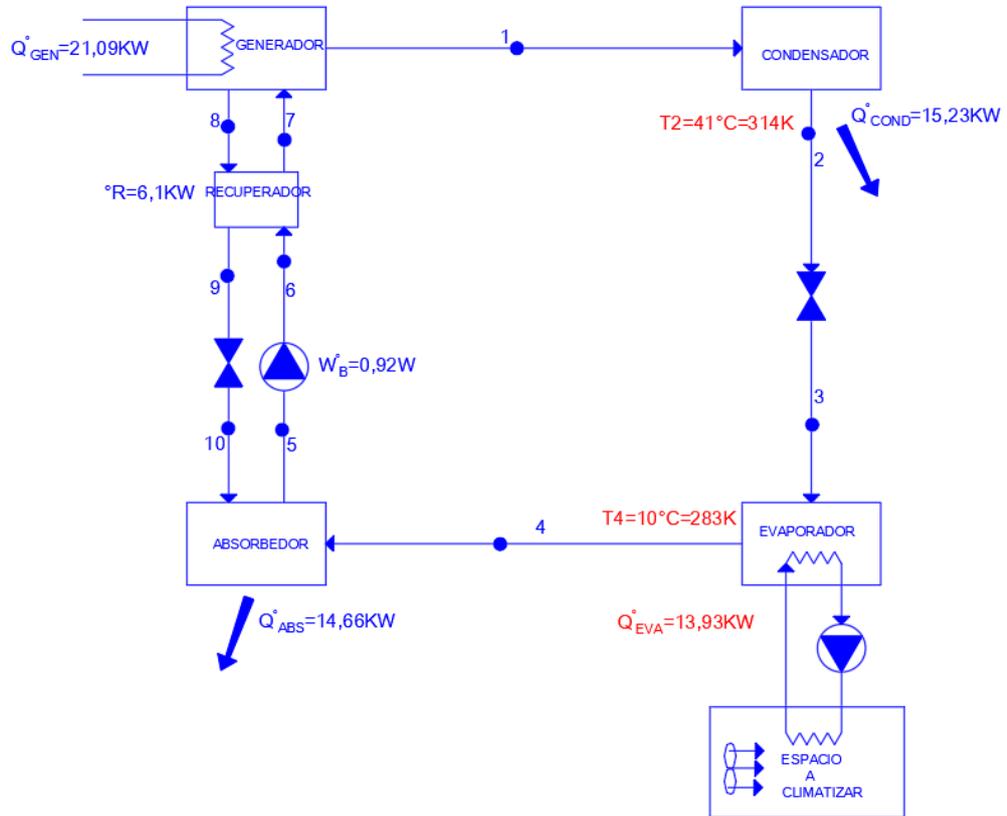
$$W_b = 0,00092 \text{ kW}$$

Nuevo Coeficiente de operación:

$$\text{COP} = \frac{Q_{EV}}{Q_{GEN} + W_b} = \frac{13,93}{21,09 + 0.00092}$$
$$\text{COP} = 0.66$$

El COP representa la eficiencia energética que relaciona la cantidad de refrigeración obtenida a partir de la cantidad de energía calorífica brindada, como es evidente el tipo de máquina empleada y sus características influye directamente en la extracción de calor en un ambiente. Los COP en las máquinas de absorción son bajos respecto a las máquinas de compresión mecánica. Para mi investigación el COP alcanzado fue de 0,66 cuyo valor es muy favorable debido a la inclusión de un recuperador de calor en el sistema, al tratarse de una máquina de refrigeración por absorción de simple efecto es el coeficiente más óptimo de obtener.

FIGURA 4. 15 POTENCIA DE LOS COMPONENTES CALCULADOS



Fuente: Elaborado en base a mis cálculos de investigación

En la figura 4.14 se muestra la potencia de cada elemento constitutivo de la máquina, con lo cual procedemos a seleccionar la máquina de refrigeración por absorción. Por la potencia de refrigeración demandada para el tercer nivel del centro de cómputo y el tipo de sistema, se seleccionó una máquina de refrigeración de simple efecto condensada por agua de 17.6kW de potencia frigorífica de la marca Yazaki, cuyas características técnicas están detalladas en el anexo

Cálculo y selección de los colectores solares de tubos de vacío Heat Pipe

Para el cálculo de los colectores solares de tubos de vacío se empleó el método de f-chart con el cual se calcula la demanda energética y su rendimiento en un largo periodo de tiempo. El uso del Método f-chart se apoya en datos mensuales meteorológicos, para obtener resultados de la eficiencia de desempeño y cobertura solar anual, y se determina mediante la siguiente ecuación:

$$f = 1.029D_1 - 0.065D_2 - 1.029D_1^2 + 0.0018D_2^2 + 0.0215D_1^3$$

Donde:

f: fracción de carga calorífica mensual

D₁: ganancia total del colector

D₂: pérdida total del colector

Cálculo de la demanda calorífica (Q_a)

La carga térmica se expresa mediante la demanda calorífica, por lo que, la determinación del área de captación por medio de colectores solares debe ser estimado de tal manera que se garantice la mayor cobertura posible, considerando además el 1% adicional a la carga térmica por pérdidas en el tanque de almacenamiento térmico.

$$Q = Q_t + \frac{1(Q_t)}{100}$$

Reemplazando en la ecuación tenemos el siguiente valor para la demanda calorífica.

$$Q = 13,93KW + \frac{1(13,93)}{100}$$

$$Q = 14,06KW$$

De tal modo que la demanda calorífica por mes representa la carga térmica y se define mediante la siguiente expresión:

$$Q_a = Q \times F \times N$$

Donde:

F: Frecuencia de uso 8 h/día (horario del Centro de cómputo).

N: Número de días al mes 22 días /mes.

$$Q_a = 13,93\text{KW} \times \frac{8\text{h}}{\text{día}} \times 22 \frac{\text{días}}{\text{mes}}$$

$$Q_a = 2451,68 \frac{\text{KW.h}}{\text{mes}}$$

Cálculo de coeficientes de transferencia de calor influyentes en la eficiencia del colector.

Para calcular los coeficientes de transferencia de calor, primeramente, se definió el tipo de colector que se va a analizar, para este estudio se ha seleccionado los colectores solares de tubos de vacío Heat Pipe, como el mostrado en la figura mostrada

FIGURA 4. 16 COLECTOR SOLAR DE TUBO DE VACÍO



Fuente: www.lumelco.es

Para el cálculo de su rendimiento con las condiciones se determinan las características iniciales de diseño cuyos valores fueron obtenidos y homologados de ficha técnica de los principales fabricantes de colectores solares tipo Heat Pipe, tales como Thermomax, Fujisol, Varisol, Nohana3000, entre otros. Dado que el diseño de los colectores de tubo de vacío está enfocado a evaluar la transferencia de calor en superficies cilíndrica individuales, en general se asumirá que se trata de un colector plano cuyos tubos conductivos tienen la forma cilíndrica, por lo tanto, al analizar el colector en su conjunto será analizado como colector solar plano.

TABLA 4. 12 CONDICIONES INICIALES DE DISEÑO DEL COLECTOR SOLAR DE TUBO DE VACÍO HEAT PIPE

Característica	valor
Velocidad del viento promedio	3,07 m/s
Absorbancia angular del tubo de vacío	$\alpha = 0,95$
Emisividad o emitancia	0,05
Temperatura al interior del tubo de vacío	100 °C = 373 °K
Temperatura ambiente máxima	30 °C = 303 °K
Constante de Stefan Boltzmann	$\sigma = 5,6704 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2\text{°K}^4$
Emitancia del vidrio	$\varepsilon_c = 0,80 \text{ a } 0,95$
Emitancia del cobre	$\varepsilon_p = 0,02 \text{ a } 0,05$
Conductividad térmica del absorbente (cobre)	385 W/m °K
Distancia entre centros	W = 75 mm
Distancia exterior del tubo de cobre	D = 8,2 mm
Diámetro interior del tubo	$D_{int.} = 47 \text{ mm}$
Diámetro exterior de tubo	$D_{ext.} = 58 \text{ mm}$
Conductividad térmica de la soldadura	$C_b = 102 \text{ w/m } ^\circ\text{K}$
Coefficiente de transferencia de calor entre tubo y fluido	$h_{fi} = 1500 \text{ w/m } ^\circ\text{K}$
Caudal nominal	G = 240 l/h
Calor específico del fluido de trabajo	$C_p = 4186 \text{ J/g } ^\circ\text{K}$
Absortancia angular del tubo de cobre (absorbente)	$\alpha = 0,95$

Fuente: www.lumelco.es

Con los valores iniciales determinados, se procede a calcular los coeficientes de transferencia de calor, los cuales nos permitieron determinar la cantidad de calor útil y perdido en los colectores solares. Asumiendo temperatura de diseño $T_p=373\text{K}$ y temperatura ambiente $T_a=300\text{K}$

$$T_C = \frac{T_p + T_a}{2} = \frac{373\text{K} + 303\text{K}}{2}$$

$$T_C = 338\text{K}$$

Coeficiente de transferencia de calor por radiación entre superficies cilíndricas.

Para el cálculo del coeficiente de transferencia de calor por radiación se utilizó la siguiente ecuación

Para el cálculo del coeficiente de transferencia de calor por radiación se utilizó la ecuación cuyo resultado se muestra a continuación.

$$h_{rp-c} = \frac{\sigma(T_p^2 + T_c^2)(T_p + T_c)}{\frac{1}{\epsilon_p} + \frac{1 - \epsilon_c}{\epsilon_c} \left(\frac{D_{int}}{D_{ext}}\right)}$$

Donde:

h_{rp-c} : coeficiente de transferencia de calor por radiación entre superficies cilíndricas

T_p : temperatura al interior del tubo de vacío(diseño)

T_c : temperatura del colector

ϵ_p : emitancia del vidrio

ϵ_c : emitancia del cobre

D_{int} : diámetro interno

D_{ext} : diámetro externo

Realizando los cálculos respectivos tenemos:

$$h_{rp-c} = \frac{5,6704 \cdot 10^{-8} (373^2 + 338^2) (373 + 303)}{\frac{1}{0.05} + \frac{1 - 0.95}{0.95} \left(\frac{47}{58}\right)}$$

$$h_{rp-c} = 0,485 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

Coeficiente de transferencia de calor radiante transmitido por una superficie gris a un cuerpo negro

Se determina la transferencia de calor por radiación desde la cubierta de vidrio a la placa absorbidora dentro del tubo de vacío mediante la siguiente ecuación:

$$h_{rc-s} = \epsilon_c \cdot \sigma(T_c^2 + T_a^2)(T_c + T_a)$$

Donde:

h_{rc-s} : coeficiente de transferencia de calor por radiación

T_c : temperatura al interior del tubo de vacío

T_a : temperatura del ambiente

σ : constante de Stefan Boltzmann

ϵ_c : emitancia del cobre

haciendo los cálculos respectivos se tiene:

$$h_{rc-s} = 0.95 \cdot 5,6704 \times 10^{-8} (338^2 + 303^2) (338 + 303)$$

$$h_{rc-s} = 7,12 \frac{W}{m^2K}$$

Coeficiente de transferencia de calor por convección, en el tubo de vacío.

$$h_{p-c} = 1,161 \frac{\Delta T^{0,31}}{10,070} (e^{-0.00143T^*})$$

$$\Delta T = T_p - T_c = 100 \text{ °C} - 65 \text{ °C} = 35 \text{ °C}$$

$$T^* = \frac{T_p - T_c}{2} = \frac{100 \text{ °C} - 65 \text{ °C}}{2} = 82,5 \text{ °C}$$

$$h_{p-c} = 1,161 \frac{35^{0,31}}{1.952^{0,070}} (e^{-0.00143(82,5)})$$

$$h_{p-c} = 2.96 \frac{W}{m^2.K}$$

Coeficiente de pérdida de calor por efecto del viento.

$$h_v = 5,7 + 3,8V$$

V: Velocidad promedio del viento ($V = 3,07 \text{ m/s}$) este valor fue obtenido de las mediciones promedio mensual para el año 2017, según la siguiente tabla

FIGURA 4. 17 REGISTRO VELOCIDADES DEL VIENTO 2017

LIMA CALLAO INTL, PERU (WMO: 846280)

Lat: 12.022S Long: 77.114W Elev: 34 StdP: 100.91 Time zone: -5.00 Period: 90-14 WBAN: 99999

Annual Heating and Humidification Design Conditions															
Coldest Month	Heating DB			Humidification DP/MCDB and HR						Coldest month WS/MCDB				MCWS/PCWD to 99.6% DB	
	99.6%	99%		DP	HR	MCDB	DP	HR	MCDB	WS	MCDB	WS	MCDB	MCWS	PCWD
8	14.0	14.4		11.8	8.7	15.9	12.0	8.8	15.8	7.9	18.8	7.2	18.2	1.9	170
Annual Cooling, Dehumidification, and Enthalpy Design Conditions															
Hottest Month	Hottest Month DB Range	Cooling DB/MCWB						Evaporation WB/MCDB						MCWS/PCWD to 0.4% DB	
		0.4%		1%		2%		0.4%		1%		2%		MCWS	PCWD
2	6.3	28.8	22.7	27.8	22.2	26.9	21.9	23.6	27.2	22.8	26.6	22.2	25.9	4.9	190
Dehumidification DP/MCDB and HR															
DP	0.4%			1%			2%			Enthalpy/MCDB			Extreme Max WB		
	DP	HR	MCDB	DP	HR	MCDB	DP	HR	MCDB	Enth	MCDB	Enth		MCDB	
22.2	16.9	26.3	21.2	16.0	25.2	21.0	15.7	24.8	70.8	26.8	67.8	26.7	65.4	26.3	25.8
Extreme Annual Design Conditions															
Extreme Annual WS			Extreme Annual Temperature				n-Year Return Period Values of Extreme Temperature								
1%	2.5%	5%	Mean	Standard deviation		n=5 years		n=10 years		n=20 years		n=50 years			
7.9	7.0	6.3	DB	13.2	30.2	1.6	1.2	12.0	31.0	11.0	31.7	10.1	32.4	9.0	33.2
			WB	12.2	23.7	1.6	0.9	11.0	24.3	10.1	24.8	9.2	25.3	8.0	25.9
Monthly Climatic Design Conditions															
Temperatures, Degree-Days and Degree-Hours	Annual	Jan	Feb	Mar	Apr	May	Jun	Jul	Aug	Sep	Oct	Nov	Dec		
	DBAvg	20.0	23.1	23.9	23.4	21.5	19.5	18.2	17.5	17.0	17.2	18.0	19.4	21.3	
	DBStd	2.85	1.39	1.30	1.51	1.64	1.72	1.88	1.72	1.39	1.34	1.16	1.26	1.36	
	HDD10.0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
	HDD18.3	182	0	0	0	0	8	26	38	47	39	21	4	0	
	CDD10.0	3639	407	389	416	344	294	245	232	217	217	247	283	349	
	CDD18.3	779	148	156	158	94	44	21	12	6	6	9	37	91	
	CDH23.3	2168	486	658	613	198	44	16	9	3	3	2	13	121	
	CDH26.7	223	41	78	81	16	1	1	0	0	0	0	0	5	
	Wind	WSAvg	3.2	3.9	3.5	3.3	3.0	2.8	2.6	2.8	2.9	3.2	3.3	3.6	3.8
Precipitation	PrecAvg	10	0	1	1	0	0	1	1	2	2	0	1	1	
	PrecMax	16	3	3	4	2	2	3	4	5	5	1	5	2	
	PrecMin	5	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
	PrecStd	3	1	1	1	0	0	1	1	1	1	0	1	1	

Fuente: Datos tomados de la página web (ASHRAE, 2017)

Remplazando en la ecuación se tiene lo siguiente:

$$h_v = 5,7 + 3,8 \times 3,07 = 17,4 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

Entonces el coeficiente de pérdidas totales de calor está determinado por la ecuación

$$U_t = \left(\frac{1}{h_{p-c} + h_{rp-c}} + \frac{1}{h_{viento} + h_{rc-s}} \right)^{-1}$$

Reemplazando en la ecuación los coeficientes anteriormente determinados se obtiene el siguiente resultado.

$$U_t = \left(\frac{1}{2,96 + 0,485} + \frac{1}{17,4 + 7,12} \right)^{-1}$$

$$U_t = 3,02 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

Como las temperaturas iniciales son asumidas, se procede a determinar el valor real del nuevo T_c ajustado a los valores de los coeficientes de transferencia de calor, como se muestra en la ecuación

$$T_c = T_p - \frac{U_t(T_p - T_a)}{h_{p-c} + h_{rp-c}}$$

$$T_c = 373 - \frac{3,02(373 - 303)}{2,96 + 0,485}$$

$$T_c = 311,6 \text{ K}$$

Dado que el valor de T_c es aproximado, se procede a iterar con el nuevo valor obtenido todas las ecuaciones anteriores hasta obtener un valor coincidente. Después de tres iteraciones se obtuvo que

$$T_c = 310,66 \text{ K} = 37,66 \text{ }^\circ\text{C}$$

y un valor de coeficiente de pérdidas total de

$$U_t = U_1 = 2,58 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

Entonces la eficiencia de las paredes exteriores del tubo está definida por la ecuación

$$m = \left(\frac{U_1}{K\delta} \right)^{1/2}$$

Reemplazando los valores en la ecuación se tiene lo siguiente:

$$m = \frac{2,58 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}}{385 \frac{\text{W}}{\text{mK}} \times 2 \times 10^{-4}}$$

$$m = 5,79 \frac{1}{m}$$

El factor de distribución de temperaturas (remoción de calor) en el absorbedor del colector está representado en la ecuación

$$F = \frac{\tanh\left(\frac{m}{2}x(W-D)\right)}{\frac{m}{2}x(W-D)}$$

Reemplazando los valores correspondientes se tiene el siguiente resultado

$$F = \frac{\tanh\left(\frac{5,79}{2}x(0,075 - 8,2 \times 10^{-3})\right)}{\frac{5,79}{2}x(0,075 - 8,2 \times 10^{-3})}$$

$$F = 0,98$$

Entonces la remoción a lo largo de todo el tubo de vacío está determinada por la ecuación:

$$F' = \frac{\frac{1}{U_l}}{W\left(\frac{1}{U_l x(D + (W-D)x F)} + \frac{1}{C_b} + \frac{1}{\pi x D_i x h_{fi}}\right)}$$

$$F' = \frac{\frac{1}{2,58}}{0,075\left(\frac{1}{2,58x(8,2 \times 10^{-3} + (0,075 - 8,2 \times 10^{-3})x 0,98)} + \frac{1}{102} + \frac{1}{\pi x 8 x 1500}\right)}$$

$$F' = 0,975$$

El factor de remoción de calor en todo el colector y está determinado por la ecuación:

$$F_R = \frac{G x C_p}{U_l} \left(1 - e^{-\left(\frac{U_l F'}{G C_p}\right)}\right)$$

Reemplazando los valores tenemos lo siguiente:

$$F_R = \frac{0,067 x 4186}{2,58} \left(1 - e^{-\left(\frac{2,58 \cdot 0,975}{0,067 x 4186}\right)}\right)$$

$$F_R = 0,97$$

Determinación de energía absorbida por el colector

La energía que absorbe el colector E_a , la cual es transformada en calor queda representada por la ecuación

$$E_a = S_c \times F'_R(\tau\alpha) \times R_1 \times N$$

Donde:

S_c : superficie del captador en (m^2).

R_1 : radiación diaria media mensual incidente sobre la superficie de captación por unidad de área (kJ/m^2 dia)

N : número de días al mes.

$F'_R(\tau\alpha)$: factor adimensional de remoción de calor.

factor adimensional de eficiencia óptica del captador $F'_R(\tau\alpha)$:

Índice de refracción del tubo de vacío.

Para un vidrio opaco de borosilicato su índice de refracción $n = 1,51$ por lo que el valor de la reflexión para ángulos que se encuentra entre 0° y 40° , de acuerdo con la ley de Snell, se representa en la ecuación

$$\rho = \left(\frac{n - 1}{n + 1}\right)^2$$

Reemplazando los valores tenemos el siguiente resultado

$$\rho = \left(\frac{1,51 - 1}{1,51 + 1}\right)^2$$

$$\rho = 0,0412$$

Por lo que la transmitancia del material para estos ángulos será

$$\tau = \frac{1 - \rho}{1 + \rho} = \frac{1 - 0,0412}{1 + 0,0412}$$

$$\tau = 0,92$$

Dado que el colector de tubos de vacío Heat Pipe con reflector parabólico difuso tiene una cubierta de vidrio opaco, en donde las pérdidas por transmitancia de una superficie transparente $\tau_a = 0,96$, entonces el valor de la transmitancia permitiendo reflexión y absorción será de.

$$\alpha = \tau_r \times \tau_a = 0,92 \times 0,96 = 0,88$$

La reflectancia difusa ρ_d se puede estimar usando la reflexión del sistema de cubierta a un ángulo de incidencia considerado un ángulo óptimo θ_1 de 5° , por lo tanto, de la ley de Snell.

$$\theta_2 = \sin^{-1} \frac{\sin 5^\circ}{n} = \sin^{-1} \frac{\sin 5^\circ}{1,51} = 3,309$$

Por lo tanto, la reflexión para un ángulo de 5° de inclinación está determinado por la ecuación:

$$\rho = \frac{1}{2} \left[\frac{\sin^2(\theta_2 - \theta_1)}{\sin^2(\theta_2 + \theta_1)} + \frac{\tan^2(\theta_2 - \theta_1)}{\tan^2(\theta_2 + \theta_1)} \right]$$

Reemplazando los valores en la ecuación mostrada se tiene lo siguiente

$$\rho(5^\circ) = \frac{1}{2} \left[\frac{\sin^2(3,309 - 5)}{\sin^2(3,309 + 5)} + \frac{\tan^2(3,309 - 5)}{\tan^2(3,309 + 5)} \right]$$

$$\rho(5^\circ) = 0,0413$$

Entonces el valor de transmitancia para un ángulo de 5° es.

$$\tau_r(5^\circ) = \frac{1}{2} \left[\frac{\sin^2(3,309 - 5)}{\sin^2(3,309 + 5)} + \frac{\tan^2(3,309 - 5)}{\tan^2(3,309 + 5)} \right]$$

$$\tau_r(5^\circ) = 0,92$$

Por lo que la reflexión múltiple de la radiación difusa continua y la energía total absorbida en el absorbente del tubo de vacío es.

$$\rho_d = 1 - \tau_r(5^\circ) = 1 - 0,92 = 0,08$$

Dado que el valor de la transmitancia permitiendo absorción y reflexión es el mismo tanto para superficie horizontal e inclinada se considera un valor único de $\tau = 0,92$. La ecuación representa el valor unificado de transmitancia permitiendo absorción.

$$(\tau\alpha) = \frac{\tau\alpha}{1 - (1 - \alpha)\rho_d}$$

$$(\tau\alpha) = \frac{0,92 \times 0,88}{1 - (1 - 0,88) \times 0,08}$$

$$(\tau\alpha) = 0,82$$

Debido a que la temperatura de entrada en el segundo captador es más elevada que el primero y así sucesivamente, la conexión de captadores en serie hace variar la curva de rendimiento, por lo tanto, a efectos de

cálculo se toma en cuenta un factor de corrección por conexión de N colectores en serie que en este caso se planea conectar tres colectores en serie como máximo, siendo entonces ($N = 3$).

Factor de corrección para colectores solares conectados en serie (K).

Los colectores a conectar en este diseño, se ha considerado conectar en un número máximo de tres colectores conectados en serie, que a su vez estarán conectados con el resto de colectores en paralelo, puesto que al conectar colectores en serie estos disminuyen su eficiencia, se ha considerado un factor de corrección, y está determinado por la ecuación siguiente

$$K = \frac{F_R \times U_L}{G \times C_P}$$

Donde:

G : caudal específico de un colector solar, de datos de laboratorio homologados de los principales fabricantes se recomienda un caudal de 240 l/h, entonces el caudal específico es 0.02688 Kg/sm²

C_P : calor específico del agua 4186 J/kg °K

Reemplazando en la ecuación se tiene el siguiente valor, al factor de corrección por colectores conectados en serie

$$K = \frac{0,97 \times 2,58 \frac{W}{m^2 \cdot K}}{0,00028 \frac{kg}{s} m^2 \times 4186 \frac{J}{Kg \cdot K}}$$

$$K = 0,02688$$

Entonces el factor de eficiencia óptica del captador $F_R(\tau\alpha)_n$ Corresponde a la ordenada en el origen de la curva característica del captador, obtenida de los ensayos del colector. Producto de la transmitancia por la absorbancia del colector y el factor de transporte, equivalente a 1. En este factor ya interviene tanto la eficiencia óptica del captador, como las constantes por modificación del ángulo de incidencia, además del factor captador- intercambiador, y está determinado por la siguiente ecuación

$$F_R(\tau\alpha) = F_R(\tau\alpha) \left[\frac{1 - (1 - K)^N}{N \cdot K} \right]$$

Entonces se tiene el siguiente resultado:

$$F_R(\tau\alpha) = 0,97 \times 0,82 \left[\frac{1 - (1 - 0,026)^3}{3 \times 0,026} \right]$$

$$F_R(\tau\alpha) = 0,77$$

Factor adimensional de remoción de calor total

Se determina mediante la siguiente ecuación

$$F'_R(\tau\alpha) = F_R(\tau\alpha)_n \cdot \left(\frac{(\tau\alpha)}{(\tau\alpha)_n} \right) \cdot \left(\frac{F'_R}{F_R} \right)$$

Donde:

$F_R(\tau\alpha)_n$: Factor de eficiencia óptica del captador.

$(\tau\alpha)/(\tau\alpha)_n$: Modificador del ángulo de incidencia, toma los siguientes valores

-0,96 para superficie transparente sencilla, caso habitual.

-0,94 para superficie transparente doble.

F'_R/F_R : Factor de corrección del conjunto captador intercambiador de acuerdo a fabricantes recomiendan tomar el valor de 0,95.

Entonces se tiene el siguiente resultado:

$$F'_R(\tau\alpha) = 0,77 \times 0,94 \times 0,95$$

$$F'_R(\tau\alpha) = 0,69$$

Coefficiente global de pérdidas del colector solar

Este coeficiente toma en cuenta las pérdidas de la instalación en su conjunto, se determina como:

$$F'_R U_L = F_R U_L \left[\frac{1 - (1 - K)^N}{N \cdot K} \right]$$

Donde:

N: número de colectores conectados en serie.

K: factor de corrección para colectores conectados en serie.

Entonces:

$$F'_R U_L = 0,97 \times 2,58 \times \left[\frac{1 - (1 - 0,0268)^3}{3 \times 0,02688} \right]$$

$$F'_R U_L = \frac{2,43W}{m^2 \cdot ^\circ C}$$

Balance energético de los captadores de tubos de vacío Heat Pipe.

Determinación de energía absorbida por el colector

La energía que absorbe el colector (E_a), la cual es transformada en calor se calcula de la siguiente manera donde los valores se muestran en la siguiente tabla

$$E_a = S_c \times F'_R (\tau\alpha) \times R_1 \times N$$

S_c : Superficie del captador, este valor corresponde al área de apertura de captación del campo de colectores solares, ya que con este campo de busca proporcionar el calor necesario para el accionamiento de la máquina de refrigeración por absorción

$F'_R (\tau\alpha)$: Producto de la transmitancia por la absorbancia del colector y el factor de transporte o conducción equivalente a 1. En este factor ya interviene tanto la eficiencia óptica del captador, como las constantes por modificación del ángulo incidencia, además del factor captador-intercambiador ($F'_R (\tau\alpha)=0,69$).

R_1 : Radiación diaria mensual incidente en la superficie de captación del colector solar (kJ/m^2).

- N : Número de días del mes en este caso el periodo es 22 días

TABLA 4. 13 ENERGÍA ABSORBIDA Y ENTREGADA POR EL COLECTOR

Mes	$F'_R \alpha \tau$	$S_c(\text{m}^2)$	$R_1(\text{kJ/m}^2)$	$N(\text{día/meses})$	$E_a(\text{KJ/s})$
Enero	0.69	12	22,068.00	22	4,019,906.88
Febrero	0.69	12	21,852.00	22	3,980,560.32
Marzo	0.69	12	21,348.00	22	3,888,751.68
Abril	0.69	12	20,340.00	22	3,705,134.40
Mayo	0.69	12	16,920.00	22	3,082,147.20
Junio	0.69	12	13,788.00	22	2,511,622.08
Julio	0.69	12	13,320.00	22	2,426,371.20
Agosto	0.69	12	15,012.00	22	2,734,585.92
Septiembre	0.69	12	17,100.00	22	3,114,936.00
Octubre	0.69	12	19,656.00	22	3,580,536.96
Noviembre	0.69	12	21,456.00	22	3,908,424.96
Diciembre	0.69	12	21,132.00	22	3,849,405.12

Fuente: Elaborado de acuerdo a los cálculos de mi investigación

Energía perdida en el colector (E_p).

La energía perdida en el colector está determinada por diferentes factores partícipes en el proceso de transferencia de calor y está determinado por la ecuación

$$E_p = S_c \times F'_R \times U_L (100 - t_a) \Delta t \cdot K_1 \cdot K_2$$

Donde:

S_c: Superficie del captador en m².

F'_RU_L = F_rU_L (F'_R/F_R) donde F_rU_L es la pendiente de la curva característica del captador (coeficiente global de pérdidas en el captador).

t_a: Temperatura media mensual del ambiente.

Δt: Periodo de tiempo considerado en segundos

K₁: Factor de corrección por almacenamiento

K₂: Factor de corrección por temperatura

Cálculo del factor de corrección por almacenamiento K1

$$K_1 = \left(\frac{\text{Kg acumulación}}{75 S_c} \right)^{-0,25}$$

Donde:

S_c: Superficie de captación relacionada al área.

$$37,5 < \frac{\text{Kg acumulación}}{\text{m}^2 \text{captador}} < 300$$

De acuerdo con las consideraciones de los sistemas se recomienda para un uso interrumpido de cinco días por semana una fracción de 80 l/m² de colector solar disponible, entonces reemplazando en la ecuación se tiene.

$$K_1 = \left(\frac{80}{75} \right)^{-0,25}$$

$$K_1 = 0,987$$

Cálculo del factor de corrección por temperatura K2

El factor de corrección que relaciona la temperatura mínima del agua en el acumulador y la temperatura del agua de la red, se da mediante la siguiente ecuación

$$K_2 = 11,6 + 1,18 t_{ac} + 3,86 t_r - \frac{2,32 t_a}{100 - t_a}$$

Donde:

t_{ac} : Temperatura mínima de acumulación, $t_{ac}=85^{\circ}C$

t_r : Temperatura del agua de la red. $t_r=15^{\circ}C$

t_a : Temperatura media mensual del ambiente.

Del historial de temperaturas se tiene los siguientes valores para cada mes.

TABLA 4. 14 VALORES DE K2

Mes	Ta(°C)	K2
Enero	23.1	1.51
Febrero	23.9	1.50
Marzo	23.4	1.51
Abril	21.5	1.53
Mayo	19.5	1.55
Junio	18.2	1.56
Julio	17.5	1.57
Agosto	17	1.57
Septiembre	17.2	1.57
Octubre	18	1.56
Noviembre	19.4	1.55
Diciembre	21.3	1.53

Fuente: Elaborado de acuerdo a los cálculos de mi investigación

Con los valores calculados se determina la energía que pierde el colector correspondiente al año

TABLA 4. 15 ENERGÍA PERDIDA EN EL COLECTOR SOLAR

Mes	F'RUL	K1	K2	Sc(m2)	Ta(°C)	$\Delta T(s)$	Ep(KJ/s)
Enero	2.43	0.98	1.51	12	23.1	28,800	3,320.85
Febrero	2.43	0.98	1.50	12	23.9	28,800	3,267.81
Marzo	2.43	0.98	1.51	12	23.4	28,800	3,300.96
Abril	2.43	0.98	1.53	12	21.5	28,800	3,426.93
Mayo	2.43	0.98	1.55	12	19.5	28,800	3,559.53
Junio	2.43	0.98	1.56	12	18.2	28,800	3,645.71
Julio	2.43	0.98	1.57	12	17.5	28,800	3,692.12
Agosto	2.43	0.98	1.57	12	17	28,800	3,725.27
Septiembre	2.43	0.98	1.57	12	17.2	28,800	3,712.01
Octubre	2.43	0.98	1.56	12	18	28,800	3,658.97
Noviembre	2.43	0.98	1.55	12	19.4	28,800	3,566.16
Diciembre	2.43	0.98	1.53	12	21.3	28,800	3,440.19

Fuente: Elaborado de acuerdo a los cálculos de mi investigación

Cálculo de la ganancia total D₁

Se le conoce como la energía útil proporcionada. Esta ganancia relaciona la energía absorbida por la placa del colector usado y el parámetro Q_a durante un mes, tal como la ecuación mostrada:

$$D_1 = \frac{\text{Energía absorbida por el colector } E_a}{Q_a}$$

Cálculo de las pérdidas totales D₂

Estas se dan debido a la reflexión de la luz solar relacionan las pérdidas de energía en el captador a determinada temperatura, con la carga calorífica de calentamiento Q_a durante un mes

$$D_2 = \frac{\text{Energía perdida en el colector } E_p}{Q_a}$$

Determinación de la cobertura solar mensual.

Nos permite estimar la energía útil captada para todos los meses del año

$$Q_m = f \times Q_a$$

Donde:

Q_a: Carga térmica demandada por el agua caliente de acumulación

Q_m: Carga térmica útil generada en el colector

Q_{nc}: Carga no cubierta (representada por una fuente auxiliar de calor)

TABLA 4. 17 NIVEL DE RADIACION REGION CALLAO

Año 2017	Nivel de Radiación (KW/h.m ²)
Enero	6.13
Febrero	6.07
Marzo	5.93
Abril	5.65
Mayo	4.70
Junio	3.83
Julio	3.70
Agosto	4.17
Septiembre	4.75
Octubre	5.46
Noviembre	5.96
Diciembre	5.87

Fuente: Elaborado en base a los reportes de (ASHRAE, 2017)

TABLA 4. 18COBERTURA SOLAR MENSUAL

Mes	D1	D2	f	Qa(KWh)	Qm(KWh)	Qnc(KWh)
Enero	0.2755	0.00023	0.974	4052.93	3947.55	105.38
Febrero	0.2728	0.00022	0.981	4052.93	3975.92	77.01
Marzo	0.2665	0.00023	0.999	4052.93	4048.88	4.05
Abril	0.2539	0.00023	0.988	4052.93	4004.29	48.64
Mayo	0.2112	0.00024	0.939	4052.93	3805.70	247.23
Junio	0.1721	0.00025	0.942	4052.93	3817.86	235.07
Julio	0.1663	0.00025	0.977	4052.93	3959.71	93.22
Agosto	0.1874	0.00026	1.033	4052.93	4186.67	-133.75
Septiembre	0.2135	0.00025	1.066	4052.93	4320.42	-267.49
Octubre	0.2454	0.00025	1.062	4052.93	4304.21	-251.28
Noviembre	0.2679	0.00024	1.052	4052.93	4263.68	-210.75
Diciembre	0.2638	0.00024	0.997	4052.93	4040.77	12.16

Fuente: Elaborado de acuerdo a los cálculos de mi investigación

Para corroborar el área de los colectores solares de tubos de vacío se utilizó la siguiente relación

$$A_c = \frac{Q_e}{n_c \times G \times COP_{máquina}}$$

Donde:

Q_e: Calor extraído (KW)

n_c: eficiencia del colector solar

G: radiación solar (consideramos el mes con menor radiación julio=3,70)

COP: coeficiente de funcionamiento de la máquina de refrigeración

Entonces se obtiene lo siguiente:

$$A_c = \frac{13,93}{0,5 \times 3,70 \times 0,66} = 11,40m^2$$

Por lo que los cálculos desarrollado según el método f chart para un área de 12 m² es correcta según lo siguiente.

12m² es el área a ocupar para los colectores de tubos de vacíos.

V. RESULTADOS

5.1 Resultados descriptivos

5.1.1 Resultado de la Carga Térmica

Se determinó la carga térmica para el área de investigación para el Centro de Cómputo del tercer nivel de la FIME-UNAC resultando 47,536.82 BTU/h=13.93KW

5.1.2 Resultado para la selección del equipo de absorción y componentes del sistema

Se realizó en base a la carga térmica y las condiciones del lugar $Q_{ev} = 14KW$, además se propuso el diseño termodinámico.

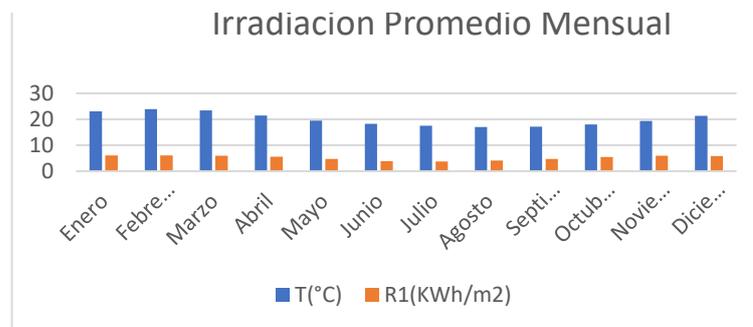
Se seleccionó lo siguiente:

- 1 equipo de enfriador por absorción de 17,6Kw de capacidad.
- 1 Torre de refrigeración para agua condensada
- 1 Conjunto de tuberías y accesorios de cobre de 1" para las conexiones del sistema
- 1 equipo fan coil de 4TR=1,13Kw de capacidad

5.1.3 Resultado para la selección del colector para la alimentación del equipo de absorción

Se evaluó la irradiación solar en la región del callao y se seleccionó un conjunto de colectores solares de tubos de vacío para un área de 12m² aproximadamente 6 unidades y un tanque de 250L para tal fin.

FIGURA 5. 1 IRRADIACIÓN REGION CALLAO



Fuente: ASHRAE CLIMATIC DESIGN CONDITIONS

5.2 Resultados inferenciales.

Para mi investigación no se obtuvo resultados inferenciales

5.3 Otro tipo de resultados estadísticos, de acuerdo a la naturaleza del problema y la Hipótesis

5.3.1 Resultado económico

TABLA 5. 1 PRESUPUESTO ECONÓMICO SISTEMA DE ABSORCIÓN

ITEM	DESCRIPCION	UNIDAD	CANTIDAD	COSTO UNITARIO S/.	COSTO PARCIAL S/.
1	Equipo de absorción marca Yazaki WFC SC5	und.	1	30000.00	30000.00
2	Torre de disipacion de calor 10 TR	und.	1	5000.00	5000.00
3	Colectores solares de tubo de vacío	und.	5	600.00	3000.00
4	Fan Coil 60 000 Btu/h	und.	1	2000.00	2000.00
5	Tuberia sch.10 ø 1" ASTM A234	mts.	20	43.00	860.00
6	Bomba tipo centrifuga Pedrollo 1/4 HP	und.	1	250.00	250.00
7	Tanque de Almacenamiento	und.	1	250.00	250.00
Sub total					S/ 41,360.00
Instalación					4136.00
				Total S/	S/ 45,496.00
				Total \$/	\$12,637.78

Fuente: Elaborado de acuerdo a los resultados de mi investigación

TABLA 5. 2 PRESUPUESTO ECONOMICO SISTEMA CONVENCIONAL

ITEM	DESCRIPCION	UNIDAD	CANTIDAD	COSTO UNITARIO S/.	COSTO PARCIAL S/.
1	Sistema de Compresion de Vapor de 5TR	und	1	10000.00	S/ 10,000.00
2	Instalación	und	1	1000.00	S/ 1,000.00
				Total S/	S/ 11,000.00
				Total \$/	\$ 3,055.56

Fuente: Elaborado de acuerdo a los resultados de mi investigación

Como se puede observar el presupuesto para un sistema de absorción es 4 veces mayor a un sistema convencional, cabe señalar que los costos de operación se verán reducidos cuando entre en funcionamiento el equipo y en el transcurso de los años ya que en promedio se ahorrará un consumo de energía de 16800KW considerando S/0,70KW/\$ la tarifa expuesta por una empresa distribuidora de energía

TABLA 5. 3 COSTO DE AHORRO DE ENERGÍA POR AÑO

Mes	coeficiente de potencia carga	Potencia de trabajo promedio(KW)	Horas de trabajo mensual(h/mes)	Consumo eléctrico por mes(KW/h)	Consumo eléctrico anual (KW/h)
Enero	0.795454545	17.6	120	1680	16800
Costo de ahorro económico por año	S/ 11,676.00				
Costo de ahorro económico por año	\$ 3,243.33				

Fuente: Elaborado de acuerdo a los resultados de mi investigación

VI. DISCUSION DE RESULTADOS

6.1 Contrastación y demostración de la hipótesis con los resultados.

6.1.1 De acuerdo a la hipótesis general

Se planteó que si se diseña un sistema de aire acondicionado de 14KW por absorción y fuente solar se disminuirá costos de operación

El diseño proporcionó información sobre el cálculo y diseño y selección de la tecnología planteada, posteriormente se realizó un comparativo en cuanto a demanda energética para ver los costos que estos implican con un sistema convencional.

6.1.2 De acuerdo a las hipótesis específicas

H1: Si se calcula el calor sensible y latente mediante software HAP se logrará obtener la carga térmica correspondiente en el centro de cómputo
Se determinó la carga térmica efectiva mediante cálculos manuales de acuerdo a la información brindada por ASHRAE, y se constató con el software HAP obteniéndose un error del 3% en cuanto a cifras lo cual se evidencia que tanto el software como la normativa están ligadas.

H2: Si se conoce la carga térmica y condiciones del sistema se podrá seleccionar el equipo de absorción y los componentes requeridos

Una vez determinada la carga térmica a acondicionar de 14KW aproximadamente se procedió con la selección del equipo de absorción siendo este un equipo de 17,6KW el cual es un equipo existente en el mercado, para el equipo fan coil se seleccionó en base a la experiencia para áreas de 70m², la torre de refrigeración se determinó de acuerdo a las características del equipo de absorción lo mismo con las tuberías que vienen definidas en el manual del fabricante.

H3: Si determinamos el nivel de irradiancia y características del equipo de absorción se seleccionará el tipo de colector solar y tanque de agua correspondiente

Para el funcionamiento del equipo de absorción se evaluó el potencial de irradiación de la región del Callao, posteriormente se realizaron los cálculos de acuerdo a la energía demanda por el equipo de absorción seleccionándose colectores de tubos de vacío que son los más eficientes para este tipo de aplicaciones.

En cuanto al tanque de almacenamiento se seleccionó un tanque de 250L el cual pueda alimentar de agua a temperatura ambiente a los colectores.

6.2 Contrastación de los resultados con otros estudios similares.

Los estudios similares son investigaciones que aportaron en el desarrollo de nuestro informe final de tesis, donde se resalta la importancia de los conocimientos, resultados usados en el campo de investigación a desarrollar.

6.2.1 En el ámbito internacional.

En el artículo experimental “Diseño, construcción y operación de un sistema de refrigeración por absorción mediante agua y amoníaco alimentado por energía solar “realizado en Alemania, y Arabia Saudita”

De acuerdo a este artículo experimental se demuestra el funcionamiento de un equipo de absorción mediante las sustancias agua como absorbente y amoníaco como refrigerante como sustancias alternas empleadas en este ciclo destacándose el COP obtenido en el proceso, así como las temperaturas logradas, los datos obtenidos así como la metodología fue de ayuda para el desarrollo de mis cálculos

En el informe “Sistema de refrigeración solar para la comunidad de Kumay en Ecuador”

Mediante este informe se destaca el uso de software Carrier para hallar las cargas térmicas, además de seleccionar el tipo de panel Solar correcto para las condiciones de lugar

6.2.2 En el ámbito Nacional

En el repositorio de tesis de la Universidad Católica de Santa María de Arequipa se encuentra la tesis **“Diseño de un sistema de aire acondicionado por absorción aplicado al centro de diseño de ingeniería mecánica”**

Realiza el diseño termodinámico del equipo de absorción y del sistema en general resalta el uso de evaporadores tipo fan coil ya que nuestro sistema es de flujo indirecto el cual permite el confort con el ambiente de estudio

En el repositorio de tesis de la Universidad de Jaén se encuentra la tesis **“Diseño de un sistema de aire acondicionado solar por absorción para la climatización del puesto de salud Montegrande Jaén”**

En esta tesis se hace referencia del estudio económico para estos sistemas además de la comparación con un sistema convencional y hace un estudio en cuanto a la energía solar para la región

6.3 Responsabilidad ética de acuerdo a los reglamentos vigentes (el autor de la investigación se responsabiliza por la información emitida en el informe

La información brindada en este informe final de tesis fue elaborada en base a mi investigación respetando a los autores legales en cada prescrito, en este informe se requirió de cierta información como los planos del centro, respetando las medidas y normas que este pueda tener.

CONCLUSIONES

Tenemos las siguientes conclusiones:

1. Se diseñó un sistema de aire acondicionado de 14KW por absorción y fuente solar para disminuir costos de operación.
2. Se calculó el calor sensible y latente en el centro de cómputo para obtener la carga térmica correspondiente.
3. Se seleccionó el equipo de absorción y los componentes necesarios para el sistema de aire acondicionado.
4. Se Seleccionó el tipo de colector y tanque de agua de acuerdo a las características del equipo de absorción y nivel de irradiación.

RECOMENDACIONES

1. Se recomienda diseñar un sistema de control que facilite el funcionamiento y automatización del sistema, de acuerdo a las necesidades requeridas
2. Realizar posibles diseños mecánicos para cada uno de los componentes mostrados ya que ello implicaría menores costos en cuanto a fabricación y adquisición de los mismos.
3. Para la selección de componentes siendo el equipo de absorción el de mayor importancia se eligió el equipo de la marca YAZAKI SC5 siendo este el de menor capacidad disponible con una potencia de 17,6KW el cual cubre la demanda del ambiente planteado también se seleccionó la torre de refrigeración de acuerdo al equipo de absorción anterior marca TEVA, se recomienda realizar otras cotizaciones para compararlos con los costos de los equipos propuestos.
4. Para una posible instalación y mantenimiento del sistema se recomienda leer el manual de instrucciones del fabricante del equipo de absorción además de un plan de mantenimiento para evitar el mal funcionamiento de alguno de los componentes.

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- ABSORSISTEM. 2011.** Plantas enfriadoras de agua por ciclo de absorción, alimentadas por agua caliente. Barberà del Vallès : s.n., 2011.
- ASHRAE. 2017.** ASHRAE CLIMATIC DESIGN CONDITIONS 2009/2013/2017. [En línea] 2017. <http://ashrae-meteo.info/>.
- Cardona, Jorge y César, Isaza. 2018.** *SISTEMA DE CONTROL DE AIRE ACONDICIONADO CON ENERGÍA SOLAR Y CICLO DE REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN*. Medellín : s.n., 2018.
- Carrier. Carrier.** [En línea] <https://www.carrier.com/commercial/en/us/software/hvac-system-design/hourly-analysis-program/>.
- Cengel, Yunus. 2007.** TRANSFERENCIA DE CALOR Y MASA. 2007.
- Cengel, Yunus y Boles, Michael. 2014.** *TERMODINÁMICA*. México : Mc Graw Hill, 2014. ISBN 978-607-15-0743-3.
- Creus, Antonio. 2009.** *Energía Renovables*. Barcelona : Canopina, 2009.
- Espinoza, Ciro. 2010.** *Metodología de Investigación Tecnológica*. Huancayo. Perú : s.n., 2010. 9786120002223.
- Google Maps 2020.**
<https://www.google.com/maps/place/Facultad+de+Ingenier%C3%ADa+Mec%C3%A1nica+y+de+Energ%C3%ADa,+Av.+Juan+Pablo+II,+Bellavista+07011/@-12.0604631,-77.1165875,145m/data=!3m1!1e3!4m5!3m4!1s0x9105cbef20a17017:0x6fad0031e42b5c2c!8m2!3d-12.0604757!4d-77.1169202>. [En línea]
- Guevara, Nicolás. 2013.** Instituto Geológico Minero y metalúrgico (INGEMMET). *Energías Renovables en Acorde con el Medio Ambiente*. Lima, Perú : s.n., 2013.
<https://concepto.de/leyes-de-la-termodinamica>. [En línea]
- IDAE. 2011.** Evaluación de Potencial de Climatización con Energía Solar Térmica en Edificios. Madrid : s.n., 2011.
- Jalón, María. 2016.** Diseño óptimo de un sistema de aprovechamiento de la energía del oleaje y gestión integral a diferentes escalas de tiempo. *Repositorio Universidad de Granada. Granada, España. Tesis Doctoral de Ingeniería Hidráulica*. [En línea] 2016. [Citado el: 15 de jun. de 2020.]
<https://digibug.ugr.es/bitstream/handle/10481/43719/26121414.pdf?sequence=6&isAllo wed=y>.
- Lins, Christine y Murdock, Hannah. 2017.** La repercusión de las tecnologías de la energía renovable en la eficiencia energética mundial. *Organización de Naciones Unidas*. [En línea] 2017. <https://www.un.org/es/chronicle/article/la-repercusion-de-las-tecnologias-de-la-energia-renovable-en-la-eficiencia-energetica-mundial>.

- López , Laura Natalia y Moreno, Juan Camilo. 2019.** *DISEÑO DE UN SISTEMA DE CLIMATIZACIÓN APLICANDO LA NORMA FAIAR DE CALIDAD DE AIRE INTERIOR PARA EL EDIFICIO DE ACAIRE EN BOGOTÁ D.C.* Bogotá : s.n., 2019.
- Marcos, José Daniel. 2008.** *Prototipo de máquina frigorífica de absorción de LiBr/H₂O de doble efecto condensada por aire.* Leganés(Madrid) : s.n., 2008.
- Martínez, Inmaculada y Coronel, Juan. 2005.** *Análisis de la información técnica en equipos de climatización.* Sevilla : s.n., 2005.
- Mejía, Eduar. 2019.** *DISEÑO DE UN SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO SOLAR ABSORCIÓN PARA LA CLIMATIZACIÓN DEL PUESTO DE. JAEN* : s.n., 2019.
- Ortega, Edwin. 2018.** *Máquina de absorción.* 2018.
- Padrós, Francesc.** El Ciclo de Refrigeración por absorción.
- Pérez, J.P. 2013.** Experimentación de nuevas configuraciones destinadas a la mejora del COP en ciclos de compresión de vapor que utilizan CO₂ como refrigerante. [En línea] 2013.
- Phillips, Laura y Smith, Pete. 2015.** La energía urbana sostenible es el futuro. *Organización de Naciones Unidas - ONU.* [En línea] 2015. [Citado el: 15 de jun. de 2020.] <https://www.un.org/es/chronicle/article/la-energia-urbana-sostenible-es-el-futuro>.
- Pita, Edward. 2000.** *Acondicionamiento de Aire.* 2000.
- Planas, Oriol. 2011.** ENERGÍA SOLAR. [En línea] 13 de Julio de 2011. [Citado el: 30 de Octubre de 2020.] <https://solar-energia.net/energia-solar-termica>.
- Said y Sprindler. 2015.** *Design, construction and operation of a solar powered ammonia-water absorption refrigeration system in saudi arabia.* 2015.
- Serrano, Javier, Ramón, José y Garcés, Pedro. 2006.** *Proyecto de instalación de energía solar para climatización y obtención de agua caliente sanitaria en albergue rural. Andalucía* : s.n., 2006.
- Vicente, José. 2015.** Máquinas de Absorción. Sevilla : s.n., 2015.

ANEXOS

A. MATRIZ DE CONSISTENCIA

"DISEÑO DE UN SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO DE 14KW POR ABSORCIÓN Y FUENTE SOLAR PARA REDUCIR COSTOS DE OPERACIÓN EN EL CENTRO DE CÓMPUTO DEL TERCER NIVEL DE LA FIME-UNAC"							
PROBLEMAS	OBJETIVOS	HIPÓTESIS	VARIABLES	DIMENSIONES	INDICADORES	METODOLOGÍA	TÉCNICAS - INSTRUMENTOS
PROBLEMA GENERAL:	OBJETIVO GENERAL:	HIPÓTESIS GENERAL:					
¿Cómo diseñar un sistema de aire acondicionado de 14KW por absorción y fuente solar para disminuir costos de operación en el centro de cómputo del tercer nivel?	Diseñar un sistema de aire acondicionado de 14KW por absorción y fuente solar para disminuir costos de operación en el centro de cómputo del tercer nivel.	Si se diseña un sistema de aire acondicionado de 14KW por absorción y fuente solar se disminuirá costos de operación en el centro de cómputo del tercer nivel		CARGA TÉRMICA	- Ubicación Geográfica - Área - Aforo del lugar - Temperatura y humedad	TIPO: Tecnológica	TÉCNICA DE RECOLECCIÓN DE DATOS: Técnica Documental -Fichas bibliográficas
				EQUIPO DE ABSORCIÓN Y COMPONENTES	-Carga Requerida -Sistema Eléctrico -Tipos de tubería	DISEÑO: Descriptivo Simple	-Reportes de temperatura y radiación
PROBLEMAS ESPECÍFICOS:	OBJETIVOS ESPECÍFICOS:	HIPÓTESIS ESPECÍFICAS:					
P.E.1 ¿Cómo calcular el calor sensible y latente en el centro de cómputo del tercer nivel para obtener la carga térmica correspondiente?	O.E.1 Calcular el calor sensible y latente en el centro de cómputo del tercer nivel para obtener la carga térmica correspondiente.	H.E.1 Si se calcula el calor sensible y latente mediante el software HAP se logrará obtener la carga térmica en el centro de cómputo del tercer nivel.	VARIABLE INDEPENDIENTE: (X): Sistema de Aire Acondicionado	TIPO DE COLECTOR SOLAR	-Temperatura -Radiación -Eficiencia -Caudal	MÉTODO: Analítico-Deductivo con enfoque sistémico	-Manual de Fundamentos ASHRAE 2017
P.E.2 ¿Cómo seleccionar el equipo de absorción y los componentes necesarios para el sistema de aire acondicionado?	O.E.2 Seleccionar el equipo de absorción y los componentes necesarios para el sistema de aire acondicionado.	H.E.2 Si se conoce la carga térmica y condiciones del sistema se podrá seleccionar el equipo de absorción y los componentes requeridos.		CONSUMO DE ENERGÍA ELÉCTRICA	-Comparación entre un sistema convencional y de Absorción con fuente solar -Vida útil y mantenimiento	POBLACIÓN: Sistema de Aire acondicionado por absorción y fuente solar	-Fichas Técnicas
P.E.3 ¿Cómo seleccionar el tipo de colector solar para el funcionamiento del equipo de absorción?	O.E.3 Seleccionar el tipo de colector solar para el funcionamiento del equipo de absorción.	H.E.3 Si determinamos el nivel de radiación y características del equipo de absorción se seleccionará el tipo de colector solar para el funcionamiento de este.	VARIABLE DEPENDIENTE: (Y): Costos de Operación			MUESTRA: Sistema de Aire acondicionado por absorción y fuente solar	-Textos

Elaborado en base al informe final de tesis de mi propia investigación

B. OTROS ANEXOS NECESARIOS DE ACUERDO A LA NATURALEZA DEL PROBLEMA

i) Resultados obtenidos con el software HAP

TABLA B. 1 RESUMEN DE DIMENSIONAMIENTO DEL SISTEMA DE AIRE PARA EL CENTRO DE CÓMPUTO DEL TERCER NIVEL

Air System Sizing Summary for Sistema Laboratorio 3 piso		01/31/2021 09:15p. m.
Project Name: Proyecto de Informe final de tesis - FIME		
Prepared by: HVAC SIMPLIFIED AMK		
Air System Information		
Air System Name Sistema Laboratorio 3 piso	Number of zones	1
Equipment Class SPLT AHU	Floor Area	70.8 m ²
Air System Type SZCAV	Location	Lima, Peru
Sizing Calculation Information		
Calculation Months Jan to Dec	Zone L/s Sizing	Sum of space airflow rates
Sizing Data	Space L/s Sizing	Individual peak space loads
Central Cooling Coil Sizing Data		
Total coil load	13.5 kW	Load occurs at
Sensible coil load	10.1 kW	Jan 1700
Coil L/s at Jan 1700	770 L/s	OA DB / WB
Max block L/s	770 L/s	29.7 / 21.9 °C
Sum of peak zone L/s	770 L/s	Entering DB / WB
Sensible heat ratio	0.746	26.0 / 19.5 °C
L/(s kW)	56.9	Leaving DB / WB
m ² /kW	5.2	15.1 / 14.5 °C
W/m ²	191.2	Coil ADP
Water flow @ 5.6 K rise	N/A	13.9 °C
		Bypass Factor
		0.100
		Resulting RH
		57 %
		Design supply temp.
		14.4 °C
		Zone T-stat Check
		1 of 1 OK
		Max zone temperature deviation
		0.0 K
Supply Fan Sizing Data		
Actual max L/s	770 L/s	Fan motor BHP
Standard L/s	769 L/s	0.00 BHP
Actual max L/(s·m ²)	10.87 L/(s·m ²)	Fan motor kW
		0.00 kW
		Fan static
		0 Pa
Outdoor Ventilation Air Data		
Design airflow L/s	207 L/s	L/s/person
L/(s·m ²)	2.93 L/(s·m ²)	6.29 L/s/person

Fuente: Resultados obtenidos del software HAP (Carrier)

TABLA B. 3 RESUMEN DE TAMAÑO DE VENTILACIÓN PARA SISTEMA LABORATORIO 3 PISO

Ventilation Sizing Summary for Sistema Laboratorio 3 piso		01/31/2021 09:15p. m.							
Project Name: Proyecto de Informe final de tesis - FIME									
Prepared by: HVAC SIMPLIFIED AMK									
1. Summary									
Ventilation Sizing Method	Sum of Space OA Airflows								
Design Ventilation Airflow Rate	207 L/s								
2. Space Ventilation Analysis									
Zone Name / Space Name	Mult.	Floor Area (m ²)	Maximum Occupants	Maximum Supply Air (L/s)	Required Outdoor Air (L/s/person)	Required Outdoor Air (L/(s·m ²))	Required Outdoor Air (L/s)	Required Outdoor Air (% of supply)	Uncorrected Outdoor Air (L/s)
Zone 1									
Centro de Computo 3 Piso	1	70.8	33.0	769.7	5.00	0.60	0.0	0.0	207.5
Totals (incl. Space Multipliers)				769.7					207.5

Fuente: Resultados obtenidos del software HAP (Carrier)

TABLA B. 5 RESUMEN DE CARGA DE DISEÑO DEL SISTEMA DE AIRE PARA EL CENTRO DE CÓMPUTO-TERCER PISO

Air System Design Load Summary for Sistema Laboratorio 3 piso		01/31/2021 09:15p. m.
Project Name: Proyecto de Informe final de tesis - FIME		
Prepared by: HVAC SIMPLIFIED AMK		

ZONE LOADS	DESIGN COOLING			DESIGN HEATING		
	Details	Sensible (W)	Latent (W)	COOLING DATA AT Jan 1700		
				COOLING OA DB / WB 29.7 °C / 21.9 °C		
			HEATING DATA AT DES HTG			
			HEATING OA DB / WB 13.9 °C / 8.8 °C			
	Details	Sensible (W)	Latent (W)	Details	Sensible (W)	Latent (W)
Window & Skylight Solar Loads	4 m²	383	-	4 m²	-	-
Wall Transmission	100 m²	1746	-	100 m²	1298	-
Roof Transmission	71 m²	999	-	71 m²	291	-
Window Transmission	4 m²	78	-	4 m²	104	-
Skylight Transmission	0 m²	0	-	0 m²	0	-
Door Loads	2 m²	6	-	2 m²	8	-
Floor Transmission	71 m²	1	-	71 m²	0	-
Partitions	29 m²	0	-	29 m²	0	-
Ceiling	71 m²	0	-	71 m²	0	-
Overhead Lighting	1062 W	695	-	0	0	-
Task Lighting	0 W	0	-	0	0	-
Electric Equipment	3302 W	3031	-	0	0	-
People	33	1824	1983	0	0	0
Infiltration	-	0	0	-	0	0
Miscellaneous	-	0	0	-	0	0
Safety Factor	0% / 0%	0	0	0%	0	0
>> Total Zone Loads	-	8762	1983	-	1701	0
Zone Conditioning	-	8816	1983	-	-773	0
Plenum Wall Load	0%	0	-	0	0	-
Plenum Roof Load	0%	0	-	0	0	-
Plenum Lighting Load	0%	0	-	0	0	-
Return Fan Load	770 L/s	0	-	770 L/s	0	-
Ventilation Load	207 L/s	1280	1457	207 L/s	788	0
Supply Fan Load	770 L/s	0	-	770 L/s	0	-
Space Fan Coil Fans	-	0	-	-	0	-
Duct Heat Gain / Loss	0%	0	-	0%	0	-
>> Total System Loads	-	10096	3440	-	15	0
Central Cooling Coil	-	10096	3440	-	0	0
>> Total Conditioning	-	10096	3440	-	0	0
Key:	Positive values are clg loads Negative values are htg loads			Positive values are htg loads Negative values are clg loads		

Fuente: Resultados obtenidos del software HAP (Carrier)

TABLA B. 7 CARGAS ENVOLVENTES PARA EL CENTRO DE CÓMPUTO DEL TERCER PISO

	Area (m²)	U-Value (W/(m²-K))	Shade Coeff.	COOLING		HEATING
				TRANS (W)	SOLAR (W)	TRANS (W)
N EXPOSURE						
WALL	25	1.791	-	303	-	318
E EXPOSURE						
WALL	29	1.791	-	612	-	372
S EXPOSURE						
WALL	18	1.791	-	326	-	235
WINDOW 1	4	3.602	0.615	78	383	104
DOOR	2	0.480	-	6	-	8
W EXPOSURE						
WALL	29	1.791	-	505	-	372
H EXPOSURE						
ROOF	71	0.569	-	999	-	291

Fuente: Resultados obtenidos del software HAP (Carrier)

TABLA B. 9 RESUMEN DE CARGAS DURANTE LAS 24 HORAS PARA LOS MESES ENERO Y FEBRERO

Hourly Air System Design Day Loads for Sistema Laboratorio 3 piso										
Project Name: Proyecto de Informe final de tesis - FIME										01/31/2021
Prepared by: HVAC SIMPLIFIED AMK										09:15p. m.

DESIGN MONTH: JANUARY										
Hour	OA TEMP (°C)	SUPPLY AIRFLOW (L/s)	CENTRAL COOLING SENSIBLE (kW)	CENTRAL COOLING TOTAL (kW)	CENTRAL HEATING COIL (kW)	PRECOOL COIL (kW)	PREHEAT COIL (kW)	TERMINAL COOLING (kW)	TERMINAL HEATING (kW)	ZONE HEATING UNIT (kW)
0000	27.5	97	1.4	1.9	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
0100	27.4	91	1.4	1.8	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
0200	27.2	85	1.3	1.7	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
0300	27.1	79	1.2	1.6	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
0400	27.0	73	1.1	1.4	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
0500	27.0	67	1.0	1.3	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
0600	27.1	68	1.0	1.4	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
0700	27.2	77	1.1	1.5	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
0800	27.5	300	4.5	6.7	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
0900	27.9	770	8.4	11.1	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
1000	28.3	770	8.7	11.6	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
1100	28.8	770	8.7	11.6	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
1200	29.3	770	7.4	8.9	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
1300	29.7	770	9.1	12.1	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
1400	29.9	770	9.2	12.2	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
1500	30.0	770	9.8	13.1	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
1600	29.9	770	9.9	13.2	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
1700	29.7	770	10.1	13.5	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
1800	29.4	770	9.6	12.8	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
1900	29.0	770	9.9	13.3	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
2000	28.8	770	9.9	13.4	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
2100	28.3	770	5.6	5.6	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
2200	28.0	100	1.5	1.9	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
2300	27.7	101	1.5	1.9	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0

DESIGN MONTH: FEBRUARY										
Hour	OA TEMP (°C)	SUPPLY AIRFLOW (L/s)	CENTRAL COOLING SENSIBLE (kW)	CENTRAL COOLING TOTAL (kW)	CENTRAL HEATING COIL (kW)	PRECOOL COIL (kW)	PREHEAT COIL (kW)	TERMINAL COOLING (kW)	TERMINAL HEATING (kW)	ZONE HEATING UNIT (kW)
0000	27.5	88	1.3	1.7	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
0100	27.4	83	1.2	1.6	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
0200	27.2	77	1.1	1.5	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
0300	27.1	71	1.1	1.4	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
0400	27.0	68	1.0	1.3	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
0500	27.0	60	0.9	1.2	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
0600	27.1	57	0.8	1.2	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
0700	27.2	61	0.9	1.2	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
0800	27.5	283	4.3	6.4	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
0900	27.9	770	8.5	11.3	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
1000	28.3	770	8.2	10.9	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
1100	28.8	770	8.6	11.4	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
1200	29.3	770	7.2	8.7	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
1300	29.7	770	8.7	11.5	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
1400	29.9	770	9.1	12.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
1500	30.0	770	9.6	12.8	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
1600	29.9	770	9.5	12.6	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
1700	29.7	770	9.9	13.2	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
1800	29.4	770	9.7	13.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
1900	29.0	770	9.4	12.5	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
2000	28.8	770	9.6	12.9	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
2100	28.3	770	5.4	5.4	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
2200	28.0	90	1.3	1.8	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
2300	27.7	92	1.4	1.8	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0

Fuente: Resultados obtenidos del software HAP (Carrier)

TABLA B. 11 RESUMEN DE HUMEDAD RELATIVA PARA LOS MESES ENERO Y FEBRERO

Hourly Zone Loads for Sistema Laboratorio 3 piso		
Project Name: Proyecto de Informe final de tesis - FIME	01/31/2021	
Prepared by: HVAC SIMPLIFIED AMK	09:15p. m.	

ZONE: Zone 1 DESIGN MONTH: JANUARY									
Hour	OA TEMP (°C)	ZONE TEMP (°C)	RH (%)	ZONE AIRFLOW (L/s)	ZONE SENSIBLE LOAD (W)	ZONE COND (W)	TERMINAL COOLING COIL (W)	TERMINAL HEATING COIL (W)	ZONE HEATING UNIT (W)
0000	27.5	26.8	50	97.4	4168.8	1445.9	0.0	0.0	0.0
0100	27.4	26.8	50	91.4	3963.4	1356.6	0.0	0.0	0.0
0200	27.2	26.8	51	85.1	3764.7	1262.1	0.0	0.0	0.0
0300	27.1	26.7	51	78.8	3577.3	1167.9	0.0	0.0	0.0
0400	27.0	26.7	52	72.6	3401.8	1075.6	0.0	0.0	0.0
0500	27.0	26.7	52	66.8	3241.1	989.1	0.0	0.0	0.0
0600	27.1	26.7	52	68.0	3203.2	1007.8	0.0	0.0	0.0
0700	27.2	26.7	51	77.4	3302.7	1146.9	0.0	0.0	0.0
0800	27.5	27.0	54	299.6	6945.0	4526.3	0.0	0.0	0.0
0900	27.9	24.6	62	769.7	6762.0	7551.6	0.0	0.0	0.0
1000	28.3	24.5	61	769.7	6908.9	7712.8	0.0	0.0	0.0
1100	28.8	24.6	61	769.7	7102.2	7631.5	0.0	0.0	0.0
1200	29.3	24.4	65	769.7	7484.0	8167.5	0.0	0.0	0.0
1300	29.7	24.5	60	769.7	7481.0	7844.8	0.0	0.0	0.0
1400	29.9	24.6	60	769.7	7687.8	7885.6	0.0	0.0	0.0
1500	30.0	24.7	58	769.7	8464.8	8488.7	0.0	0.0	0.0
1600	29.9	24.7	57	769.7	8656.6	8593.5	0.0	0.0	0.0
1700	29.7	24.6	57	769.7	8762.3	8815.6	0.0	0.0	0.0
1800	29.4	24.7	58	769.7	8628.8	8428.6	0.0	0.0	0.0
1900	29.0	24.5	57	769.7	8719.2	8744.5	0.0	0.0	0.0
2000	28.6	24.5	57	769.7	8746.6	8833.4	0.0	0.0	0.0
2100	28.3	24.3	70	769.7	4471.7	4666.1	0.0	0.0	0.0
2200	28.0	26.8	50	99.9	4594.7	1484.4	0.0	0.0	0.0
2300	27.7	26.8	50	101.2	4380.4	1503.5	0.0	0.0	0.0

ZONE: Zone 1 DESIGN MONTH: FEBRUARY									
Hour	OA TEMP (°C)	ZONE TEMP (°C)	RH (%)	ZONE AIRFLOW (L/s)	ZONE SENSIBLE LOAD (W)	ZONE COND (W)	TERMINAL COOLING COIL (W)	TERMINAL HEATING COIL (W)	ZONE HEATING UNIT (W)
0000	27.5	26.8	51	87.9	4039.0	1304.2	0.0	0.0	0.0
0100	27.4	26.8	51	82.6	3843.6	1225.7	0.0	0.0	0.0
0200	27.2	26.7	51	77.0	3654.1	1141.4	0.0	0.0	0.0
0300	27.1	26.7	52	71.3	3475.1	1056.4	0.0	0.0	0.0
0400	27.0	26.7	52	65.7	3307.3	972.7	0.0	0.0	0.0
0500	27.0	26.7	52	60.4	3153.7	893.8	0.0	0.0	0.0
0600	27.1	26.7	53	56.7	3034.8	839.6	0.0	0.0	0.0
0700	27.2	26.7	52	60.7	3046.1	898.5	0.0	0.0	0.0
0800	27.5	27.0	55	282.6	6672.0	4262.9	0.0	0.0	0.0
0900	27.9	24.4	62	769.7	6496.2	7581.3	0.0	0.0	0.0
1000	28.3	24.6	63	769.7	6657.4	7258.8	0.0	0.0	0.0
1100	28.8	24.5	62	769.7	6859.2	7485.5	0.0	0.0	0.0
1200	29.3	24.3	66	769.7	5237.4	5993.1	0.0	0.0	0.0
1300	29.7	24.6	62	769.7	7218.3	7464.4	0.0	0.0	0.0
1400	29.9	24.5	61	769.7	7395.7	7703.5	0.0	0.0	0.0
1500	30.0	24.6	59	769.7	8138.4	8252.9	0.0	0.0	0.0
1600	29.9	24.7	59	769.7	8309.0	8180.7	0.0	0.0	0.0
1700	29.7	24.5	58	769.7	8439.1	8579.2	0.0	0.0	0.0
1800	29.4	24.5	58	769.7	8451.5	8467.1	0.0	0.0	0.0
1900	29.0	24.7	59	769.7	8543.9	8296.6	0.0	0.0	0.0
2000	28.6	24.5	58	769.7	8576.8	8566.7	0.0	0.0	0.0
2100	28.3	24.4	69	769.7	4310.5	4439.9	0.0	0.0	0.0
2200	28.0	26.8	50	90.3	4443.7	1340.3	0.0	0.0	0.0
2300	27.7	26.8	50	92.1	4240.1	1367.4	0.0	0.0	0.0

Fuente: Resultados obtenidos del software HAP (Carrier)

TABLA B. 13 RESULTADOS DE PSICROMETRÍA PARA EL CENTRO DE CÓMPUTO DEL TERCER NIVEL

System Psychrometrics for Sistema Laboratorio 3 piso		01/31/2021
Project Name: Proyecto de Informe final de tesis - FIME		09:15p. m.
Prepared by: HVAC SIMPLIFIED AMK		

January DESIGN COOLING DAY, 1700

TABLE 1: SYSTEM DATA

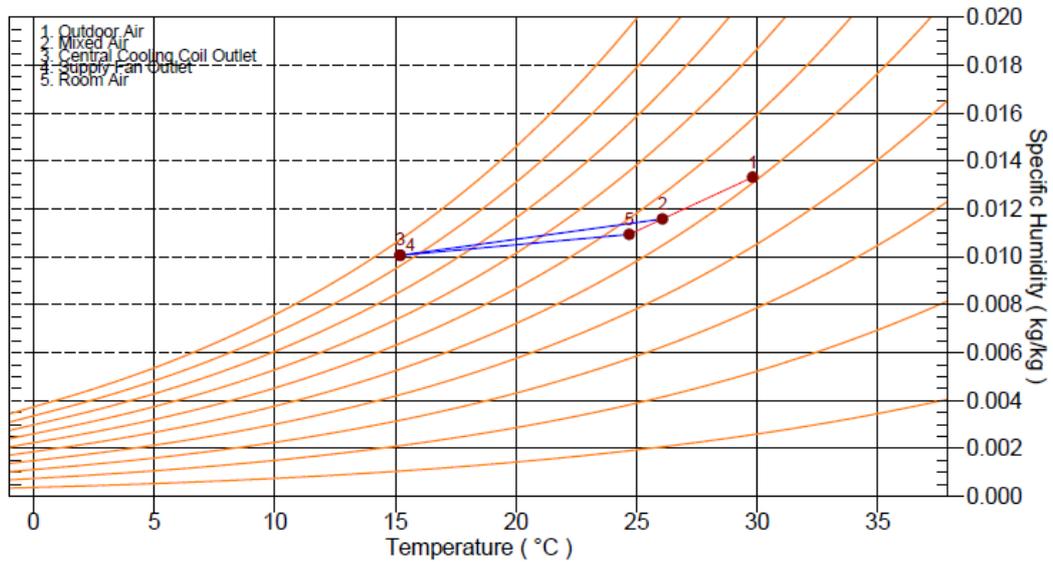
Component	Location	Dry-Bulb Temp (°C)	Specific Humidity (kg/kg)	Airflow (L/s)	CO2 Level (ppm)	Sensible Heat (W)	Latent Heat (W)
Ventilation Air	Inlet	29.7	0.01333	207	400	1280	1457
Vent - Return Mixing	Outlet	26.0	0.01158	770	1037	-	-
Central Cooling Coil	Outlet	15.1	0.01008	770	1037	10098	3440
Supply Fan	Outlet	15.1	0.01008	770	1037	0	-
Cold Supply Duct	Outlet	15.1	0.01008	770	1037	-	-
Zone Air	-	24.6	0.01094	770	1272	8818	1983
Return Plenum	Outlet	24.6	0.01094	770	1272	0	-

Air Density x Heat Capacity x Conversion Factor: At sea level = 1.207; At site altitude = 1.205 W/(L/s-K)
Air Density x Heat of Vaporization x Conversion Factor: At sea level = 2947.6; At site altitude = 2943.1 W/(L/s)
 Site Altitude = 12.8 m

TABLE 2: ZONE DATA

Zone Name	Zone Sensible Load (W)	T-stat Mode	Zone Cond (W)	Zone Temp (°C)	Zone Airflow (L/s)	CO2 Level (ppm)	Terminal Heating Coil (W)	Zone Heating Unit (W)
Zone 1	8762	Cooling	8816	24.6	770	1272	0	0

Location: Lima, Peru
 Altitude: 12.8 m.
 Data for: January DESIGN COOLING DAY, 1700



Fuente: Resultados obtenidos del software HAP (Carrier)

ii) Fichas técnicas de los equipos seleccionados

FIGURA B. 1 FICHA TÉCNICA DEL EQUIPO DE ABSORCIÓN

PLANTAS ENFRIADORAS DE AGUA POR CICLO DE ABSORCIÓN				TABLA ESPECIFICACIONES UNIDADES POR AGUA CALIENTE						
			Unidad de medida	MODELOS						
				WFC-SC5	WFC-SC10	WFC-SC20	WFC-SC30	WFC-SC50		
Capacidad frigorífica			kW	17,6	35,2	70,3	105,0	176,0		
Agua refrigerada	Temperatura agua refrigerada	entrada	°C	12,5						
		salida	°C	7,0						
	Pérdida de carga evaporador	kPa	56	51,0	59,8	60,8	35,9			
	Presión estática máxima	kPa	588							
	Caudal de agua	l/s	0,77	1,53	3,06	4,58	7,64			
	Volumen de agua contenido	l	8	17	47	73	120			
Agua de enfriamiento para disipación calor	Calor a disipar		kW	42,7	85,4	171,0	256,0	428,0		
	Temperatura	entrada	°C	31,0						
		salida	°C	35,0						
	Pérdida de carga absorb/cond.	kPa	41	85,3	45,3	46,4	37,4			
	Factor ensuciamiento	kW/h/K/m ²	0,086							
	Presión estática máxima	kPa	588							
	Caudal de agua	l/s	2,5	5,1	10,2	15,3	25,6			
	Volumen de agua contenido	l	37	66	125	194	335			
Energía en forma de agua caliente al generador	Potencia calorífica a la entrada		kW	25,1	50,2	100,0	151,0	252,0		
	Temperatura	entrada	°C	88,0						
		salida	°C	83,0						
		rango	°C	70 ~ 95						
	Pérdida de carga en generador	kPa	88	90,4	46,4	60,4	86,7			
	Presión estática máxima	kPa	588							
	Caudal de agua	l/s	1,2	2,4	4,8	7,2	12,0			
Volumen de agua contenido	l	10	21	54	84	170				
Electricidad	Potencia suministro			Mono 220V		380V c.a. - III - 50Hz				
	Consumo		W	48	210	260	310	550		
	Intensidad		A	0,23	0,43	0,92	1,25	4,74		
Control	Refrigeración		Todo - nada							
Dimensiones	Ancho		mm	594	760	1.060	1.380	1.780		
	Fondo		mm	744	970	1.220	1.520	1.960		
	Alto (incluidas placas fijación)		mm	1736	1.920	2.030	2.065	2.135		
Peso	En vacío		kg	365	500	930	1.450	2.400		
	En carga		kg		600	1.155	1.800	3.025		
Acústica	Nivel sonoro		dB(A)		46	49	52	54		
Sección tubos agua	Agua refrigerada			DN-32	DN-40	DN-50		DN-80		
	Agua enfriamiento (torre)			DN-40	DN-50		DN-65	DN-80		
	Agua caliente generador			DN-40		DN-50	DN-65	DN-80		

Fuente: Extraído del catalogo ABSORSISTEM

FIGURA B. 3 FICHA TECNICA TORRE DE REFRIGERACIÓN

		Oferta N.	11054
<p>SECCIÓN DE VENTILACIÓN moldeada en resina de poliéster reforzada con fibra de vidrio (PRFV), con ventiladores de tipo axial en aspiración, formados por palas de perfil alar de alto rendimiento, moldeadas en polipropileno reforzado con fibra de vidrio muy resistente a la abrasión. La hélice está acoplada directamente al motor eléctrico, de forma que excluye los riesgos y la necesidad de mantenimiento de la transmisión. Los ventiladores están separados mediante diafragmas que permiten el funcionamiento parcial de los mismos. Cada una de las secciones de ventilador está dotada de puerta de inspección y acceso a los separadores de gotas.</p>			
<p>REJAS DE PROTECCIÓN de los ventiladores construidas en acero y galvanizada a baño de zinc fundido.</p>			
Num. de ventiladores	1	Diametro:	700 mm
Caudal de aire	1,94 m ³ /s	Potenc. abs. / ventil.	0,22 kW
Numero de celdas :	1	Régimen de funcionamiento:	100 %
Nivel de potencia sonora:	72 dB(A)	Nivel de presión sonora a 15 m.:	37 dB(A)
<p>(Datos acústicos considerados para campo abierto, sin obstáculos que puedan producir reverberaciones).</p>			
<p>MOTOR ELÉCTRICO trifásico tipo Q (IC418) con escudos de hierro fundido, tornillería de inoxidable y protección IPW55 (EN-60034-5), directamente acoplado al ventilador y con resistencia calefactora para evitar condensaciones, especialmente diseñado para trabajar en torres de refrigeración. La caja de bornes es trasladada al exterior.</p>			
Num. y potencia motores	1 x 0,37 kW	Num. polos motor:	6
Voltaje:	400 V.	Clase de aislamiento	F
Frecuencia:	50 Hz.	Eficiencia energética (IEC 60034-2-1:2007):	IE2
Resistencia calefactora monofásica:	220 V	Potencia resistencia calefactora:	25 W
<p>NOTA: Para accionamiento con variador de frecuencia, consultar intensidad del motor.</p>			
<p>SISTEMA DE DISTRIBUCIÓN DE AGUA formado por el colector principal en acero inoxidable, con brazos laterales en tubo de PVC (PP para altas temperaturas).</p>			
<p>BOQUILLAS ROCIADORAS de tipo centrífugo, en goma, con orificio de salida de diámetro mínimo 15 mm.</p>			
Volumen de agua en la bandeja:	200 l	Límite de presión válvula a flotador:	1 a 5 bar
Num. boquillas rociadoras:	7	Tipo de boquilla	15A
Consumo agua por evap. + arrastre:	0,02 l/s	Consumo agua por purga (RC = 3):	0,01 l/s
Presión colector entrada	38,0 kPa		
<p>SEPARADOR DE GOTAS en láminas de PVC estampadas al vacío con un perfil especial que obliga al aire a cuatro cambios de sentido, con un poder de retención superior al 0,001% del agua en recirculación</p>			

Datos de proyecto:

Temp. húmeda:	25,1 °C	Calor a eliminar::	42,7 kW
Temp. agua caliente:	35,0 °C	Caudal de agua:	2,55 l/s
Temp. agua enfriada:	31,0 °C		

UNA TORRE DE REFRIGERACIÓN A CIRCUITO ABIERTO Modelo: TVAP 008

Con unas prestaciones máximas, en las condiciones de proyecto :

Potencia térmica unitaria máxima:	79,2 kW	Caudal unitario máximo:	4,70 l/s
Potencia térmica máxima total:	79,2 kW	Caudal máximo total:	4,7 l/s

Fuente: Extraído del catálogo TEVA

FIGURA B. 5 FICHA TÉCNICA FAN COIL

Características



		12	18	24	36	48	60	
Volumen de flujo de aire	alto - medio - bajo	m ³ /h	680/494/330	1020/788/525	1360/1094/729	2040/1573/1050	2720/2100/1475	3400/2380/1380
	alto - medio - bajo	CFM	400.18/291/194	600.27/464/309	800.36/644/429	1200.54/926/618	1600.72/1235.85 /868.038	2000.9/1400.63 / 812.13
Presión estática externa		Pa	30	30	30	30	30	30
Capacidad Enfriamiento total		kW - Btu/h	4.28 / 14603.36	6.46 / 22041.52	8.17 / 27876.04	12.16 / 41489.92	16 / 54592	19.8 / 67557.6
Datos eléctricos		V.Ph. Hz	220-230V-60Hz / 60	220-230V-60Hz /60	220-230V-60Hz /60	220-230V-60Hz /60	220-230V-1Ph-60Hz-1/60	220-230V-1Ph-60Hz-1/60
Entrada		kW	0.072	0.108	0.156	0.212	0.475	0.64
Volumen de flujo de agua de enfriamiento		l/s - GPM	0.215 / 3	0.325 / 5	0.370 / 6	0.57 / 9	0.65 / 10.317	0.84 / 13.316
Caída de presión de enfriamiento		kPa - Pie c. a.	25.00 / 8.20	40.00 / 13.12	20.00 / 6.56	45 / 14.76	26.6 / 8.725	46.4 / 15.219
Bobina	Fila		3	3	3	3	4	4
	Espacio de aleta	mm	1.8	1.8	1.8	1.8	1.8	1.8
	Dimensiones (largo,ancho,alto)	mm	740×213×66	980×213×66	1400×213×66	1500×213×66	1250×304.8×88	1500×304.8×88
	Presión operacional	MPa	<1.6	<1.6	<1.6	<1.6	<1.6	<1.6
Fusible		A	0.33	0.49	0.71	0.96		
Motor	Cantidad		1	1	1	2	2	2
	Modelo		PG20F	PG40F	PG40F/PG10G	PG50F	PG190A/PG90A	PG240A/PG120A
	Condensador	uF	2.00	3.00	2.5/1.5	3/3	6/4	12/5
Cantidad de rodetes			2	2	3	4	3	3
Nivel de presión de sonido (alto)		DB (A)	42	46	47	52	58	61
Tamaño de la tubería de conexión Diámetro de entrada y salida de agua (2 tubos)		PULGADAS	3/4"	3/4"	3/4"	3/4"	3/4"	3/4"
Dimensiones aparato (largo,ancho,alto)		mm	1088×510×245	1328×510×245	1718×510×245	1878×510×245	1671×595×354	1921×595×354
Dimensiones caja (largo,ancho,alto)		mm	1153×278×575	1393×278×575	1783×278×575	1943×278×575	1753×653×395	1953×653×395
Peso neto		kg	18	21	30	34	52	59
Peso bruto		kg	23	26	35	39.5	60	66

■ Fan Coil (12,000/18,000/24,000/36,000/48,000/60,000 BTU/h) | Agua helada | 60Hz

Fuente: Extraído del catálogo ProAir

FIGURA B. 7 FICHA TÉCNICA DE COLECTOR SOLAR DE TUBO DE VACÍO

Equipo Compacto a Presión Ultra - 200 L

Ficha Comercial



¿Qué es Heat Pipe?

Heat Pipe es una barra de cobre hueca en su interior con un bulbo en el extremo superior que actúa como condensador del fluido Calor Portador contenido en esta.

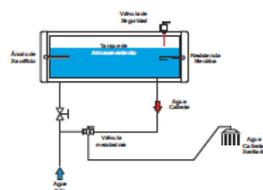
La Capa Selectiva de los tubos transmite el calor generado por el Sol al Heat Pipe, donde el fluido Calor Portador comienza a recircular por su interior, pasando de líquido a gas y se condensa en el extremo superior del tubo que está en contacto de forma indirecta con el Agua Caliente Sanitaria.

Nuestros equipos compactos

Los equipos compactos de Nohana 3000 suponen un adelanto en el Uso Doméstico de Energías Renovables, ya que gracias a su tecnología de tubos de vacío generamos un mayor rendimiento con un escaso nivel de pérdidas de calor.

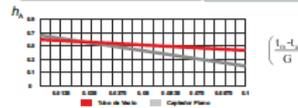
Estos equipos son ideales para viviendas unifamiliares gracias a su facilidad de montaje, y su coste reducido. Además gracias al sistema Heat Pipe la temperatura del agua de consumo es superior a los sistemas convencionales, lo que previene la formación de cualquier tipo de bacteria en el depósito de almacenamiento. Si estás pensando en instalar un sistema de Energía Solar, confía en Nohana 3000.

Diagrama de funcionamiento



Curva de Rendimiento

Rendimiento Óptico (η_0)	0,823
Coefficiente Pérdida de Calor K1	1,520 W/m ² K
Coefficiente Pérdida de Calor K2	0,0148 W/m ² K ²



Nota: $\eta_0 = \eta_{opt} + \left(\frac{K_1}{G} \right) + \left(\frac{K_2}{G^2} \right)$

Características Tipológicas

Referencia producto	Ultra 200 L
Número de Tubos	24
Peso (Kg)	115
Superficie del colector (m ²)	3,00
Superficie útil (m ²)	2,54
Altura x Anchura x Profundidad (mm)	1445x1030x1917x480mm
Número máximo de colectores en serie	1

Usos Recomendados

ACS	<input checked="" type="checkbox"/>
Calefacción	<input type="checkbox"/>
Suelo Radiante	<input type="checkbox"/>
Climatización	<input type="checkbox"/>
Uso Industrial	<input type="checkbox"/>
Piscinas	<input type="checkbox"/>
Inst. Centralizadas	<input type="checkbox"/>

Modelo	Ultra 200 L
Área total	3,00 m ²
Área de apertura	2,54 m ²
Dimensiones: AxBxCxD	1445x1030x1917x480mm
Peso en vacío	115 Kg
Presión de trabajo	6 Bar
Temperatura de estancamiento	250 °C
Conexiones	1/2"
Nº de Tubos	24
Material del Tanque interior	Acero SUS 304 2B
Aislamiento térmico	Tubos: Vacío - Depósito: Poliuretano
Inclinación	45°

Características del Absorbedor

Material y dimensiones del tubo de vacío	Vidrio de Selenizado Long. 1500 mm, Gros. = 4,2 mm, Øint. = 37
Tratamiento Superficial del Tubo de Vacío	Triple Capa - ALN/AIN-SS/CU
Coefficiente de Transmitancia del Vidrio	> 91 %
Coefficiente de Pérdida de Calor	< 0,60 W/(m ² ·K)
Presión de Vacío	< 5x10 ⁻³ Pa
Material y diámetro del heat pipe	Cobre, Ø = 8 mm
Absorción	$\alpha = 0,95$
Emisión	0,05 ϵ
Factor de pérdidas	1,623 W/m ² K
Caudal recomendado	90 l/h
Conexión máx. de módulos	1 unid. Serie

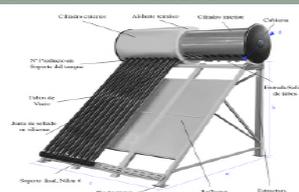
Resistencias Climatológicas

Resistencia al Granizo	Bola de Acero de 30 mm Ø caída a una altura de 500 mm
Temperatura de Trabajo	-20 °C / 99 °C

Principales Ventajas

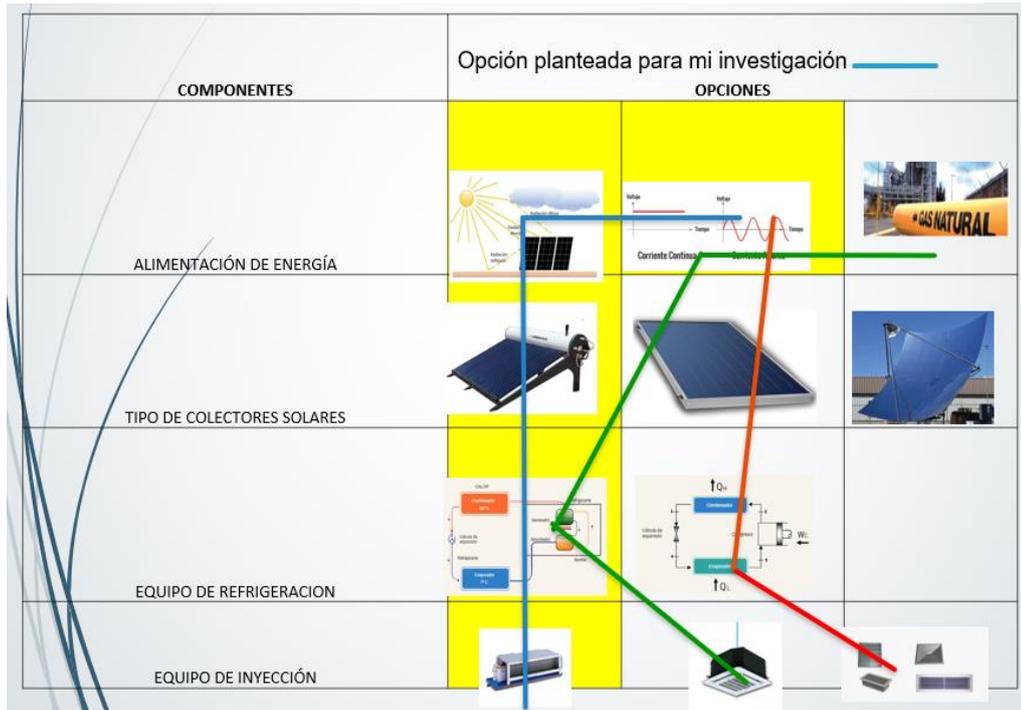
- Sencillez de Montaje
- No necesita una elevada Radiación Solar
- Bajo coste de mantenimiento y reparación
- Trabajo en climas fríos.
- Mayor rendimiento que los sistemas convencionales
- Bajas pérdidas de Calor en el Sistema.

Medidas del Colector Ultra 200 L



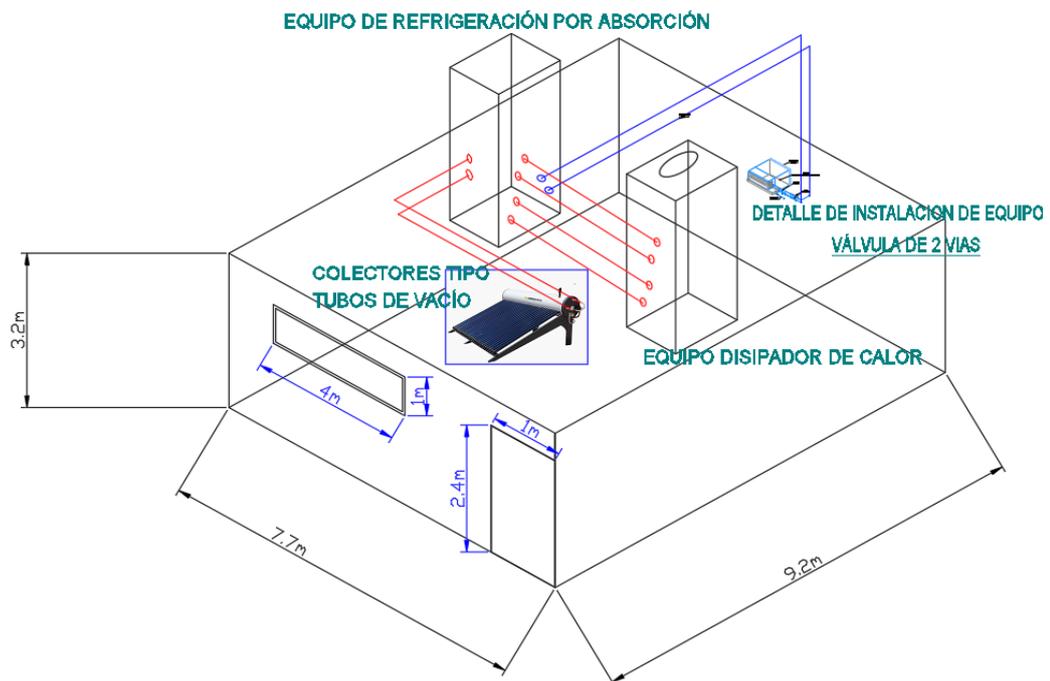
Fuente: Extraído de NOHAMA 3000

FIGURA B. 11 MATRIZ MORFOLÓGICA



Fuente: Elaborado de acuerdo a mi investigación

FIGURA B. 9 DIAGRAMA ESQUEMATICO DE INSTALACION CENTRO DE CÓMPUTO DEL TERCER NIVEL FIME-UNAC



Fuente: Elaborado de acuerdo a mi investigación