

DISEÑO Y DIMENSIONAMIENTO DE UN CLIMATIZADOR SOLAR POR
ABSORCIÓN CON CONCENTRADOR PARABÓLICO COMPUESTO Y FOCO DE
HEAT PIPE.

ÁLVARO JOSÉ VALENCIA RAMÍREZ

Código: 1324547

UNIVERSIDAD DEL VALLE

FACULTAD DE INGENIERÍA

PROGRAMA ACADÉMICO DE INGENIERÍA MECÁNICA

SANTIAGO DE CALI

2017

DISEÑO Y DIMENSIONAMIENTO DE UN CLIMATIZADOR SOLAR POR
ABSORCIÓN CON CONCENTRADOR PARABÓLICO COMPUESTO Y FOCO DE
HEAT PIPE.

ÁLVARO JOSÉ VALENCIA RAMÍREZ

Código: 1324547

Tesis de grado para optar al título de:

Ingeniero mecánico

Director:

Ing. Óscar Román Tudela Rangel M.Sc.

Codirector:

Ing. Miguel Enrique Rosillo Peña M.Sc.

UNIVERSIDAD DEL VALLE

FACULTAD DE INGENIERÍA

PROGRAMA ACADÉMICO DE INGENIERÍA MECÁNICA

SANTIAGO DE CALI

2017

Nota de aceptación:

Firma del presidente del jurado

Firma del jurado

Firma del jurado

Santiago de Cali __ de ____ de 2017.

Dedicatoria:

A mi madre, a mi familia y a mis profesores que directa o indirectamente me formaron como persona e ingeniero.

Agradecimientos:

A mi madre que siempre creyó en mí.

CONTENIDO

INTRODUCCIÓN	1
1 OBJETIVOS.....	2
1.1 Objetivo general.....	2
1.2 Objetivos específicos	2
2 ANTECEDENTES HISTÓRICOS Y ESTADO DEL ARTE	3
CAPÍTULO I. CLIMATIZACIÓN SOLAR.	6
2.1 LA CONSTANTE SOLAR.	6
2.1.1 Irradiancia (I):	7
2.1.2 Irradiación (H):	7
2.2 RADIACIÓN SOLAR.....	7
2.3 INFLUENCIA DE LA ATMÓSFERA.	9
2.3.1 Difusión	9
2.3.2 Absorción	9
2.3.3 Reflexión	9
2.4 POSICIÓN DEL SOL	10
2.4.1 Introducción.....	10
2.4.2 Movimiento tierra – sol.	10
2.5 ÁGULOS BÁSICOS PARA ESTABLECER LAS COORDENADAS RELATIVAS DE LA POSICIÓN DE SOL Y LA TIERRA.	12
2.5.1 Latitud (Φ).	12
2.5.2 Longitud (Λ).....	12
2.5.3 Altura solar (α_s).	13

2.5.4	Azimut solar (γ_s).....	13
2.5.5	Ángulo horario (ω).....	13
2.5.6	Declinación (δ).	14
2.5.7	Montea solar.....	14
2.6	SISTEMA DE CLIMATIZACIÓN POR ABSORCIÓN ASISTIDO CON ENERGÍA SOLAR.	15
2.6.1	Máquina de absorción	17
2.6.2	Colectores solares.....	21
2.6.3	Heat Pipe (HP)	23
CAPÍTULO II – CÁLCULO DE CARGA TÉRMICA Y DISEÑO DEL SISTEMA DE CLIMATIZACIÓN.		30
3	ANÁLISIS DEL LOCAL Y ESTIMACIÓN DE LA CARGA TÉRMICA.	30
3.1	UBICACIÓN GEOGRÁFICA	30
3.2	DESCRIPCIÓN DEL LOCAL A CLIMATIZAR.....	31
3.3	PARÁMETROS DE DISEÑO INTERIORES Y EXTERIORES DEL CUARTO A CLIMATIZAR.....	31
3.3.1	Humedad relativa	33
3.4	CÁLCULO DE CARGA TÉRMICA	35
3.4.1	Condiciones interiores de diseño:	35
3.4.2	Condiciones exteriores de diseño:	35
3.4.3	Ganancia de radiación a través de vidrios	36
3.4.4	Ganancia de calor por radiación a través de paredes.	37
3.4.5	Ganancia de calor a través de paredes.....	38
3.4.6	Ganancias de calor interno sensible	38
3.4.7	Ganancia de calor latente	39

3.4.8	Calor sensible y latente debido a la renovación de aire.	40
3.4.9	Resultados	42
4	PSICROMETRÍA.....	42
4.1.1	INTRODUCCIÓN.	42
4.1.2	PARÁMETROS FUNDAMENTALES.....	43
4.1.3	CALOR GENERADO POR EL CUERPO HUMANO	44
4.1.4	TEMPERATURA EFECTIVA.....	45
4.1.5	CONFORT.....	46
4.1.6	DISTRIBUCIÓN DE LA TEMPERATURA	48
4.2	CÁLCULOS PSICROMÉTRICOS	49
4.2.1	CONDICIONES DEL AIRE EN EL EXTERIOR E INTERIOR DEL LOCAL 50	
4.2.2	CÁLCULO DE FACTORES DE CARGA SENSIBLE.....	50
4.2.3	CICLO DE AIRE DE CLIMATIZACIÓN	52
4.2.4	GRÁFICA DEL CICLO DE AIRE EN EL DIAGRAMA PSICROMÉTRICO.....	53
4.2.5	OBTENCIÓN DE TEMPERATURAS Y HUMEDADES ABSOLUTAS DEL CLICLO DE AIRE.....	54
4.2.6	CÁLCULO DEL CAUDAL DE AIRE DE SUMINISTRO.	55
4.2.7	CÁLCULO DE CAUDAL Y PORCENTAJE DE AIRE EXTERIOR	55
4.2.8	CÁLCULO DE LA POTENCIA FRIGORÍFICA DE LA UNIDAD DE TRATAMIENTO DE AIRE.....	56
4.3	CÁLCULO DE DUCTOS.....	57
CAPÍTULO III: DISEÑO Y DIMENSIONAMIENTO DE LA MÁQUINA DE ABSORCIÓN.		62

5	PARÁMETROS DE DISEÑO PARA DETERMINAR EL REQUERIMIENTO TÉRMICO DEL SISTEMA DE ABSORCIÓN.	62
5.1	CAPACIDAD DE LA UNIDAD	62
5.2	PARÁMETROS DE FUNCIONAMIENTO	62
5.2.1	EVAPORADOR (Fluido de trabajo - amoníaco puro).....	62
5.2.2	CONDENSADOR (Fluido de trabajo – amoníaco puro).	63
5.2.3	GENERADOR (Fluido de trabajo – mezcla binaria amoníaco – agua). 64	
5.2.4	ABSOBEDOR (Fluido de trabajo – mezcla binaria amoníaco – agua). 64	
5.3	CONCENTRACIÓN DE AMONÍACO EN LA SOLUCIÓN.....	65
5.4	CÁLCULO DE FLUJO Y CONCENTRACIÓN DE AMONÍACO DE A TRAVÉS DEL EVAPORADOR.....	65
5.5	CÁLCULO DE FLUJO Y CONCENTRACIÓN DE AMONÍACO A TRAVÉS DEL CONDENSADOR.	66
5.5.1	CÁLCULO DE FLUJO DE CALOR EN EL CONDENSADOR	67
5.6	CÁLCULO DE FLUJO Y CONCENTRACIÓN DE AMONÍACO DE A TRAVÉS DEL ABSORBEDOR.....	67
5.6.1	BALANCE DE MASA EN EL ABSORBEDOR:	69
5.6.2	BALANCE DE ENERGÍA EN EL ABSORBEDOR:	70
5.7	CÁLCULO DE FLUJO Y CONCENTRACIÓN DE AMONÍACO DE A TRAVÉS DEL GENERADOR.	71
5.8	CÁLCULO DEL TRABAJO Y LA POTENCIA DE LA BOMBA.	72
5.9	BALANCE DE TOTAL DE ENERGÍA.....	74
5.10	COEFICIENTE DE RENDIMIENTO DE LA MÁQUINA DE ABSORCIÓN 76	

5.11	DIMENSIONAMIENTO DE LOS COMPONENTES DEL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN.	76
5.11.1	SUPERFICIE DEL EVAPORADOR.	77
5.11.2	SUPERFICIE DEL GENERADOR.....	77
5.11.3	SUPERFICIE DEL ABSORBEDOR.	78
5.11.4	SUPERFICIE DEL CONDENSADOR.	78
5.12	CÁLCULO Y DIMENSIONAMIENTO DEL SISTEMA DE COLECTORES SOLARES (HEAT PIPE).	79
5.12.1	NOMENCLATURA	79
5.12.2	RADIACIÓN SOLAR EN SANTIAGO DE CALI.....	79
5.12.3	ENERGÍA SOLAR RECOLECTADA, CAUDAL Y FLUJO MÁSSICO: 81	
5.12.4	EFICIENCIA DEL COLECTOR SOLAR.....	82
5.13	DIMENSIONAMIENTO DE TORRE DE ENFRIAMIENTO.....	83
CAPITULO IV: EVALUACIÓN Y COMPARACIÓN ECONÓMICA DEL SISTEMA DE CLIMATIZACIÓN SOLAR VS UN SISTEMA DE CLIMATIZACIÓN CONVENCIONAL.		85
5.14	COTIZACIÓN SISTEMA DE CLIMATIZACIÓN SOLAR	85
5.14.1	HEAT PIPE	85
5.14.2	TORRE DE ENFRIAMIENTO.	87
5.14.3	UNIDAD DE TRATAMIENTO DE AIRE:	89
5.14.4	DUCTOS:.....	90
5.14.5	CONDENSADOR:.....	90
5.14.6	GENERADOR:	91
5.14.7	ABSORBEDOR:.....	92

5.14.8	Rejilla de suministro:	92
5.14.9	Rejilla de retorno:	92
5.14.10	Válvula de carga:	92
5.14.11	Soldadura:.....	93
5.14.12	AMONÍACO:	93
5.14.13	AGUA DESTILADA:	93
5.14.14	BOMBA CENTRÍFUGA:.....	93
5.15	COTIZACIÓN SISTEMA DE CLIMATIZACIÓN CONVENCIONAL	95
5.16	COMPARACIÓN ECONÓMICA	96
5.17	EVALUACIÓN ECONÓMICA.	98
6	CONCLUSIONES	100
7	RECOMENDACIONES.....	101
8	BIBLIOGRAFÍA	102
9	ANEXOS.....	106

LISTA DE TABLAS

Tabla 1 Distribución del espectro de radiación solar que incide en la atmósfera extraterrestre.....	8
Tabla 2. Características principales de las actuales enfriadoras térmicas en el mercado.	16
Tabla 3. Condiciones del aire ambiente.	34
Tabla 4. Cálculo de valores de infiltración en CFM.	40
Tabla 5. Renovaciones de aire por hora para un laboratorio.	41
Tabla 6. Calor producido por el cuerpo humano.	45
Tabla 7. Nomenclatura de los parámetros que intervienen en el análisis Psicométrico.	49
Tabla 8. Condiciones de aire Exterior.	50
Tabla 9. Condiciones de aire interior.	50
Tabla 10. Cargas sensibles y latentes.	51
Tabla 11. Valores de factor de carga sensible.	51
Tabla 12. Caudal y porcentaje de aire exterior.	56
Tabla 13. Cálculos de pérdida de presión en ductos de suministro	60
Tabla 14. Cálculos del coeficiente de pérdida en uniones y accesorios en ductos de suministro.....	60
Tabla 15. Cálculos de pérdida de presión en ductos de retorno.	61
Tabla 16. Cálculos del coeficiente de pérdida en uniones y accesorios en ductos de retorno.....	61
Tabla 17. Propiedades del amoníaco en saturación a $T = 41^{\circ}\text{F}$	62
Tabla 18. Propiedades del amoníaco en saturación a $T = 88^{\circ}\text{F}$	63
Tabla 19. Superficie del evaporador.	77
Tabla 20. Superficie del Generador.	77

Tabla 21. Superficie del absorbedor.	78
Tabla 22. Superficie del condensador.....	78
Tabla 23. Propiedades del fluido solar THERMINOL D12.	81
Tabla 24. Cotización manejadora de aire.....	89
Tabla 25. Costo, sistema de climatización solar.	96
<i>Tabla 26. Costo sistema de climatización convencional.</i>	<i>97</i>
Tabla 27. Análisis económico del sistema de climatización solar.	99

LISTA DE FIGURAS

Figura 1. Movimiento Tierra - Sol.....	11
Figura 2. La esfera celeste.....	12
Figura 3. Latitud y Longitud.....	13
Figura 4. Bóveda celeste representada en la montea Solar.	14
Figura 5. Sistema típico de climatización solar por absorción.	15
<i>Figura 6. Esquema general de circulación de una máquina de absorción de simple efecto</i>	<i>17</i>
Figura 7. Esquema de una enfriadora de absorción.	19
Figura 8. Captadores planos selectivos con cubierta anti reflectante en instalación de climatización solar. Edificio Peracamps. Barcelona.	22
Figura 9. Partes principales de un colector solar de tubos evacuación con HEAT PIPE.....	23
Figura 10. . Ejemplos de captador de tubo de vacío con flujo directo vidrio-metal: concéntrico (izquierda) y tubos separados (derecha).	25
Figura 11. Colector de tubo de vacío HEAT PIPE.	26
Figura 12. Detalle de la conexión entre el HEAT PIPE y el circuito de agua.	27
Figura 13. Diseño de un colector CPC con absorbedor tubular	29
Figura 14. Imagen satelital de la ubicación geográfica de la cámara ambiental ...	30
Figura 15. Edificio 340, Escuela de Ingeniería Mecánica, vista externa del edificio.	31
Figura 16. Temperaturas promedio mensuales en Cali.	32
Figura 17. Temperatura media máxima en función del tiempo. Meses: julio y agosto.	33
Figura 18. Humedad relativa - universidad del valle.	34
Figura 19. Condiciones interiores de diseño.	35
Figura 20. Condiciones exteriores de diseño.	36
Figura 21. Modelación de la cámara ambiental, hora solar 12:00 PM.	36

Figura 22. Vista de las ventanas ubicadas hacia el oeste y su máscara de sombra	37
Figura 23. Ganancia de calor interno sensible.....	38
Figura 24. Ganancia de calor interno sensible.....	38
Figura 25. Ganancias de calor interno sensible.....	39
Figura 26. Carga térmica latente debido a los equipos al interior del cuarto.....	40
Figura 27. Calor sensible y latente debido a la renovación de aire.....	41
Figura 28. Carga térmica total de la cámara ambiental.	42
Figura 29. Ábaco para obtener la temperatura efectiva.	46
Figura 30. Carta de confort de ASHRAE.....	47
Figura 31. Distintas distribuciones de temperatura en locales calefactados.....	48
Figura 32. Esquema del ciclo de aire.....	52
Figura 33. Diagrama Psicométrico para la ciudad de Santiago de Cali.	53
Tabla 34. Temperaturas del aire.	54
Figura 35. Balance de energía en la UTA.	57
Figura 36. Modelo simplificado del laboratorio del edificio 341 de la Universidad del Valle.	58
Figura 37. Ubicación de las rejillas de succión y suministro.	58
Figura 38. Vista de corte frontal del sistema de ductos.	59
Figura 39. Balance de energía en evaporador.....	66
Figura 40. Balance de materia en el condensador.....	67
Figura 41. Balance de masa en el absorbedor.	69
Figura 42. Balance de energía en el absorbedor.	71
Figura 43. Balance de energía en el generador.....	72
Figura 44. Bomba centrífuga del sistema de absorción.	73
Figura 45. Transferencias externas de energía en un sistema por absorción.....	75
Figura 46. Curva de eficiencia del colector solar.	82
Figura 47. Novasol Premium 30X1,8 HP.	86
Figura 48. Torre de enfriamiento.....	88
Figura 49. Unidad de tratamiento de aire,.....	89

Figura 50. Condensador.	91
------------------------------	----

INTRODUCCIÓN

El impacto ambiental total producido por procesos de refrigeración en la actualidad, es debido a la emisión de gases de efecto invernadero, que se originan en la producción de energía eléctrica necesaria para su funcionamiento. Crear sistemas de climatización solar amigables con el medio ambiente, que consuman el 10% de la energía que gastaría para el mismo requerimiento de climatización, un sistema de refrigeración mecánica convencional es una necesidad actualmente. Por lo tanto en el presente trabajo de grado, se diseñó un sistema de climatización solar por absorción que utiliza un sistema de colectores solares de tubos de vacío (Heat Pipe), como fuente de calor de la máquina de absorción. El evaporador se encuentra inverso en la unidad de tratamiento de aire, la cual mediante ductos llevara aire a baja temperatura a la cámara ambiental que se encuentra ubicada en el edificio 341 de la escuela de ingeniería mecánica de la Universidad del Valle.

La máquina de absorción usa una mezcla binaria agua - amoníaco, que es amigable con el medio ambiente, ya que no agota la capa de ozono. También el amoníaco al tener cualidades termodinámicas superiores a las de otros refrigerantes utiliza menos electricidad. La unidad manejadora de aire está acoplada a la máquina de absorción, mediante el evaporador, éste se encarga de extraer todo el calor necesario para que se genere aire a baja temperatura, que posteriormente mediante un sistema de ductos será llevado al cuarto a climatizar. La torre de enfriamiento suministra agua a baja temperatura mediante un circuito en paralelo que va hacia el absorbedor y el condensador, esto con el fin de evacuar la energía remanente producto de que la mezcla binaria genera una reacción exotérmica. El uso de captadores solares de tubo evacuados como fuente de energía para suplir el requerimiento energético de un sistema de absorción impacta positivamente en el medio ambiente ya que contribuye a disminuir el consumo de energía eléctrica para procesos de refrigeración y climatización.

1 OBJETIVOS

1.1 Objetivo general

Dimensionar y diseñar un climatizador solar usando un ciclo termodinámico de absorción con un sistema de colectores solares de tubos evacuados (C.P.C, H.P).

1.2 Objetivos específicos

- Cuantificar las cargas térmicas y el ciclo del aire de la cámara ambiental.
- Diseñar cada uno de los elementos que componen el sistema de climatización.
- Seleccionar el refrigerante idóneo para los requerimientos de climatización de la cámara ambiental.
- Dimensionar y diseñar el CPC.
- Evaluar y comparar económicamente el sistema de absorción solar con un sistema convencional eléctrico.

2 ANTECEDENTES HISTÓRICOS Y ESTADO DEL ARTE

Joseph Priestley descubrió en 1774 el amoníaco, encontró en sus observaciones la gran afinidad de este nuevo gas, que él denominó aire alcalino, por el agua. Esta propiedad condujo a Ferdinand Philippe Edouard Carré (Moislains 1824 - Poncet 1900) a idear una máquina de refrigeración que sólo consumía calor, gracias a un nuevo sistema que él llamó de afinidad. El sistema fue conocido más tarde con el nombre de absorción. Esta máquina obtuvo el premio de la exposición universal de Londres de 1862 y en 1875 el buque Paraguay, equipado con ella, transportó por primera vez carne congelada de Buenos Aires a Le Havre [1].

En la década de 1950, un sistema que utiliza Bromuro de Litio – Agua ($\text{BrLi} / \text{H}_2\text{O}$), litio como el fluido de trabajo se introdujo para aplicaciones industriales. Unos años más tarde, se introdujo un sistema de absorción de doble efecto y se ha utilizado como un estándar industrial para los ciclos de refrigeración de alto rendimiento [2].

En 1991 los ingenieros EA. Al-Karaghoulí, I. Abood, N.I. Al-Hamdani analizaron el comportamiento térmico de la energía solar de un edificio durante la temporada de verano. Se implementó un sistema de refrigeración solar en el que usaron 1577 colectores solares de tubos evacuados, dos tanques de almacenamiento térmico de 15 m^3 dos tanques de almacenamiento de agua refrigerada de 150 m^3 cada uno, dos máquinas de absorción de 60 toneladas cada una dos enfriadores de bomba de calor de 40 toneladas cada uno, dos intercambiadores de calor, dos calderas auxiliares, cinco torres de refrigeración, cuatro unidades de tratamiento de aire y bombas asociadas y equipos de control. Los resultados mostraron que el promedio de eficiencia de captación solar diaria es de 49%, la CP enfriador es de 0.618 [3].

Cesar A, Isaac P, Rosemberg J., Muestran la viabilidad de los sistemas de refrigeración solar por absorción usando soluciones de monometilamina – agua (MMA-A) para aplicaciones en conservación de alimentos en las regiones rurales de Colombia, sin acceso a la red eléctrica. Para suplir los requerimientos de energía térmica se propuso un sistema de calentamiento de agua con energía solar usando colectores de placa plana y un sistema de respaldo convencional [4].

En ese mismo año Mammoli et al. Implementaron conjuntamente colectores de placa plana (FPC) y colectores de tubos de vacío (ETC) (232 m^2 de superficie total) para conducir un ciclo de absorción de $70\text{ kW H}_2\text{O} / \text{BrLi}$. Se utilizó el sistema para proporcionar calefacción y refrigeración al edificio de la facultad de ingeniería mecánica de la universidad de Nuevo México U.S, fueron usados un tanque de almacenamiento de agua de 34 m^3 y siete tanques de almacenamiento de agua fría de 50 m^3 . El sistema implementó cuatro estrategias de control diferentes para el día de verano, noche de verano, durante el día de invierno, y las operaciones nocturnas de invierno. Los resultados mostraron que el campo de colectores tenía una eficiencia media diaria de 0.58, mientras que el enfriador tenía un COP promedio de 0.63. El tanque de almacenamiento de calor resultó ser la mayor fuente de pérdida de calor. Este estudio consideró el desempeño ambiental y económico del sistema en el que se utilizaron los costos típicos de venta de los distintos componentes del sistema. Además, se discutieron las recomendaciones de diseño para el campo de colectores solares, almacenamiento de agua caliente, el almacenamiento de agua fría, y unidades de tratamiento de aire [5]. También Al-Alili et al. Estudiaron el rendimiento económico y los beneficios ambientales de una máquina de absorción de 10 kW . El fluido de trabajo fue una mezcla de $\text{NH}_3 / \text{H}_2\text{O}$, bajo las condiciones climáticas de Abu Dabi. El sistema de aire acondicionado solar tenía

una superficie de colector específico de $6m^2$ y un volumen de tanque de concreto de $0.1 m^3$. Se encontró que el sistema consume un 47% menos de energía eléctrica que los ampliamente usados ciclos de compresión de vapor de la misma capacidad de enfriamiento. El análisis económico mostró que el área del colector fue el parámetro clave en la reducción del periodo de recuperación de la inversión inicial [6]. De igual manera Lizarte et, Introdujeron una máquina de absorción de simple efecto para refrigerar aire usando como fluido de trabajo una mezcla de Bromuro de Litio – Agua (BrLi / H₂O), que utilizó un innovador ventilador de absorción adiabático de hojas planas [7]. En el año 2014 Jose A., Tania C., realizaron un estudio de un sistema de refrigeración por absorción solar como una alternativa para la climatización de un consultorio médico en la Comunidad de Kumay en Ecuador. El sistema de refrigeración por absorción con energía solar propuesto consta de una máquina de absorción de simple efecto, con 10 kW de potencia de enfriamiento que utilizó como absorbente el par cloruro de litio y agua, requiriendo un área de captación de energía solar de $30 m^2$ para lo cual fueron necesarios diez colectores de tubos al vacío [8].

CAPÍTULO I. CLIMATIZACIÓN SOLAR.

2.1 LA CONSTANTE SOLAR.

La constante solar (I_{CS}) es la energía en forma de radiación solar que incide, por unidad de tiempo y superficie, sobre un plano expuesto perpendicularmente a la dirección de los rayos solares, situado a la distancia media entre la Tierra y el Sol. Como bien indica su nombre, se puede considerar constante a lo largo del año, aceptándose como un valor estándar [9]

$$I_{CS} = 1.353 \frac{W}{m^2} \quad (1)$$

Es necesario hacer notar que, aunque se denomine “constante”, varía ligeramente a lo largo del año debido a la pequeña excentricidad de la órbita terrestre. Esta variación puede determinarse a partir de la siguiente expresión [9].

$$I_n = I_{CS} \left(1 + 0,034 \cos \left(\frac{360 n}{365} \right) \right) \quad (2)$$

Donde:

I_n = Es la irradiancia extraterrestre para un día n del año (W/m^2);

n = Es el día del año, empezando a contar desde el 1 de Enero y considerando que Febrero tiene 28 días;

Siendo:

$n = 365$ el día 31 de diciembre.

Es importante distinguir entre los dos conceptos siguientes.

2.1.1 Irradiancia (I):

Potencia que incide sobre una superficie. Se expresa en W/m^2 , es decir, indica potencia por unidad de superficie.

2.1.2 Irradiación (H):

Energía que incide sobre una superficie en un periodo de tiempo determinado. Se expresa en J/m^2 , es decir, indica energía por unidad de superficie.

2.2 RADIACIÓN SOLAR.

La energía que emite el sol, llega a la tierra en forma de radiación electromagnética, que se desplaza por el espacio en todas las direcciones. La cantidad de energía transportada por las ondas es proporcional a su frecuencia, f , que es el número de veces que la onda se repite completamente por unidad de tiempo. Cuanto mayor es la frecuencia, mayor es la energía que transporta la onda. La radiación electromagnética se propaga a una velocidad $c = 300,000$ km/s en el vacío, distinguiéndose por su longitud de onda, la frecuencia y la velocidad de propagación se relacionan a partir de la expresión [10]:

$$C = f\lambda \quad (3)$$

Siendo:

f = la frecuencia, c = la velocidad de propagación.

La radiación solar no llega únicamente en forma de luz visible: recibimos también radiación no visible para el ojo humano. La gama de radiaciones visibles para el ojo humano abarca longitudes de onda comprendidas aproximadamente entre $0,38 \mu m$ y $0,78 \mu m$. Es decir, dentro del espectro visible, las longitudes de onda menor y

mayor corresponde a los colores violeta y rojo, respectivamente. Por lo tanto, la luz blanca del Sol que es percibida por el ojo humano, es en realidad, la superposición de todos los colores. Con longitudes de onda mayores que la del rojo, están los infrarrojos, las microondas y las ondas de radio. Con longitudes de onda menores que la del violeta, están los ultra violeta, los rayos x y los rayos gamma. El blanco es el color de la luz solar no descompuesta en los colores de su espectro. Los valores de frecuencia se expresan en Hertz (Hz), o en s^{-1} . La distribución de la radiación en el espectro solar, en función de la longitud de onda, es la que se indica en la Tabla 1 [10].

Tabla 1 Distribución del espectro de radiación solar que incide en la atmósfera extraterrestre.

Longitud de onda de la banda (μm)	< 0,38 (ultra violeta)	0,38 – 0,78 (espectro visible)	<0,78 (infrarrojo)
Porcentaje de energía de la banda	7%	47,3%	45,7%
Potencia de la banda W/m^2	94,7	639,8	618,4

Fuente: CARRIER AIR CONDITIONING CO. Handbook of air conditioning system desing. New York: McGRAW-HILL , 2009. XII-47 p.

La suma de potencias de las tres bandas (ultra violeta, visible e infrarroja) e igual a la constante solar 1.353 W/m^2 . Para efectos prácticos, el Sol se puede considerar como un cuerpo negro que radia energía a la temperatura de 6000 K.

2.3 INFLUENCIA DE LA ATMÓSFERA.

La presencia de la atmósfera afecta el valor de la irradiancia solar que se recibe en la superficie terrestre. La interacción entre la radiación solar y la atmósfera terrestre es debida principalmente a tres fenómenos: difusión, absorción y reflexión [11].

2.3.1 Difusión

Es un fenómeno físico por el cual un rayo incidente sobre una superficie no se refleja de manera perfecta, debido a la irregularidad de la superficie. Aunque la radiación solar viaja en línea recta, los gases u partículas de la atmósfera pueden desviarla.

2.3.2 Absorción

Los gases de la atmósfera son absorbedores selectivos de la radiación solar. El oxígeno y el ozono absorben las radiaciones de longitud de onda inferior a $0,29\ \mu\text{m}$, librándonos de la radiación ultravioleta más peligrosa para la salud. Por otro lado, el vapor de agua y el dióxido de carbono absorben principalmente las longitudes de onda situadas en el infrarrojo. Los gases y partículas de la atmósfera también intervienen en la absorción de una parte de la radiación solar [11].

2.3.3 Reflexión

Aproximadamente el 30% de la radiación solar que incide en la atmósfera es reflejada hacia el espacio: un 20% reflejado por las nubes, un 6% desde la atmósfera y un 4% desde la superficie terrestre. Esta fracción de la radiación solar reflejada por la tierra se denomina albedo [11].

Por lo tanto, considerando que en la zona más exterior de la atmósfera llega un 100% de radiación solar, que aproximadamente el 30% es reflejado hacia el espacio y que aproximadamente un 19% es absorbida por las nubes y gases atmosféricos, sólo un 51% de radiación llega a la superficie terrestre (un 25% llega directamente y un 26% es reflejado por la atmósfera hacia la superficie terrestre). De los $3,7 \times 10^{23}\text{KW}$ generados por el Sol, a la Tierra llegan sólo $1,7 \times 10^{14}\text{KW}$. Aunque la

radiación solar que intercepta la Tierra sólo es una pequeña parte de la energía generada por el Sol, equivale a unas 5.000 veces el consumo energético de toda la población de la tierra [11].

2.4 POSICIÓN DEL SOL

2.4.1 Introducción.

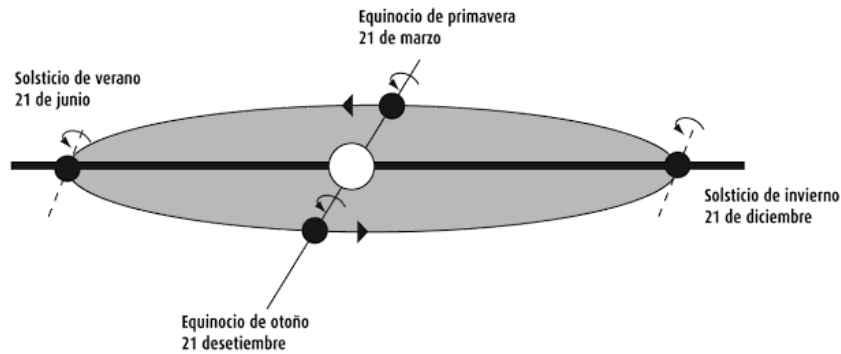
Para establecer la posición del sol se utilizan diversos sistemas de coordenadas; hay que tener presente que la tierra gira alrededor del Sol según orbitas cambiantes a lo largo del año. Para entender este problema se aclararan previamente algunos conceptos [11].

2.4.2 Movimiento tierra – sol.

El movimiento relativo de la Tierra respecto del sol y respecto a si mismo justifica las posiciones de sol respecto de un determinado observador en un lugar de la Tierra en la que se quiera hacer aprovechamiento de la energía solar. Por tanto, es importante considerar la posición de la Tierra respecto del sol si queremos conocer la energía que podemos captar. De nuestro sistema solar, la Tierra es el tercer planeta más próximo al Sol. La Tierra se mueve alrededor del Sol siguiendo una órbita casi elíptica y ligeramente excéntrica, siendo el sol uno de sus focos. El plano que contiene esta orbita se denomina plano de la elíptica. La Tierra tarda un año en recorrerla. Simultáneamente, la Tierra presenta un movimiento de rotación, tardando 24 horas en dar una vuelta. El eje de rotación de la Tierra forma un ángulo de $23^{\circ} 27'$ con la normal al plano de la eclíptica, diento esta circunstancia la que da

lugar a que el calentamiento de la tierra sea viable (estaciones del año), debido a que la duración del día y de la noche varié a lo largo del año [12].

Figura 1. Movimiento Tierra - Sol.

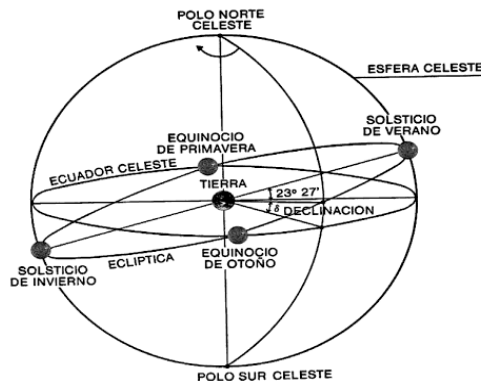


Fuente: carrier air conditioning co. Handbook of air conditioning system desing. New York: McGraw-Hill, 2009. XII-49 p.

Con la finalidad de determinar de forma precisa la intensidad de la energía solar que se puede captar en la Tierra, se deberá tener en cuenta que la posición de ésta con respecto al sol es variable.

Para facilitar el análisis de la problemática resultante de este posicionamiento variable, es práctico imaginar la perspectiva de un observador situado en la Tierra, que viese todos los cuerpos celestes proyectados en una esfera de diámetro infinito. El centro de esta esfera, denominada esfera celeste, sería la Tierra. El ecuador de la esfera celeste coincidiría con el ecuador de la Tierra, de manera que el eje de giro de la esfera celeste sería el de la Tierra. La eclíptica formaría un ángulo de $23^{\circ} 27'$ con el plano ecuatorial celeste. En la Figura 2 se muestra esta disposición imaginaria [12].

Figura 2. La esfera celeste.



Fuente: carrier air conditioning co. Handbook of air conditioning system desing. New York: McGraw-Hill, 2009. XII-49 p.

2.5 ÁGULOS BÁSICOS PARA ESTABLECER LAS COORDENADAS RELATIVAS DE LA POSICIÓN DE SOL Y LA TIERRA.

A continuación se definirán los parámetros involucrados en el cálculo de la radiación solar que incide sobre una superficie con una determinada inclinación y orientación.

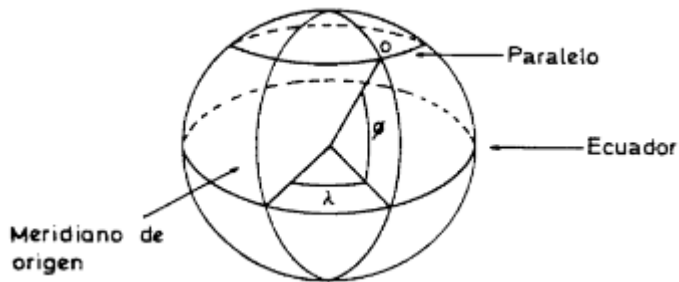
2.5.1 Latitud (Φ).

Es el ángulo entre el paralelo correspondiente y el plano del Ecuador. Varía de 0 a 90°, siendo positiva en el hemisferio norte y negativa en el hemisferio sur.

2.5.2 Longitud (Λ).

Es el ángulo entre el meridiano del lugar y el de referencia. El origen de las longitudes es el meridiano de Greenwich (meridiano 0). Los puntos situados al Este del meridiano de Greenwich tienen valor positivo, mientras que los situados al Oeste tienen valor negativo (Figura 3) [13].

Figura 3. Latitud y Longitud.



Fuente: CARRIER AIR CONDITIONING CO. Handbook of air conditioning system desing. New York: McGraw-Hill, 2009. XII-50 p.

2.5.3 Altura solar (α_s).

Es el ángulo formado por la recta que une el Sol con el punto considerado (rayo incidente) y el plano tangente a la superficie terrestre que pasa por dicho punto. En el ocaso y al alba, $\alpha = 0^\circ$; al mediodía, $\alpha = 90^\circ$; el ángulo complementario de α_s se representa por ξ_s y se denomina cenit solar [13].

2.5.4 Azimut solar (γ_s).

Es el ángulo que forma la proyección del rayo solar incidente sobre el plano tangente a la superficie terrestre, con la dirección norte – Sur. Al mediodía, $\gamma_s = 0$; Por la mañana el valor es positivo, y por la tarde, negativo [13].

2.5.5 Ángulo horario (ω).

Es el ángulo formado por las proyecciones, sobre el plano del Ecuador, del meridiano del punto considerado y la recta que une los centros de la Tierra y el Sol en aquel momento. Cada hora equivale a 15° de longitud. Al medio día solar, $\omega = 0$; por la mañana el ángulo horario negativo, por la tarde es positivo [13].

2.5.6 Declinación (δ).

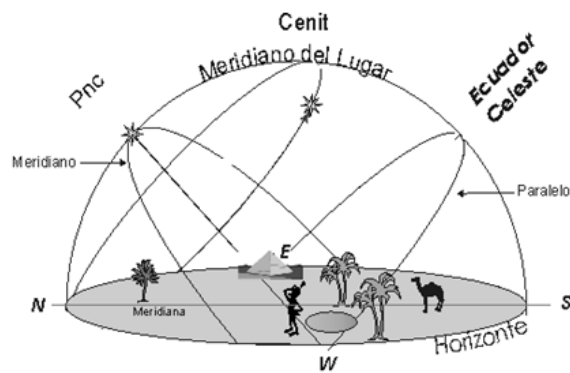
Es el ángulo formado por el rayo incidente y el plano del Ecuador. La declinación varía según el día del año.

2.5.7 Montea solar.

La montea solar es la representación geométrica de todos los rayos solares durante el año en un lugar determinado, desde el amanecer hasta el atardecer. Para el desarrollo de la montea solar se considera que la Tierra está fija en el espacio y que el Sol describe el movimiento alrededor de ella, situando como punto de origen del sistema de coordenadas el lugar de interés situado en la tierra por su latitud.

De esta manera el movimiento del Sol queda restringido a dos grados de libertad en la esfera celeste. Al tener el Sol dos grados de libertad se define su posición mediante las variables angulares α y δ como se muestra en la Figura 4. La montea solar muestra la bóveda celeste de la Figura 3 en un plano visto desde arriba, distinguiéndose los ejes norte-sur y este-oeste [14].

Figura 4. Bóveda celeste representada en la montea Solar.

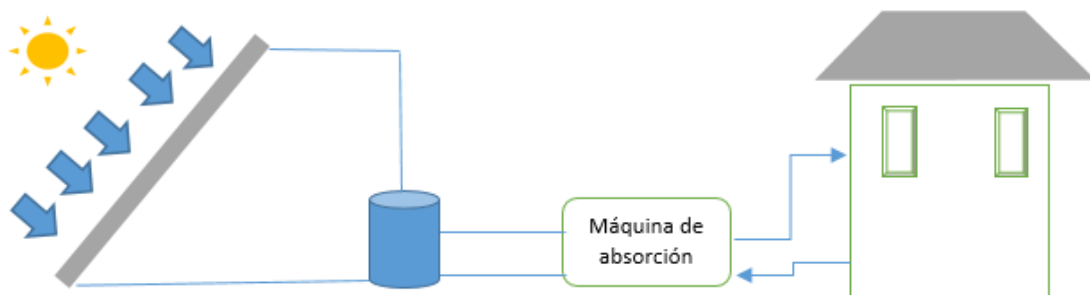


Fuente: MANRIQUE J.A. Energía Solar, fundamentos y aplicaciones fototérmicas. México: Harla, 1984.

2.6 SISTEMA DE CLIMATIZACIÓN POR ABSORCIÓN ASISTIDO CON ENERGÍA SOLAR.

Una instalación típica de climatización solar térmica, consta del campo de captadores solares, depósito de acumulación térmica, unidad de control, tuberías, bombas y una máquina enfriadora accionada térmicamente. Las enfriadoras son el núcleo de la instalación. Si los captadores solares suministran la energía de entrada necesaria (agua caliente), las enfriadoras son las máquinas capaces de producir agua fría.

Figura 5. Sistema típico de climatización solar por absorción.



Fuente: Autor.

En la siguiente tabla se listan las principales características de las máquinas existentes en el mercado son dadas en la Tabla 2.

Tabla 2. Características principales de las actuales enfriadoras térmicas en el mercado.

Proceso	Enfriadora de absorción	
Etapas	Simple efecto	Multi efecto
Alimentación	Agua caliente o sobrecalentada	Agua o vapor sobrecalentado
Disponibilidad en el mercado	< 35 kW mercado incipiente 35 kW-100 kW algunos fabricantes >100 kW amplio mercado	> 100 kW amplio mercado
Fabricantes	Climatewell, Sonnenklima, Schuco, Yazaki, Broad, EAW, Carrier, Trane, York, LG Machinery, Sanyo-McQuay, Entropie, Thermax,...	
Colectores solares utilizados	Colectores planos de superficie selectiva Tubos de vacío CPC (con concentrador cilindro-parabólico compuesto)	PTC (colectores cilindro-parabólicos)

Fuente. Instituto para la diversificación de la energía. (2011). Evaluación del potencial de climatización con energía solar térmica en edificios.

La mayoría de las máquinas de absorción disponibles en el mercado requieren de una bomba para el transporte de la solución diluida desde el absorbedor hasta el generador. El consumo eléctrico de esta bomba es aproximadamente entre un 1 a 5 % de la potencia de refrigeración total. Con el fin de acomodar las variaciones de la oferta y demanda de climatización y permitir el uso de estos sistemas cuando se haya acabado la disponibilidad solar, se requiere el almacenamiento de energía. El depósito de acumulación de agua caliente ubicados entre el campo solar y la máquina permite almacenar la energía adicional proveniente del campo solar y estabiliza el funcionamiento del sistema, además el mismo permite la integración de un sistema de apoyo [15].

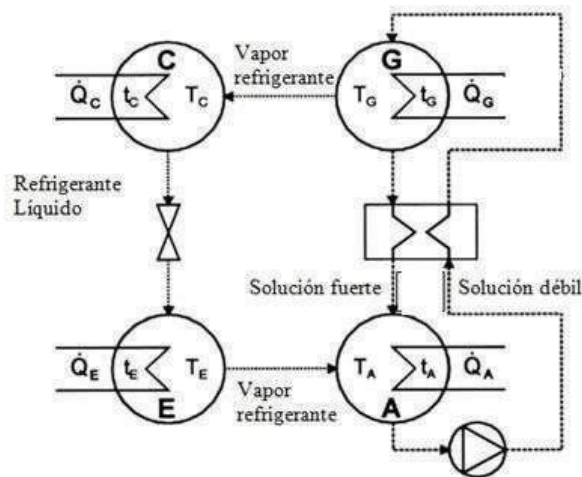
El almacenamiento térmico de agua fría también es otra opción, sus ventajas fundamentales radican en la reducción de la capacidad de las máquinas enfriadoras instaladas, el funcionamiento eficiente y mayor flexibilidad de operación. En este caso para ser económicamente justificable, los costos anuales necesarios para cubrir los gastos operativos y de capital para un tanque frío deben ser inferiores a los costos de la máquina que suministre igual carga de servicio [15].

2.6.1 Máquina de absorción

Los equipos de absorción, al igual que los de compresión de vapor, se basan en el principio de condensación y evaporación de un refrigerante para la obtención de frío o calor. La principal diferencia entre estos ciclos reside en el proceso en el cual dicho fluido se trasvasa desde la zona de baja presión a la zona de alta presión.

Tal y como se ha comentado anteriormente, en el caso de los ciclos de compresión de vapor dicho trasvase se debe a la acción mecánica de un compresor. En el caso de un sistema de absorción, el refrigerante vaporizado en la zona de baja presión es absorbido por una solución que tiene afinidad fisicoquímica a dicho fluido y es conocido como absorbente. La mezcla líquida resultante es bombeada a la zona de alta presión, donde el refrigerante es extraído de nuevo de la solución mediante la aportación de calor [16].

Figura 6. Esquema general de circulación de una máquina de absorción de simple efecto



Fuente: Albert, J., Kunt, A., Petersen, S., & Ziegler, F. (2008). Control of absorption chillers by insight: the characteristic equation. *Czasopismo Techniczne*, 1-12.

En la Figura 6, se muestran los 4 circuitos principales que componen una enfriadora de absorción de simple efecto con la sustancia de trabajo LiBr-H₂O.

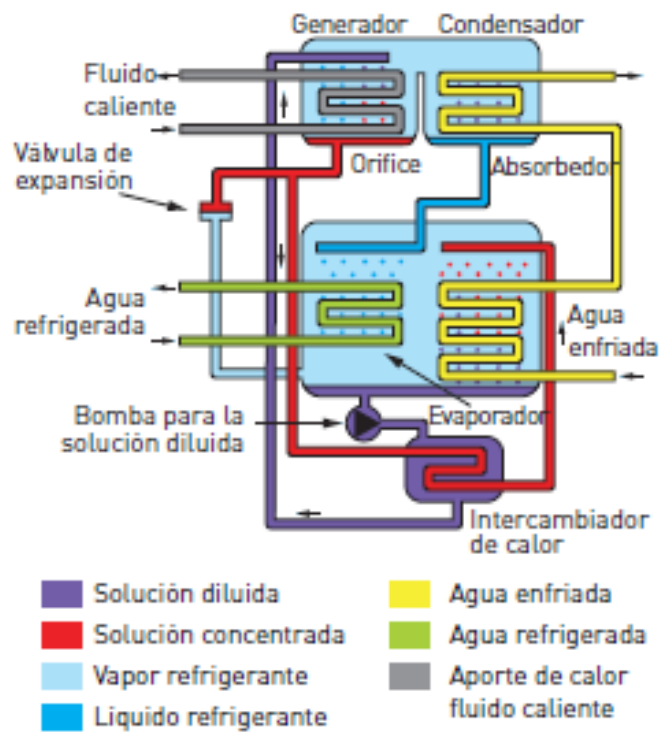
G generador, A absorbedor. E evaporador, C condensador, El fluido caliente proveniente de una fuente térmica QG produce la ebullición de la solución de LiBr-H₂O y posteriormente conduce el vapor de agua generado (refrigerante) hacia el condensador [17].

En el condensador, el vapor es enfriado y condensado por el agua de la torre con temperaturas de entre 24 y 31 °C. La torre extrae el calor tanto del condensador como del absorbedor (QC). El refrigerante condensado, es dirigido en forma líquida al evaporador a través de una válvula de expansión que mantiene la baja presión en el evaporador y el absorbedor, lo que provoca que el agua evapore a baja temperatura. Por otro lado, la corriente de agua a enfriar entra al evaporador a temperaturas entre 6 y 12 °C, lo que constituye un gradiente de temperatura suficiente para evaporar el refrigerante procedente del condensador; a la vez que se provoca el enfriamiento de la corriente de agua que pasa por el evaporador (QE). De forma simultánea, la solución en el absorbedor procedente del generador atrapa el vapor de agua y se obtiene una solución diluida de LiBr-H₂O que es llevada por medio de una bomba al generador.

Posteriormente pasa a través de un intercambiador de calor que tiene la función de enfriar la solución procedente del generador y calentar la solución que va hacia el generador, con lo que se obtiene una integración energética interna. Finalmente, la solución diluida llega al generador para iniciar de nuevo el ciclo.

Cuando en las mezclas de trabajo el absorbente es relativamente volátil como sucede con Amoníaco-Agua (H₂O-NH₃), es necesario emplear un rectificador ubicado entre el generador y el condensador, para evitar que lleguen gotas de agua al condensador y al llegar a la válvula de expansión se congelen e inhabiliten dicha válvula [18].

Figura 7. Esquema de una enfriadora de absorción.



Fuente: Private communications from ABSORSISTEM S: L: (Distributor of YAZAKI in Spain).

2.6.1.1 Componentes principales de un sistema de absorción.

Los principales elementos que constituyen un sistema de absorción son los siguientes:

- Generador.
- Condensador.
- Evaporador.
- Absorbedor.

2.6.1.2 Tipos de máquinas de absorción.

A continuación se describirán los tres tipos principales de máquinas de absorción.

2.6.1.2.1 Máquina de bromuro de litio – agua (BrLi-H₂O).

El fluido refrigerante es agua y el fluido absorbente es bromuro de litio. Una de las principales características es la no volatilidad del bromuro de litio. Cabe mencionar que en el generador sólo sale vapor de agua, por lo tanto no es necesario la torre de rectificación entre el generador y el condensador. Comparado con el sistema de agua - amoníaco, el sistema BrLi-H₂O es más simple y opera con un mayor COP. Debido a que el refrigerante es agua, ésta se evapora a temperaturas más altas, por lo que no se puede usar en aplicaciones de refrigeración en las cuales se necesiten temperaturas inferiores a 4°C.

2.6.1.2.2 Máquina de absorción de difusión.

La característica principal de este tipo de máquina es la misma que la de Amoníaco – Agua (NH₃ – H₂O) la cual mencionaremos adelante, con la ventaja adicional de no precisar de bomba de solución ni de bomba de expansión.

En general, presenta el inconveniente de la limitación de potencia, debido a que los fluidos circulan por gravedad y en consecuencias a velocidades bajas.

2.6.1.2.3 Máquinas de amoníaco – agua ($\text{NH}_3 - \text{H}_2\text{O}$).

El fluido refrigerante es amoníaco y el fluido absorbente es agua. Su principal característica consiste en el uso de una torre de rectificación entre el generador y el condensador, esto se debe a que el vapor que va hacia el condensador proveniente del generador, contiene un alto porcentaje de agua por lo que si llegase alguna cantidad de agua a la válvula de expansión se congelaría e inutilizaría dicha válvula.

El amoníaco es un refrigerante amigable con el medio ambiente, ya que no afecta la capa de ozono, es esencial para los mamíferos y es necesario para la síntesis de material genético y proteínas.

Las máquinas de $\text{NH}_3 - \text{H}_2\text{O}$ tienen un bajo COP con respecto a la máquina de $\text{BrLi-H}_2\text{O}$, pero tienen la ventaja de que se puede utilizar la energía solar como suministro de calor al generador, con ayuda de captadores de tubo de vacío Heat Pipe, para llevar calor directamente al generador, cabe mencionar dichas máquinas se pueden implementar en aplicaciones donde se requieran puntos de operación a temperaturas de hasta -60°C .

2.6.2 Colectores solares

La correcta elección del tipo de colector solar depende principalmente de la temperatura de trabajo deseada y de las condiciones climáticas debido a que el rendimiento de los colectores disminuye a medida que la temperatura del fluido aumenta o disminuye la radiación disponible [19].

Existen diversos tipos de captadores solares que, dependiendo de su tecnología y la temperatura de salida del fluido, se pueden clasificar en:

2.6.2.1 Planos (FPC)

Es el tipo de colector más sencillo que se utiliza para transformar la energía solar en calor. El fluido que circula por el interior del absorbedor es generalmente agua (a menudo con aditivos anticongelantes), aunque es posible utilizar otros fluidos (e incluso vapor), dependiendo de la aplicación y la temperatura de operación necesaria. En un intento de controlar al máximo las pérdidas, estos colectores incorporan diferentes tecnologías: Absorbedores de superficie selectiva y cubierta simple /doble; barreras de convección [20].

Figura 8. Captadores planos selectivos con cubierta anti reflectante en instalación de climatización solar. Edificio Peracamps. Barcelona.



Fuente: Aguasol.

2.6.2.2 De vacío (ETC):

Los tubos de vacío se fabrican a partir de dos tubos de vidrio que se funden en la parte superior y la inferior. Los Espacio entre los tubos se evacuan para formar un vacío aislante. El tubo interior está recubierto con un material absorbente especial que absorbe 95% de luz solar, convirtiéndola en calor utilizable. La aleta de transferencia de calor de aluminio con contorno sostiene el HEAT PIPE cerca de la pared de vidrio interior mejorando la transferencia de calor.

Figura 9. Partes principales de un colector solar de tubos evacuación con HEAT PIPE.



Fuente: Catalogo Apricus Solar Hot Water.

2.6.3 Heat Pipe (HP)

El tubo de calor de cobre absorbe el calor de la pared de vidrio y la aleta de transferencia de calor. Una pequeña cantidad de fluido solar del tubo de calor se convierte en vapor a temperatura ambiente, transfiriendo rápidamente el calor hasta la tubería de cabecera.

Los colectores de tubos de vacío se pueden clasificar en dos grandes grupos:

2.6.3.1 Colector de tubo de vacío de flujo directo:

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 está normalmente recubierta con una capa de recubrimiento selectivo tipo Tinox. El fluido calo-portador es agua y circula por el interior de los tubos. Existen varios tipos de colectores, según la distribución de sus tubos:

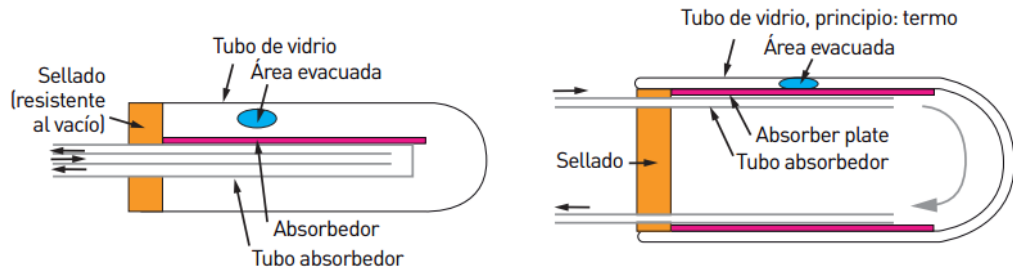
2.6.3.1.1 Captadores con impulsión-retorno concéntricos (vidrio-metal):

Esta solución constructiva tiene la ventaja de la simetría rotacional. Cada uno de los tubos puede girar fácilmente, permitiendo ajustar el ángulo de inclinación de la aleta de absorción, mientras el colector permanece en posición horizontal.

2.6.3.1.2 Captadores con impulsión-retorno separados (vidrio-metal):

Este diseño presenta menores problemas de permeabilidad que el precedente. El absorbedor puede ser plano o curvado.

Figura 10. . Ejemplos de captador de tubo de vacío con flujo directo vidrio-metal: concéntrico (izquierda) y tubos separados (derecha).



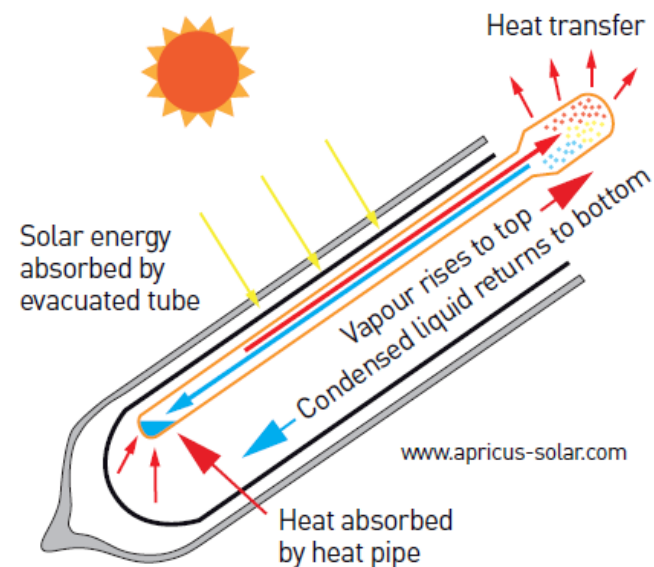
Fuente: Fraunhofer ISE.

Captadores para aplicaciones de media (entre 100 °C y 400 °C) y alta temperatura.

2.6.3.2 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. La Figura 6 ilustra este proceso [21].

Figura 11. Colector de tubo de vacío HEAT PIPE.



Fuente: APRICUS-SOLAR

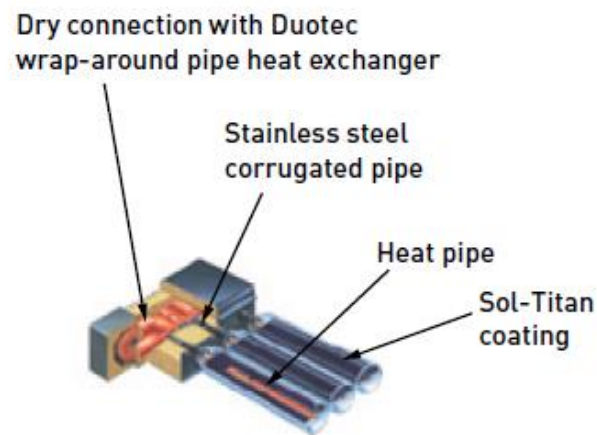
Fuente: APRICUS-SOLAR.

La calidad de los materiales y las condiciones de higiene son extremadamente importantes para la fabricación de un HEAT PIPE de calidad. La presencia de impurezas en el interior del HEAT PIPE afectará negativamente a su rendimiento. La pureza del cobre también deberá ser alta, para evitar que contenga oxígeno y otros elementos. Si el cobre contiene demasiado oxígeno, puede liberarse en el interior del tubo, formando bolsas de aire en la parte superior. Esto desplazaría el punto más caliente del HEAT PIPE, alejándolo del condensador y perjudicando el rendimiento del colector [21].

A menudo, los HEAT PIPE tienen un capilar en su interior para facilitar la circulación del fluido. Esto no es necesario si la superficie interior del tubo de cobre es extremadamente pulida, permitiendo que el fluido regrese a la parte inferior del tubo de forma eficiente. El HEAT PIPE tiene dos componentes de cobre, el eje y el condensador. Antes de realizar el vaciado, el eje se suelda al condensador. El

condensador tiene un diámetro mucho mayor que el del eje, lo que supone una mayor superficie para realizar la transferencia de calor [21].

Figura 12. Detalle de la conexión entre el HEAT PIPE y el circuito de agua.



Fuente: VIESSMANN.

Una de las ventajas de los tubos tipo HEAT PIPE respecto de los tubos de directo, es su conexión “seca” entre el absorbedor y la cabecera. Este hecho facilita el proceso de montaje. Sin embargo, el colector debe montarse siempre con una inclinación mínima de 25°, para permitir que el fluido condensado retorne a la parte inferior del tubo.

2.6.3.3 Captadores cilindro-parabólicos (PTC)

Se clasifican en función de cómo realizan el seguimiento del sol: Seguidores de un sólo eje con foco lineal, que pueden seguir la trayectoria del sol únicamente a lo largo de su ángulo de elevación sobre el horizonte. Seguidores de dos ejes con foco puntual (discos parabólicos, heliostatos y hornos solares) los rayos solares son siempre perpendiculares a la superficie del colector. Los sistemas con un foco

puntual son utilizados únicamente en aplicaciones que requieran temperaturas superiores a 400 °C.

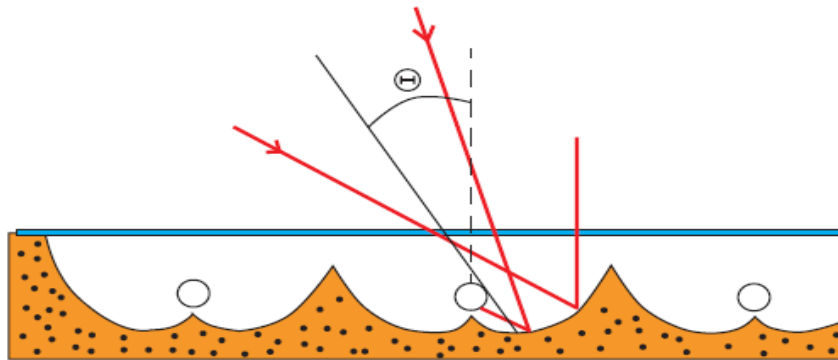
2.6.3.4 Colectores CPC (concentrador estacionario).

Otra forma de reducir las pérdidas de un colector solar es disminuir el área del absorbedor con respecto del área de captación. Esto es posible gracias a que las pérdidas de calor son proporcionales al área del absorbedor, pero no a la de captación (apertura). Tal concentración se puede obtener mediante el uso de reflectores que, después de una o más reflexiones, fuerzan la radiación incidente dentro de un cierto ángulo (llamado ángulo de aceptación) en la dirección del absorbedor. La concentración de la radiación se puede realizar mediante una óptica donde la relación entre la concentración y el ángulo de aceptación (θ) sea la máxima físicamente posible. Para una geometría de dos dimensiones, dicha concentración se define como:

$$C_{max} = \frac{1}{\sin \theta} \quad (4)$$

En los colectores estacionarios θ debe ser grande y por lo tanto la concentración no puede ser muy elevada. Se puede demostrar que, para un concentrador ideal, si el ángulo de aceptación es igual a 30°, la concentración resultante será de 2.

Figura 13. Diseño de un colector CPC con absorbedor tubular



Fuente: VIESSMANN.

Este tipo de colectores se conocen como concentradores CPC (Concentrador parabólico compuesto) (Figura 13) y utilizan una combinación de parábolas para operar en los límites mencionados. Sus espejos se fabrican con la forma adecuada para reflejar la radiación incidente sobre el absorbedor.

El gran ángulo de aceptación de estos dispositivos les permite aprovechar tanto la radiación directa como la difusa de la misma forma que un colector solar plano. Ésta es una característica muy interesante de este tipo de concentradores en comparación con los que requieren de un sistema de seguimiento [21].

CAPÍTULO II – CÁLCULO DE CARGA TÉRMICA Y DISEÑO DEL SISTEMA DE CLIMATIZACIÓN.

3 ANÁLISIS DEL LOCAL Y ESTIMACIÓN DE LA CARGA TÉRMICA.

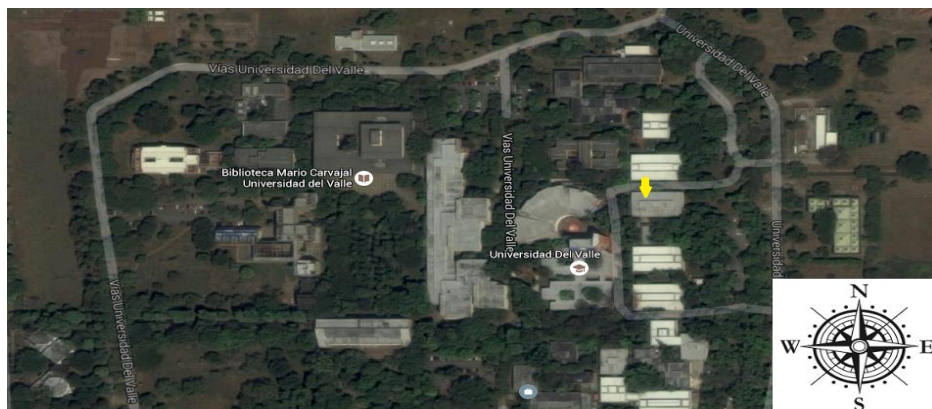
A continuación en el presente capítulo se desarrollaran los cálculos respectivos a la cuantificación de la carga térmica de la cámara ambiental y el estudio de las condiciones del lugar a climatizar.

3.1 UBICACIÓN GEOGRÁFICA

Dentro de las instalaciones de la Universidad del Valle, se encuentra el edificio 340, donde está ubicada la cámara ambiental, cuarto sobre el cual se realizará el presente trabajo de grado. A continuación se mostrará la ubicación geográfica del edificio 340.

Latitud $3^{\circ}22'36.0''\text{N}$, Longitud $76^{\circ}31'56.1''\text{W}$.

Figura 14. Imagen satelital de la ubicación geográfica de la cámara ambiental



Fuente: Google Maps.

3.2 DESCRIPCIÓN DEL LOCAL A CLIMATIZAR.

El local a climatizar hace parte de los laboratorios de ciencias térmicas de la Escuela de ingeniería mecánica de la Universidad del Valle. Éste se encuentra en la planta baja del edificio, es utilizado para uso académico y de investigación. En su interior se estimará la carga térmica de fuentes como: personas, computadores, impresora, cafetera, microscopio, motor, infiltraciones de aire, incidencia del sol sobre las paredes, techo y ventanas.

Figura 15. Edificio 340, Escuela de Ingeniería Mecánica, vista externa del edificio.



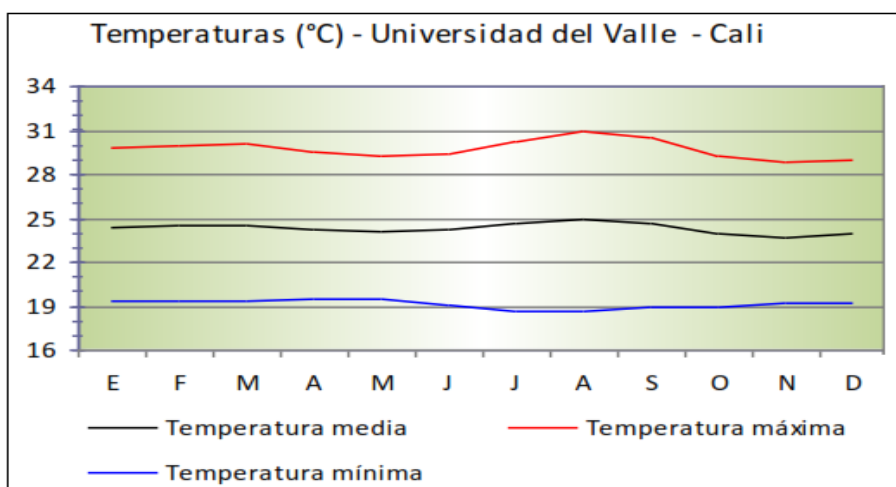
Fuente: autor.

3.3 PARÁMETROS DE DISEÑO INTERIORES Y EXTERIORES DEL CUARTO A CLIMATIZAR.

Los parámetros de diseño como la temperatura de bulbo seco y el porcentaje de humedad relativa del aire al interior del cuarto se consideraron directamente a las establecidas en la norma ASHARE para confort humano, por lo que se tomaron valores de 23 °C TB seco y 50% HR usados para áreas administrativas y espacios donde no se requiere un extremo control de condicione ambientales. Por otra parte

los parámetros de diseño exteriores como la temperatura exterior, humedad relativa, velocidad del viento etc. Se tomaron de fuentes científicas confiables como el IDEAM y la estación meteorológica Univalle, de los cual se consideraron sólo los valores más críticos para que el sistema sea capaz de garantizar el confort térmico bajo dichas condiciones. El IDEAM por intermedio de la estación climatología Univalle, registra que en Cali se presenta la mayor temperatura en los meses de julio y agosto con un valor de 31,1 °C. También se puede apreciar que la temperatura media es de 25°C y de manera contrastante la temperatura mínima alcanzada es de 18°C en los meses de julio y agosto donde se da la temperatura más alta.

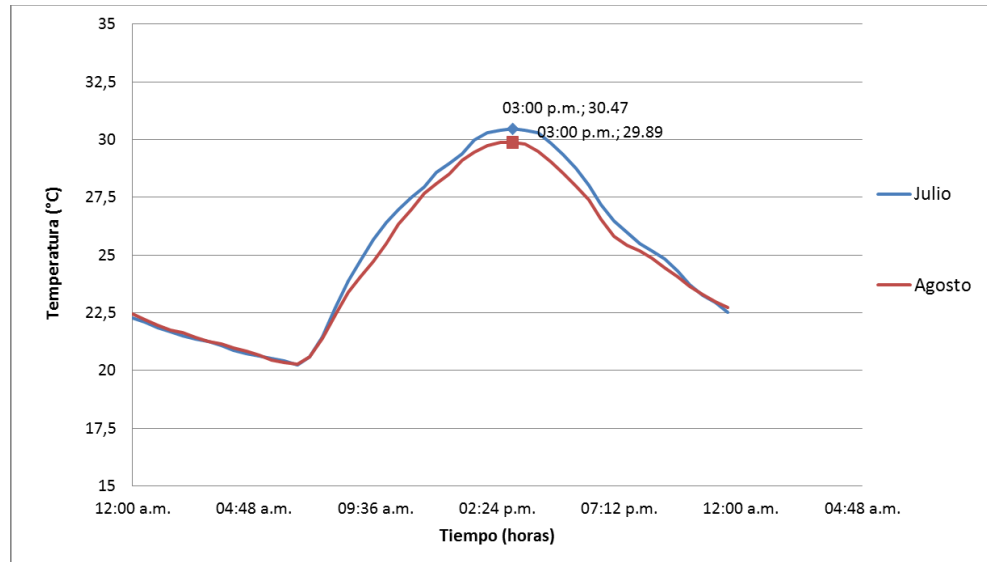
Figura 16. Temperaturas promedio mensuales en Cali.



Fuente: Estación Univalle, IDEAM.

Por lo tanto se requiere determinar con exactitud, ¿cuál es la hora y el día donde se presenta el pico de temperatura máxima alcanzada durante todo el año?, Para esto se tomaron los valores de temperatura del año 2013 de la estación Meteorológica de la Universidad del Valle medidos en intervalos de 30 minutos. Los datos son presentados a continuación.

Figura 17. Temperatura media máxima en función del tiempo. Meses: julio y agosto.



Fuente: Estación Univalle.

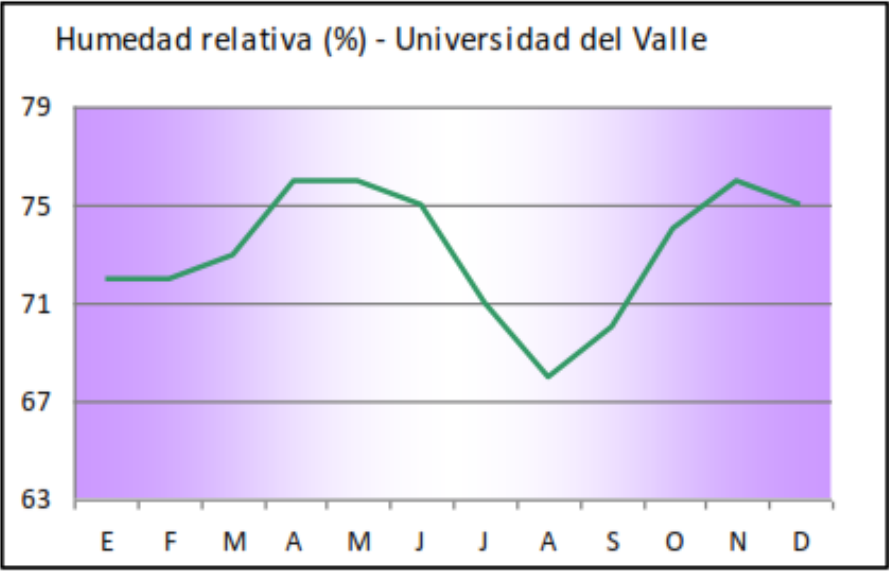
De la Figura 17 podemos ver que la temperatura más alta se presenta a las 3:00 pm, con un valor de 30,47 °C para los meses de julio y agosto. Cabe mencionar que la temperatura máxima absoluta se presenta en el mes de agosto con un valor de 31,1°C a las 3:00 pm. El valor mínimo de temperatura corresponde a 20,26°C y se alcanza a las 6:30 a.m. y la variación de temperaturas en un día es del 20°C aproximadamente [22].

3.3.1 Humedad relativa

La variación media mensual de la humedad relativa, presenta a lo largo del año una distribución con valores mayores en los meses de Mayo y Noviembre y bajos en los meses de Enero-Febrero y Julio-Agosto. Los valores extremos de humedad están

entre el 45 y 98% y un promedio anual entre el 65% en la estación San Luis al Norte y 73% en la estación de Univalle al Sur [23].

Figura 18. Humedad relativa - universidad del valle.



Fuente: IDEAM- PLAN DE ORDENAMIENTO TERRITORIAL.

La humedad relativa del aire es ligeramente menor a 70% en los meses secos y en épocas de lluvias alcanza valores de 75 a 76%. Los datos recolectados para las condiciones de aire exterior las resumimos en la Tabla 3.

Tabla 3. Condiciones del aire ambiente.

Mes	TEMPERATURA MÁXIMA (°C)	HUMEDAD RELATIVA (%)
AGOSTO	31,1	75

Fuente: autor.

3.4 CÁLCULO DE CARGA TÉRMICA

Mediante la implementación del Software CarterSoft se calculó la carga térmica de la cámara ambiental. Inicialmente se definió el día y la hora solar donde se presentan las condiciones de temperatura más elevadas del año, al igual que el porcentaje de humedad relativa promedio mensual más alto en el año.

3.4.1 Condiciones interiores de diseño:

Se establecieron las condiciones de aire al interior de la cámara ambiental en 23°C y 50% de humedad relativa, basadas en la norma ASHARE para el confort térmico [24].

Figura 19. Condiciones interiores de diseño.

CONDICIONES INTERIORES		
TEMPERATURA INTERIOR DE DISEÑO	HUMEDAD ABSOLUTA DE DISEÑO	HUMEDAD RELATIVA DE DISEÑO
73.4 °F	69.72 Gr/Lb	50 %

Fuente: autor.

3.4.2 Condiciones exteriores de diseño:

De los datos suministrados por La estación meteorológica Univalle y el IDEAM, se tiene que la temperatura del aire es de 31,1°C con 75% de humedad relativa.

Figura 20. Condiciones exteriores de diseño.

CONDICIONES EXTERIORES					
Escoger Ciudad	CIUDAD DE PROYECTO CALI	ALTITUD 3265 ft	LATITUD NORTE	GRADOS LATITUD 0	
TEMPERATURA EN VERANO 88 °F	TEMPERATURA EN INVIERNO 66 °F	TEMPERATURA PUNTO DE ROCÍO 65 °F	HUMEDAD ABSOLUTA 171.57 Gr/Lb	HUMEDAD RELATIVA 75 %	VARIACION DIARIA DE TEMPERATURA 46.5 °F

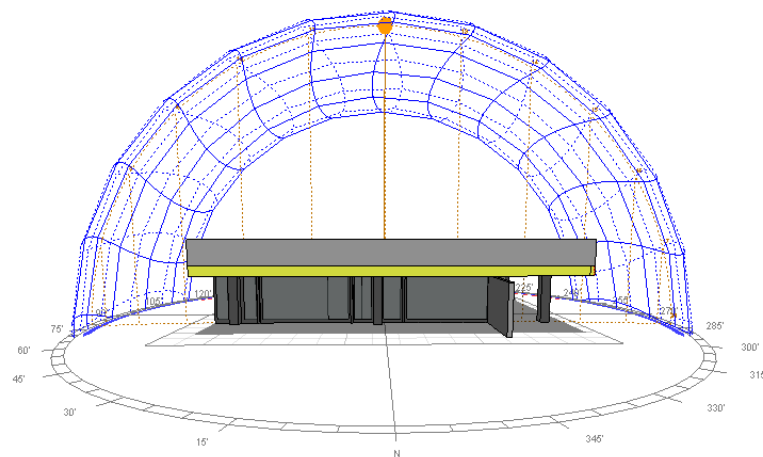
Fuente: autor.

3.4.3 Ganancia de radiación a través de vidrios

Para analizar la incidencia de radiación a través de los vidrios, se realizó la modelación arquitectónica de la cámara ambiental con la implementación del software Ecotect Analysis, en el cual se puede ver el comportamiento del azimuth y la elevación del sol en cualquier hora del día durante todos los meses del año.

Por lo que este software nos permite variar la posición del sol a cualquier hora y día del año, ya que se puede visualizar de manera real la incidencia de la radiación solar sobre la edificación

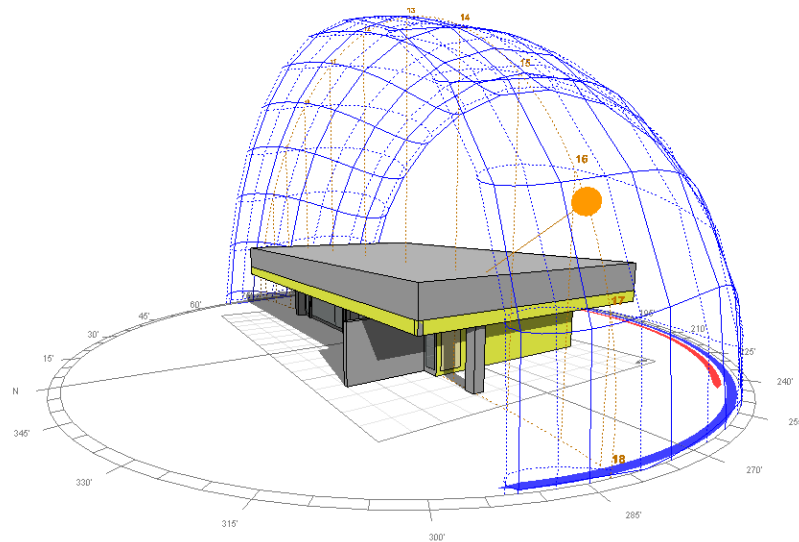
Figura 21. Modelación de la cámara ambiental, hora solar 12:00 PM.



Fuente: autor.

En la Figura 21 se observa que las ventanas ubicadas hacia el norte no hay irradiación solar, por lo tanto siempre permanece en sombra. También se pudo conocer que la ganancia de calor por radiación sólo se presentaba en las ventanas ubicadas hacia el oeste. La cámara ambiental está diseñada con elementos de sombra vertical y horizontal que sirven como sistemas de protección solar.

Figura 22. Vista de las ventanas ubicadas hacia el oeste y su máscara de sombra



Fuente: autor.

3.4.4 Ganancia de calor por radiación a través de paredes.

Del análisis del literal anterior encontramos que las paredes Este y Sur durante todo el año permanecen en sombra, en consecuencia no son relevantes para el cálculo de la carga térmica. Por lo tanto, sólo se usará la pared oeste, ya que es la única que durante todo el año se encuentran expuestas a los rayos del sol directamente.

Figura 23. Ganancia de calor interno sensible.

GANANCIA DE CALOR POR RADIACION A TRAVÉS DE VIDRIOS							
NUMERO DE VENTANAS		PESO DE SUPERFICIE DE SUELO		Anterior Guardar Siguiente			
2		100 lb/ft ²					
VENTANA 1							
DISPOSICION DE LA VENTANA							
AREA TOTAL	% AREA SOMBREADA	ORIENTACION	☒ VIDRIO DESCUBIERTO ☐ CON ELEMENTO DE SOMBRA INTERIOR ☐ CON ELEMENTO DE SOMBRA EXTERIOR		COEFICIENTE "U"	TIPO DE VIDRIO	MARCO DE VENTANA
7 ft ²	20 %	N			31 Btu/hr·ft ²		METALICO
						Calcular	297,18 Btu/hr
VENTANA 2							
DISPOSICION DE LA VENTANA							
AREA TOTAL	% AREA SOMBREADA	ORIENTACION	☒ VIDRIO DESCUBIERTO ☐ CON ELEMENTO DE SOMBRA INTERIOR ☐ CON ELEMENTO DE SOMBRA EXTERIOR		COEFICIENTE "U"	TIPO DE VIDRIO	MARCO DE VENTANA
7 ft ²	20 %	0			148 Btu/hr·ft ²		METALICO
						Calcular	635,02 Btu/hr

Fuente: Autor.

3.4.5 Ganancia de calor a través de paredes.

La pared ubicada hacia el oeste es la única pared que presenta incidencia del sol durante todo el año, ya que los elementos de sombra en la edificación generar la suficiente sombra como para que la mayoría de las paredes permanezcan en sombra durante todo el año.

Figura 24. Ganancia de calor interno sensible

GANANCIA DE CALOR POR RADIACION A TRAVÉS DE PAREDES							
NUMERO DE PAREDES		Anterior Guardar Siguiente					
1							
PARED 1							
AREA TOTAL	% AREA SOMBREADA	PESO	COLOR DE LA PARED	ORIENTACION	TIPO DE MURO	COEFICIENTE "U"	Calcular
54 ft ²	60 %	100 lb/ft ²	MEDIO	0	MAMPOSTERIA	0,41 Btu/hr·ft ²	3,78 Btu/hr

Fuente: Autor.

3.4.6 Ganancias de calor interno sensible

Dentro de la cámara ambiental, se estableció que habitualmente permanecerán siete personas, con un grado de actividad física de trabajo ligero. También dentro del cuarto permanecerán un computador, una fotocopidora, una cafetera, seis microscopios y un enfriador de agua. Cabe mencionar que existen dos bancos de

pruebas para ductos y ventiladores, cada uno utiliza un motor eléctrico de 0,5 HP. La potencia total en Watts de iluminación es de 576W.

Figura 25. Ganancias de calor interno sensible.

Calor Interno Sensible

Anterior Guardar Siguiente

PERSONAS

NUMERO DE PERSONAS FACTOR DE DIVERSIDAD **0.75 HASTA 0.90**

GRADO DE ACTIVIDAD OFICINAS

Sentados trabajo ligero **Calcular** Btu/hr

LUCES

POTENCIA TOTAL EN WATT FACTOR DE DIVERSIDAD **0.70 HASTA 0.85**

OFICINAS

TIPO DE LUZ **FLUORESCENTE** **Calcular** Btu/hr

EQUIPOS DE POTENCIA

Adicionar Motor HP Cantidad de motores Eficiencia del motor % Posición del aparato y el motor con respecto al local **Motor y Maquina Impulsada en el INTERIOR** **Calcular Motor**

Potencia [HP]	Eficiencia Motor	Posicion	Cantidad	Resultado
0.5	72	Motor y Maquina Impulsada en el INTERIOR	2	3534.72

Resultado Motor **Eliminar Motor**

Calcular total

Carga Total motores Btu/hr

OTRAS APLICACIONES

Nuevo **Seleccionar aplicacion** Cantidad Equipos Resultado Equipos Btu/hr

EQUIPO	CALOR SENSIBLE	CANTIDAD	RESULTADO
Cafetera, 3 galones	2550	1	2550
Fotocopiadora	3000	1	3000
Microscopio	606	6	3636

Actualizar **Calcular**

Eliminar Aplicacion **Carga Total debido a las aplicaciones** Btu/hr

Fuente: Autor.

3.4.7 Ganancia de calor latente

Las fuentes de calor latente al interior del cuarto provienen de la energía necesaria que tiene que tener una sustancia para cambiar de fase. Por tanto, las fuentes de calor latente son las provenientes de personas, infiltraciones de aire exterior y cafeteras. Para calcular la cantidad de infiltraciones de aire, se realizó una investigación previa sobre de la rosa de los vientos para la ciudad de Cali, donde se

encontró que el valor de la velocidad del viento para la zona en la cual está ubicado la cámara ambiental es de 3,1 m/seg. Con este valor y el área de la rendija de mayor área se estimó el caudal de aire infiltrado (Tabla 4).

Tabla 4. Cálculo de valores de infiltración en CFM.

V[m/s]	I	a	A[m ²]	Q=VA [m ³ /s]	Q=VA [CFM]
3,1	0,54	0,0422	0,022788	0,0706428	100

Fuente: Autor.

A continuación se mostrará la carga térmica latente resultante.

Figura 26. Carga térmica latente debido a los equipos al interior del cuarto

Calor Interno Sensible

Anterior Guardar Siguiente

PERSONAS

NUMERO DE PERSONAS: 7 FACTOR DE DIVERSIDAD: 0,75 HASTA 0,90

GRADO DE ACTIVIDAD: Sentados trabajo ligero 230 OFICINAS: 0,75 Calcular 1207,5 Btu/hr

LUCES

POTENCIA TOTAL EN WATT: 576 FACTOR DE DIVERSIDAD: 0,70 HASTA 0,85

TIPO DE LUZ: FLUORESCENTE OFICINAS: 0,70 Calcular 1713,6 Btu/hr

EQUIPOS DE POTENCIA

Adicionar Motor Potencia del motor: 0,5 HP Cantidad de motores: 2 Eficiencia del motor: 72 % Posición del aparato y el motor con respecto al local: Motor y Maquina Impulsada en el INTERIOR Calcular Motor

Potencia [HP]	Eficiencia Motor	Posicion	Cantidad	Resultado
0,5	72	Motor y Maquina Impulsada en el INTERIOR	2	3534,72

Resultado Motor: 3534,72 Eliminar Motor

Calcular total Carga Total motores: 3534,72 Btu/hr

OTRAS APLICACIONES

Nuevo Seleccionar aplicacion Cantidad Equipos: 1 Resultado Equipos: 2550 Btu/hr

EQUIPO	CALOR SENSIBLE	CANTIDAD	RESULTADO
Cafetera, 3 galones	2550	1	2550
Cafetera, 3 galones	2550	1	3000
Microscopio	606	6	3636

Actualizar Calcular Eliminar Aplicacion Carga Total debido a las aplicaciones: 10676 Btu/hr

Fuente: Autor.

3.4.8 Calor sensible y latente debido a la renovación de aire.

Para calcular la ganancia de calor latente y sensible debido a la renovación del aire, se debe encontrar primero la cantidad de renovaciones de aire exterior, que debe tener el cuarto a climatizar para que se garantice una buena calidad del aire al

interior del cuarto. Para ello se encontró en la norma ASHRAE 62-2001 que el valor recomendado de renovaciones por hora para un laboratorio

Tabla 5. Renovaciones de aire por hora para un laboratorio.

CFM/persona	10
CFM/ft²	0,18

Fuente: Autor.

Por lo tanto se calcularon 124 CFM de aire exterior que deben de ingresar al cuarto para que se pueda tener una buena condición de aire. Este valor es el resultado del producto entre las 7 personas que habitualmente van a estar en el interior del cuarto y el valor de 10 que proviene de la norma ASHRAE 62-2001, más 300 ft^2 por la constante 0,18.

A continuación en la Figura 27, se muestran los valores de carga latente y sensible debido a la renovación de aire exterior.

Figura 27. Calor sensible y latente debido a la renovación de aire

GANANCIA DE CALOR DEBIDO A LA RENOVACION DE AIRE

Anterior Guardar Siguiente

CALOR SENSIBLE Y LATENTE DEBIDO A LA RENOVACION DE AIRE

DIFERENCIAL DE TEMPERATURA °F DIFERENCIAL DE HUMEDAD ABSOLUTA Gr/lb

Presione este botón y seleccione una aplicación

CAUDAL DE AIRE EXTERIOR

CFM

CALCULAR

GANANCIA DE CALOR SENSIBLE DEBIDO A LA RENOVACION DE AIRE Btu/h

GANANCIA DE CALOR LATENTE DEBIDO A LA RENOVACION DE AIRE Btu/h

Fuente: Autor.

3.4.9 Resultados

La carga térmica total de la cámara ambiental es de 39799,61 BTU/H o 3,31TR.

Figura 28. Carga térmica total de la cámara ambiental.

RESULTADOS							
NOMBRE DEL PROYECTO		CONDICIONES INTERIORES			CONDICIONES EXTERIORES		
Cámara ambiental		TEMPERATURA	HUMEDAD ABSOLUTA	HUMEDAD RELATIVA	TEMPERATURA	HUMEDAD ABSOLUTA	HUMEDAD RELATIVA
		73.4 °F	69.72 G/Lb	50 %	88 °F	171.57 G/Lb	75 %
GANANCIAS		CARGAS SENSIBLES			CARGAS LATENTES		
CARGAS EXTERIORES	Ventanas	922.2	-BTU/h-				
	Paredes	3.78	-BTU/h-				
	Techos	116.02	-BTU/h-				
	Conduccion	1722.61	-BTU/h-				
CARGAS INTERIORES	Personas	1207.5	-BTU/h-		Personas	997.5	-BTU/h-
	Luces	1713.6	-BTU/h-		Infiltraciones	6925.8	-BTU/h-
	Equipos Potencia	3534.72	-BTU/h-		vapores	0	-BTU/h-
	Aplicaciones	10676	-BTU/h-		Aplicaciones	880	-BTU/h-
SUBTOTAL 1	CARGA SENSIBLE EN EL CUARTO (RSH)	19896.43	-BTU/h-		CARGA LATENTE EN EL CUARTO (RLH)	8803.3	-BTU/h-
AIRE EXTERIOR	CALOR SENSIBLE DEBIDO A RENOVACION DE AIRE (QASH)	1955.23	-BTU/h-		CALOR LATENTE DEBIDO A RENOVACION DE AIRE (QALH)	9587.99	-BTU/h-
INSTALACION	UMA	179.07	-BTU/h-				
	DUCTOS	377.59	-BTU/h-				
SUBTOTAL 2	CALOR SENSIBLE TOTAL (TSH)	22408.32	-BTU/h-		CALOR LATENTE TOTAL (TLH)	17391.29	-BTU/h-
GANANCIA TOTAL DE CALOR EN EL LOCAL (GTH)		39799.61	-BTU/h-				
Imprimir Reporte		Anterior		Resultado en Kilocalorias		Resultado Sistema Internacional	

Fuente: Autor.

Como podemos observar la carga térmica total al interior del cuarto es de 39799,61 BTU/h.

4 PSICROMETRÍA.

4.1.1 INTRODUCCIÓN.

En la sección anterior se calculó la carga térmica total al interior del cuarto. Por consiguiente en esta sección se determinarán los parámetros psicrométricos relacionados con la instalación del aire acondicionado solar, también se iniciará con el estudio del diagrama psicrométrico, así como la terminología relacionada con el acondicionamiento del aire al interior del cuarto.

La Psicrometría: es una rama de la ciencia dedicada al estudio de las propiedades termodinámicas del aire húmedo y al efecto de la humedad atmosférica en los materiales y en el confort humano [25].

4.1.2 PARÁMETROS FUNDAMENTALES.

Aire húmedo: El aire seco mezclado con el vapor de agua, constituye el aire húmedo. Para una temperatura determinada el aire no admite más vapor de agua. En este caso decimos que el aire está saturado.

Temperatura de bulbo seco: Es la temperatura que muestra un termómetro ordinario.

Temperatura de bulbo húmedo: Es la temperatura que indica un termómetro cuyo bulbo está cubierto por una mecha húmeda y expuesta a una corriente de aire. Si el aire no está saturado, la temperatura de bulbo húmedo es menor a la temperatura de bulbo seco.

Humedad relativa (H): Es la relación entre la presión de vapor de agua P_w contenido en el aire, y la presión del vapor de saturación P_{ws} a la misma temperatura es decir.

$$h = \frac{P_w}{P_{ws}} \quad [5]$$

Humedad absoluta (W): Es la relación entre la masa de vapor contenida en el aire y la masa de aire seco, se expresa en kg_v/kg_a .

$$W = \frac{m_w}{m_a} \quad [6]$$

4.1.3 CALOR GENERADO POR EL CUERPO HUMANO

La energía necesaria para que el cuerpo humano funcione se extrae mediante ciertas reacciones químicas que, generalmente, consisten en quemar grasas y otras sustancias de reserva. Ahora bien, la cantidad de calor es proporcional a la cantidad de trabajo realizado y si hay más producción de calor, también será mayor la cantidad de calor residual que deberá eliminarse. También influye el tamaño del cuerpo; en general se considera que el calor depende del peso del individuo, estableciéndose una relación lineal para comparar unos con otros [26].

Para estudiar el calor corporal o metabólico suelen emplearse métodos directos o indirectos. Los primeros consisten en situar al individuo en una cámara calorimétrica herméticamente cerrada y medir el aumento de temperatura que se produce [26]. Si lo hacemos así veremos que el calor corporal producido depende de los siguientes factores:

- Sexo (Hombre o Mujer).
- Actividad desarrollada (sentado, andando, corriendo).
- Tamaño.

Es evidente que el calor generado debe emplearse en la producción de trabajo y el resto debe ser eliminado; si no ocurre así el efecto sería desastroso: aumentaría la temperatura interna. La eficiencia del cuerpo humano como “máquina” es pequeña, se deduce que casi todo el calor producido debe ser eliminado [26].

En la Tabla 6 se presentan los valores del calor producido por el cuerpo humano en diferentes actividades, por lo que será de gran utilidad a la hora de realizar cálculos en instalaciones de climatización.

Tabla 6. Calor producido por el cuerpo humano.

Clase de trabajo	Actividad	Calor por unidad de tiempo (W)
Ligero	Durmiendo	73
	Sentado	116
	Sentado con movimiento	161
Moderado	Sentado con movimiento	176
	Trabajo ligero	176
Pesado	Trabajo de pico y pala	513

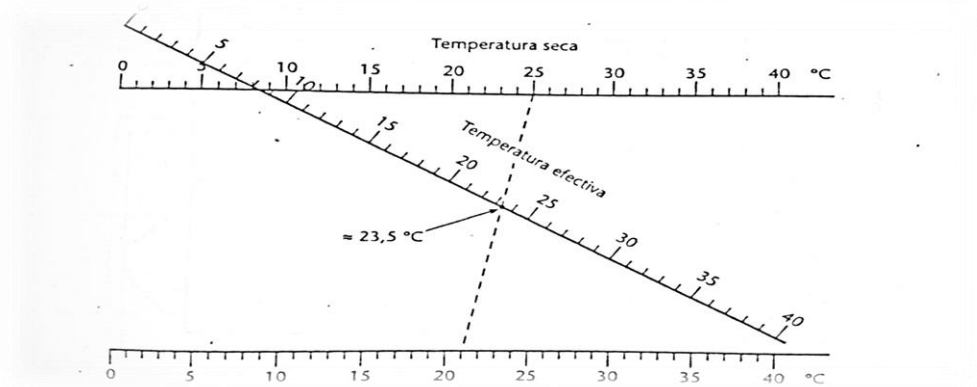
Fuente: Manual del aire acondicionado, Barcelona 2009.

4.1.4 TEMPERATURA EFECTIVA

Para conseguir un estado de confort y bienestar es necesario regular, por lo menos, dos variables: la temperatura y la humedad. La idea es mantener en una cámara amplia, perfectamente acondicionada, a una persona que realiza una determinada actividad. La cámara se mantiene a una temperatura y humedad constantes. Si la reacción de la persona es positiva se consideran aquellas condiciones de confort. Si es negativa, será preciso variar la temperatura y la humedad. Ahora bien, se trata de dos factores, la temperatura y la humedad; si intentamos condensarlos en uno sólo podemos emplear el concepto de temperatura efectiva, TE, que definiremos como un índice que expresa el efecto compuesto de la temperatura del aire y la humedad relativa sobre el cuerpo. Pueden emplearse ábacos o gráficos para determinar la temperatura efectiva (Figura 29). La temperatura seca es la que leemos en un termómetro normal, la temperatura húmeda es la que leemos en un

termómetro que tiene bulbo cubierto con grasa o algodón humedecidos con agua. Si el aire está saturado con agua la medida de los dos es la misma. A medida que el aire tenga menos vapor de agua la lectura del termómetro húmedo ira disminuyendo. Así pues, la temperatura es un índice de la humedad [27].

Figura 29. Ábaco para obtener la temperatura efectiva.

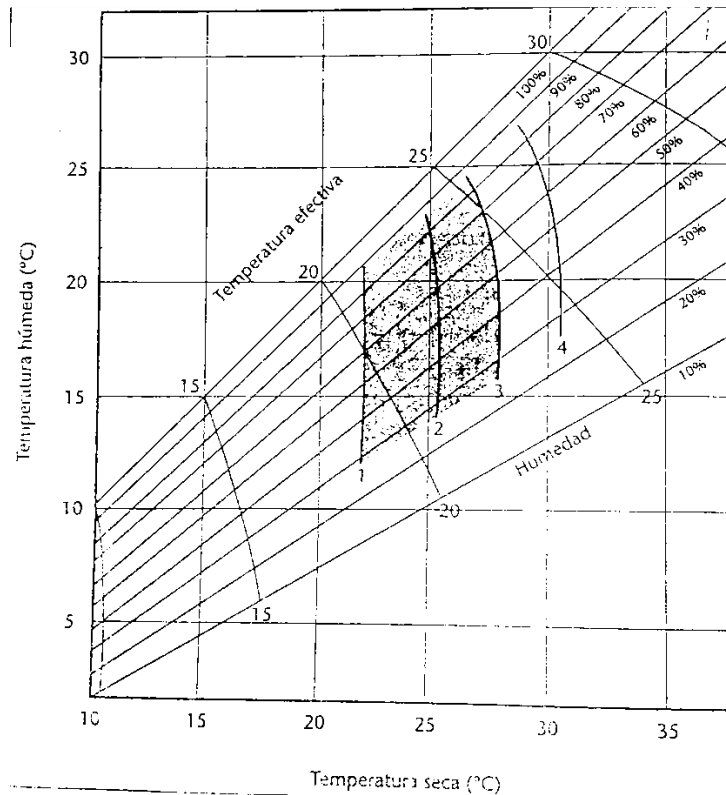


Fuente: Manual del aire acondicionado, Barcelona 2009.

4.1.5 CONFORT

El confort se determina experimentalmente sometiendo a una serie de sujetos a diferentes condiciones. El resultado se recoge en gráficos. Estos gráficos se llaman diagramas de confort. No existe un modelo único, sino varios que recogen experiencias realizadas por diversos laboratorios o países. Uno de los más utilizados es el confeccionado por ASHRAE (*American Society of Heating and Air Conditioning Engineers*), Figura 30.

Figura 30. Carta de confort de ASHRAE



Fuente: ASHRAE. Handbook. Fundamentals. New York: McGraw-Hill 1990.

En el eje horizontal hay temperaturas seca y en el eje vertical temperatura húmeda. Las líneas inclinadas de abajo hacia arriba son indicativas de distintos grados de humedad relativa. Las líneas inclinadas que cortan a éstas a 15, 20, 23 y 30 °C son las de la temperatura efectiva. El significado de las líneas 1, 2, 3, y 4 es: 1 ligeramente fresco, 2 confortable, 3 ligeramente caluroso y 4 caluroso [27].

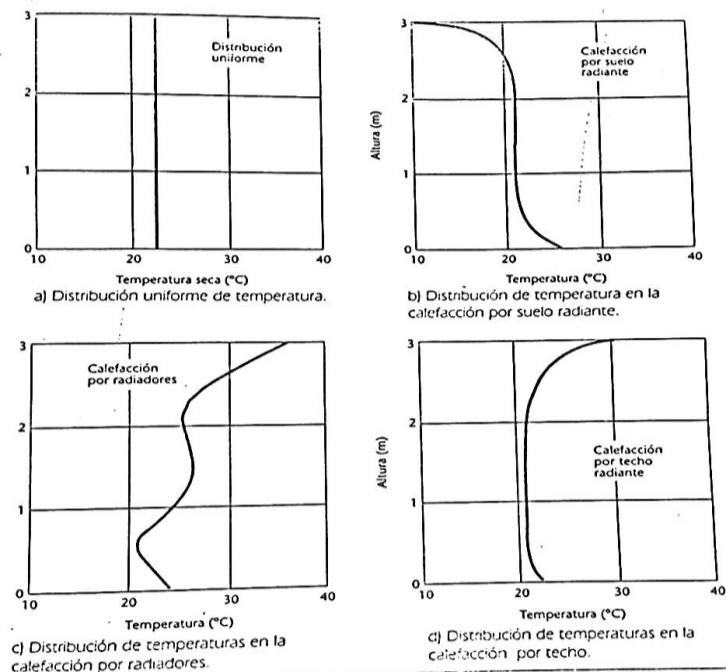
En el presente trabajo de grado se trabajara en la zona de confort con condiciones de 23°C y 50% de humedad del aire al interior del cuarto a climatizar.

4.1.6 DISTRIBUCIÓN DE LA TEMPERATURA

En una habitación acondicionada, la distribución de temperaturas no es uniforme. En general, dependerá del tipo de calefacción o refrigeración empleado. Este fenómeno es más acusado en el caso de la calefacción; la temperatura no es la misma a medida que vamos subiendo.

En la Figura 31 se muestra la distribución ideal de temperatura, es decir, la misma temperatura a cualquier altura del suelo.

Figura 31. Distintas distribuciones de temperatura en locales calefactados.



Fuente: Manual del aire acondicionado, Barcelona 2009.

Desde el punto de vista del confort, lo óptimo será tener un recinto a una temperatura lo más constante posible, como mínimo, conseguir que no haya mucha diferencia entre la temperatura a nivel de la cabeza y la temperatura a nivel de los pies. Así evitamos la molesta sensación de pies fríos o cabeza caldeada [28].

4.2 CÁLCULOS PSICROMÉTRICOS

Haciendo uso de los conceptos de la sección anterior podemos dar inicio al cálculo psicrométrico del ciclo de aire al interior del cuarto a climatizar.

En la Tabla 8 se presentan, los parámetros que intervienen en el análisis psicrométrico.

Tabla 7. Nomenclatura de los parámetros que intervienen en el análisis Psicrométrico.

NOMENCLATURA			
Trm [°F]	Temperatura del aire al interior del cuarto	$\dot{m}_{SSA}$ [cfm]	Caudal debido a la carga sensible
Wrm [Gr/lba]	Humedad absoluta del aire a interior del cuarto	$\dot{m}_{LSA}$ [cfm]	Caudal debido a la carga latente
Hrm [%]	Humedad relativa del aire al interior del cuarto	OA [cfm]	Caudal de renovación de aire exterior
TOA [°F]	Temperatura del aire exterior	Wm [kg/kg]	Humedad absoluta de la mezcla
WOA [Gr/lba]	Humedad absoluta del aire exterior	Wrm [kg/kg]	Humedad absoluta del aire al interior del cuarto
Hroa [%]	Humedad relativa del aire exterior	Wsa [kg/kg]	Humedad absoluta del aire de suministro
qsr [Btu/h]	Calor sensible al interior del cuarto	Wadp [kg/kg]	Humedad absoluta del aparato
qlr [Btu/h]	Calor latente al interior del cuarto	Tadp [°F]	Temperatura del aparato
qsoa [Btu/h]	Calor sensible del aire exterior	Tsa [°F]	Temperatura del aire a la salida del aparato
qloa [Btu/h]	Calor latente del aire exterior	Tm [°F]	Temperatura de la mezcla
qst [Btu/h]	Calor total sensible	BF	Factor de bypass
qlt [Btu/h]	Calor total latente	RSHF	Factor de calor sensible
qt [Btu/h]	Calor total al interior del cuarto	GSHF	Factor de calor sensible total
NR	Potencia frigorífica	ESHF	Factor de calor sensible efectivo

Fuente: autor.

4.2.1 CONDICIONES DEL AIRE EN EL EXTERIOR E INTERIOR DEL LOCAL

Como se pudo apreciar en el capítulo 4 en la sección 4.3.1, el valor de temperatura máxima y humedad relativa del aire exterior para la ciudad de Santiago de Cali son las siguientes:

Tabla 8. Condiciones de aire Exterior.

$T_{OA} [^{\circ}F]$	$Hr_{OA} [\%]$	$W_{OA} [Gr/lba]$
88	75	171,57

Fuente: Autor.

Para hallar la humedad absoluta se usó la carta psicométrica de Santiago de Cali con una presión de 90,25kPa. De igual manera, para encontrar las condiciones de aire interior, se usó como referencia la norma ASHRAE para confort humano como se mostró en la sección 4.5.6., que para garantizar una condición de confort, el aire debe tener una temperatura de 23°C y 50% de humedad relativa.

Tabla 9. Condiciones de aire interior.

$T_{OA} [^{\circ}F]$	$Hr_{OA} [\%]$	$W_{OA} [Gr/lba]$
73,4	50	69,72

Fuente: Autor.

4.2.2 CÁLCULO DE FACTORES DE CARGA SENSIBLE.

Para calcular los factores de carga sensible, se usará los resultados del cálculo de la carga térmica visto en la sección 4.4.9. Los valores se muestran en la Tabla 11.

Tabla 10. Cargas sensibles y latentes.

ROOM		AIRE EXTERIOR		TOTAL	
q_{sr} [btu/hr]	q_{Lr} [[btu/hr]	q_{soa} [btu/hr]	q_{Loa} [btu/hr]	q_{St} [btu/hr]	q_{Lt} [btu/hr]
19896,43	8803,30	1655,64	7272,09	21572,62	13720,62

Fuente: Autor.

Haciendo uso de estos valores se calcularon los factores de carga sensible, usando las siguientes ecuaciones.

$$RSHF = \frac{q_{sr}}{q_{sr} + q_{Lr}} \quad (7)$$

$$GSHF = \frac{q_{st}}{q_{st} + q_{Lt}} \quad (8)$$

$$ESHF = \frac{q_{sr} + BF(q_{soa})}{q_{sr} + BF(q_{soa}) + q_{Lr} + BF(q_{Loa})} \quad (9)$$

Los valores calculados fueron consignados en la Tabla 12.

Tabla 11. Valores de factor de carga sensible.

FACTORES DE CARGA SENSIBLES	
RSHF	0,69
GSHF	0,55
ESHF	0,67

Fuente: Autor.

Haciendo uso de los valores de factor de carga sensible y la carta psicrometría para la ciudad de Santiago de Cali, se encontraron las temperaturas, entalpías y humedades absolutas para cada parte del ciclo de aire del sistema de climatización.

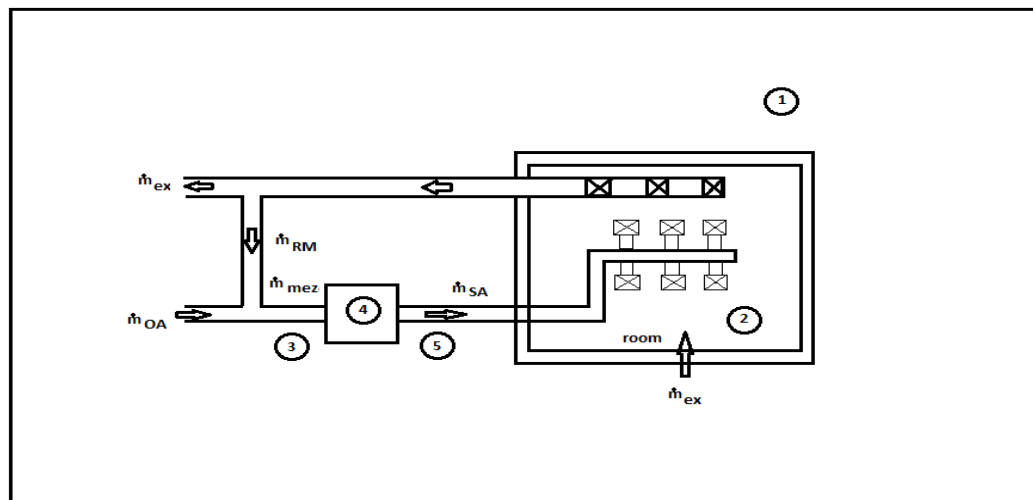
4.2.3 CICLO DE AIRE DE CLIMATIZACIÓN

En los lugares donde se requiere aire a baja temperatura, el método más empleado consiste en mezclar aire exterior con aire procedente del cuarto a climatizar, este aire es enfriado en la unidad de tratamiento de aire y se envía al cuarto en condición de confort.

Los flujos de aire en cada parte del ciclo, tendrán las propiedades referenciadas con los sub índices 1, 2, 3, 4 y 5. Cada uno representa un estado de aire húmedo y de temperatura que corresponde a un punto en el diagrama psicrométrico.

En la Figura 32, se muestra el ciclo de aire a utilizar para el desarrollo del trabajo de grado.

Figura 32. Esquema del ciclo de aire

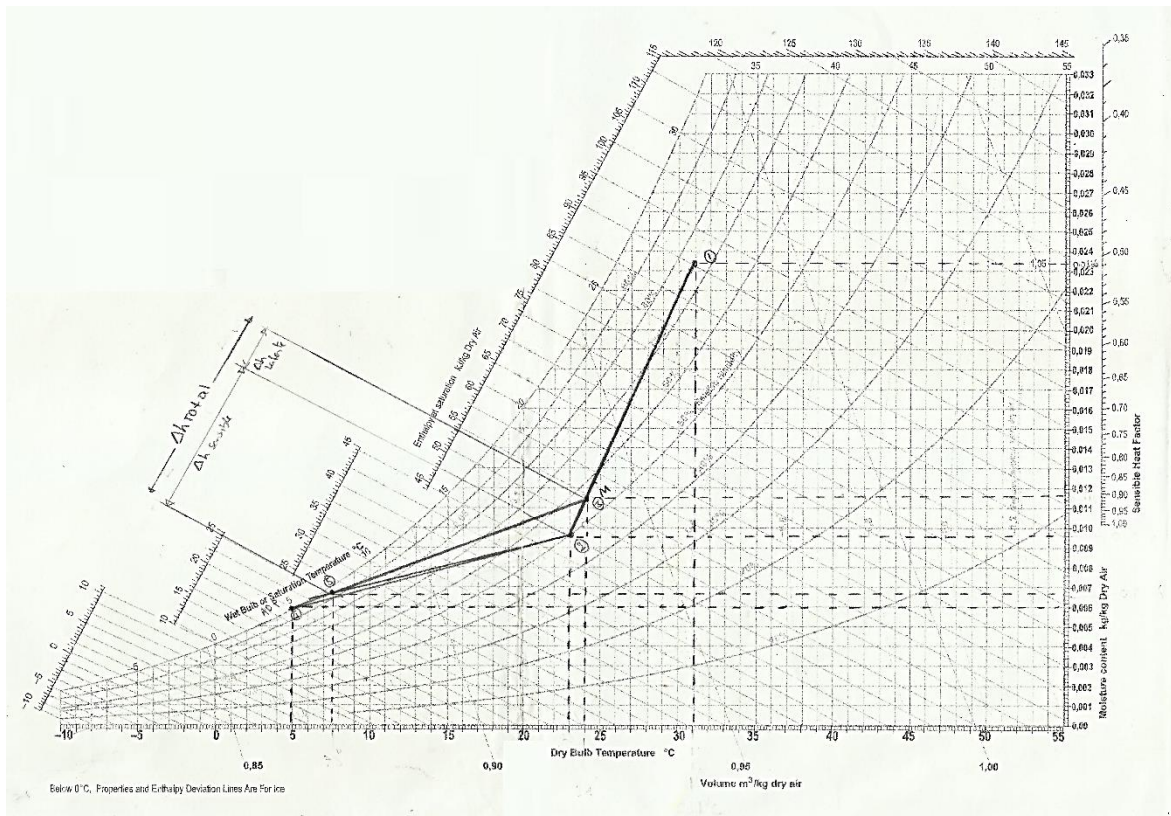


Fuente: Autor.

4.2.4 GRÁFICA DEL CICLO DE AIRE EN EL DIAGRAMA PSICROMÉTRICO.

Para hallar las propiedades termodinámicas del aire en cada parte del ciclo de aire, se usó el diagrama psicrométrico para la ciudad de Santiago de Cali con presión atmosférica de 90,25KPa. Inicialmente se ubicaron en la carta Psicométrica los puntos 1 y 2 que corresponden a las condiciones de aire exterior e interior del cuarto a climatizar. Posteriormente se usaron los factores de carga sensible calculados en la sección 4.5.9, para encontrar las propiedades termodinámicas de la mezcla de las dos corrientes de aire provenientes del exterior e interior del cuarto (punto 3), el punto de rocío de la batería (ADP, punto 4) y la condiciones del aire a la salida de la batería (punto 5).

Figura 33. Diagrama Psicométrico para la ciudad de Santiago de Cali.



Fuente: software PsychTool.

4.2.5 OBTENCIÓN DE TEMPERATURAS Y HUMEDADES ABSOLUTAS DEL CICLO DE AIRE

Del gráfico anterior se obtuvieron las temperaturas para cada punto del ciclo de aire. Éstas se consignaron en la Tabla 34.

Tabla 34. Temperaturas del aire.

Temperatura	[°F]	[°C]
T_{adp}	41	5
T_{sa}	45,14	7,3
T_m	75,2	24
T_{rm}	73,4	23
T_{oa}	88	31,1

Fuente: Autor.

De igual manera se obtuvieron las humedades absolutas.

HUMEDAD ABSOLUTA	[kg H ₂ O/kg aire]
W_{oa}	0,0236
W_m	0,0116
W_{rm}	0,0096
W_{sa}	0,0066
W_{adp}	0,006

Fuente: Autor.

4.2.6 CÁLCULO DEL CAUDAL DE AIRE DE SUMINISTRO.

Para encontrar el caudal de aire frío que debe ser suministrado por la unidad de tratamiento de aire al interior del cuarto a climatizar. Se deben de comparar los valores de los caudales obtenidos debido a la carga latente y sensible. Según las siguientes ecuaciones para la condición de la presión atmosférica de la ciudad de Santiago de Cali:

$$\dot{m}_{S,SA} = \frac{q_{ST}}{0,9*(T_m - T_{SA})} = 797 \text{ CFM} = 397 \text{ L/s} \quad (10)$$

$$\dot{m}_{L,SA} = \frac{q_{LT}}{4840*(W_m - W_{SA})} = 567 \text{ CFM} = 267 \text{ L/s} \quad (11)$$

Teniendo como resultado qué para la carga sensible, el caudal de aire de suministro es mayor que el caudal debido a la carga latente.

$$\dot{m}_{S,SA} > \dot{m}_{L,SA} \quad (12)$$

Se escoge por lo tanto como valor de diseño para la selección de la unidad de tratamiento de aire y diseño de los ductos el valor de 797 CFM.

4.2.7 CÁLCULO DE CAUDAL Y PORCENTAJE DE AIRE EXTERIOR

Para calcular el caudal de aire exterior, se tomaron como referencia los valores las tasas mínimas de renovaciones de aire por persona y por pies cúbicos de área a climatizar. De antemano se definieron que al interior del cuarto, la máxima cantidad de personas que permanecerán por un periodo de tiempo considerable es de siete personas. El área del cuarto es aproximadamente de 300 ft².

Tabla 12. Caudal y porcentaje de aire exterior.

CFM/persona	10
CFM/ft^2	0,18
OA [CFM]	124
OA [L/seg]	58,5
%OA	16%

Nota: los valores de cfm, fueron sacados de: ASHRAE Standard "Ventilation for Acceptable Indoor Air Quality" 62-2001.

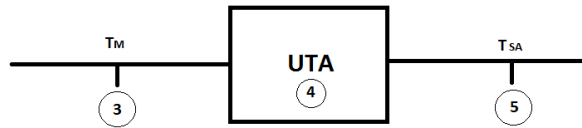
El caudal de aire exterior es de 124 CFM que representa el 16% del caudal total que ingresa en el laboratorio. Además el caudal de aire viciado expulsado de laboratorio es equivalente al aire exterior entrante. Por lo tanto el caudal que debe de retornar a la unidad de tratamiento de aire, debe ser el 84% del caudal de suministro con un valor de 669,48CFM.

4.2.8 CÁLCULO DE LA POTENCIA FRIGORÍFICA DE LA UNIDAD DE TRATAMIENTO DE AIRE.

Se calculó la potencia frigorífica de la unidad de tratamiento de aire, haciendo balance de energía alrededor de ésta. Para ello se usaron las entalpías correspondientes a los puntos tres y cinco en el diagrama psicométrico visto en la sección 4.5.11.

$$\text{Con } h_3 = 57 \frac{\text{Kg}}{\text{Kg aire seco}}, \quad h_5 = 24,5 \frac{\text{Kg}}{\text{Kg aire seco}} \text{ y } \dot{m}_{S,SA} = 669,48 \text{ CFM} = 1137,45 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}.$$

Figura 35. Balance de energía en la UTA.



Fuente: Autor.

Se usó la siguiente ecuación

$$N_R = 0,33 \dot{m}_{S,SA} (h_3 - h_5)$$

$$N_R = 12199W = 3,31 \text{ TR.}$$

El factor 0,33 sale de considerar la densidad del aire estándar.

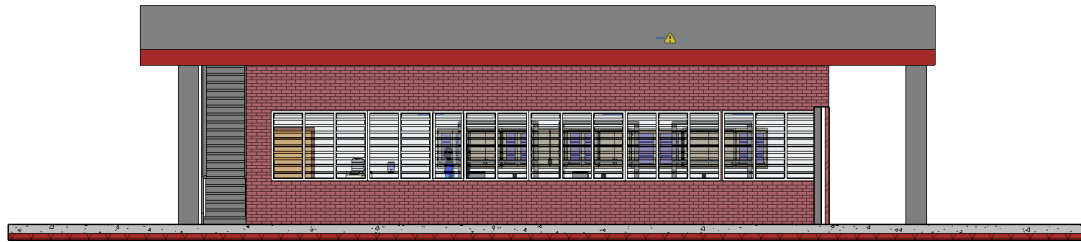
4.3 CÁLCULO DE DUCTOS

Para diseñar y calcular el sistema de ductos del laboratorio a climatizar, se utilizó el software AUTODESK REVIT con licencia estudiantil, como herramienta para realizar el modelo simplificado del laboratorio.

En primer lugar hizo una visita al laboratorio, donde se realizó el levantamiento del plano arquitectónico. Luego se obtuvo un modelo CAD, donde están las características más importantes del laboratorio.

En la Figura 37, se muestra en detalle el modelo 3D del laboratorio a climatizar, donde se encontrará el diseño y la instalación de los ductos de climatización del laboratorio.

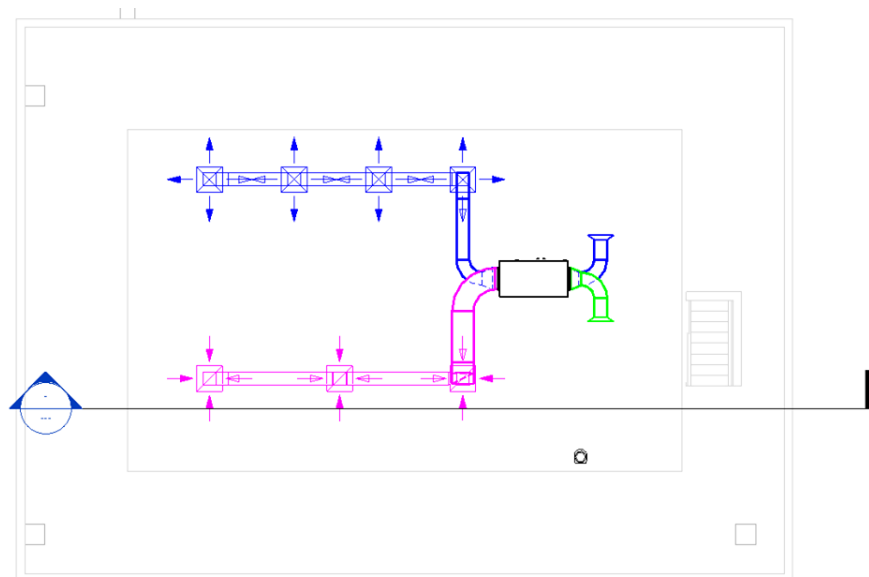
Figura 36. Modelo simplificado del laboratorio del edificio 341 de la Universidad del Valle.



Fuente: Autor.

En segundo lugar, ya con el modelo realizado se ubicaron las rejillas de succión (color verde) y de suministro (color azul).

Figura 37. Ubicación de las rejillas de succión y suministro.



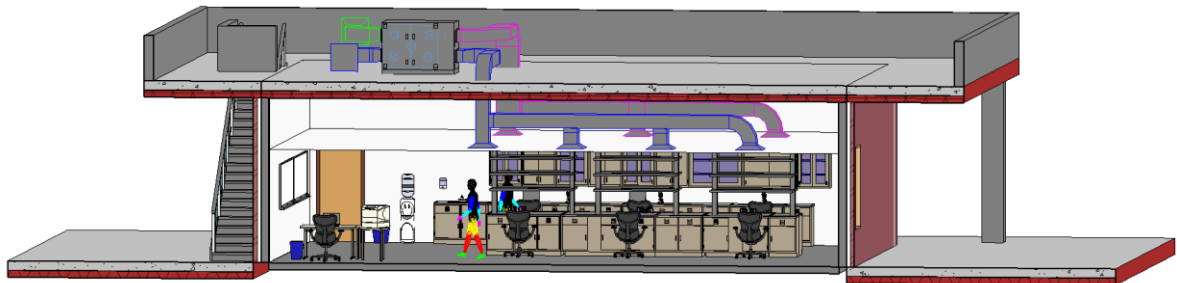
Fuente: Autor.

Finalmente se hizo la siguiente configuración de ductos para rejillas de 300 X 300 mm de sección cuadrada con relación de forma de uno. Cabe mencionar que se debe de introducir como parámetro inicial, el flujo de aire calculado en la sección 4.5.13 con valor de 376 L/s, en la salida de la unidad de tratamiento de aire. También por principio de continuidad, los valores de flujo de aire a la salida de las rejillas de suministro se parametrizaron con un valor de 94 L/s.

Los ductos de retorno se parametrizaron con un caudal de 316 L/s que representa el 84% del total del caudal de suministro, se implementaron dos rejillas de 300X300 mm con un valor de 158 L/s de succión cada una.

En la Figura 38, se especifica de manera más detallada la instalación diseñada para el sistema de ductos del laboratorio.

Figura 38. Vista de corte frontal del sistema de ductos.



Fuente: Autor.

El resultado del análisis de pérdida de presión en los ductos de suministro se muestra en la Tabla 14. Estos valores fueron hallados haciendo uso del módulo de cálculo de ductos del Software Autodesk Revit. El cual permite obtener las zonas en donde se presenta la mayor pérdida de carga por fricción, con lo cual lo convierte en una herramienta fundamental en el diseño y optimización de ductos.

Tabla 13. Cálculos de pérdida de presión en ductos de suministro

Sección	Elemento	Flujo	Tamaño	Velocidad	Presión de velocidad	Longitud	Coefficiente de pérdida	Fricción	Pérdida de presión total	Pérdida de presión en la sección
1	Conducto	94.0 L/s	300x300	1.0 m/s	-	1.38 m	-	0.06 Pa/m	0.1 Pa	14.8 Pa
	Uniones	94.0 L/s	-	1.0 m/s	0.7 Pa	-	1.15	-	0.8 Pa	
	Terminal de aire	94.0 L/s	-	-	-	-	-	-	14.0 Pa	
2	Conducto	188.0 L/s	300x300	2.1 m/s	-	1.98 m	-	0.20 Pa/m	0.4 Pa	0.4 Pa
	Uniones	282.0 L/s	300x300	3.1 m/s	-	1.72 m	-	0.42 Pa/m	0.7 Pa	
3	Conducto	282.0 L/s	-	3.1 m/s	5.9 Pa	-	0	-	0.0 Pa	0.7 Pa
	Uniones	376.0 L/s	300x300	4.2 m/s	-	2.26 m	-	0.70 Pa/m	1.6 Pa	
4	Conducto	376.0 L/s	-	4.2 m/s	10.5 Pa	-	2.3	-	24.1 Pa	25.7 Pa
	Uniones	376.0 L/s	500x250	3.0 m/s	-	0.18 m	-	0.34 Pa/m	0.1 Pa	
5	Conducto	376.0 L/s	-	3.0 m/s	5.4 Pa	-	0	-	0.0 Pa	0.1 Pa
	Equipos	376.0 L/s	-	-	-	-	-	-	0.0 Pa	
6	Conducto	94.0 L/s	300x300	1.0 m/s	-	0.25 m	-	0.06 Pa/m	0.0 Pa	14.0 Pa
	Uniones	94.0 L/s	-	1.0 m/s	0.7 Pa	-	0	-	0.0 Pa	
	Terminal de aire	94.0 L/s	-	-	-	-	-	-	14.0 Pa	
7	Conducto	94.0 L/s	300x300	1.0 m/s	-	0.25 m	-	0.06 Pa/m	0.0 Pa	14.0 Pa
	Uniones	94.0 L/s	-	1.0 m/s	0.7 Pa	-	0	-	0.0 Pa	
	Terminal de aire	94.0 L/s	-	-	-	-	-	-	14.0 Pa	
8	Conducto	94.0 L/s	300x300	1.0 m/s	-	0.50 m	-	0.06 Pa/m	0.0 Pa	14.0 Pa
	Terminal de aire	94.0 L/s	-	-	-	-	-	-	14.0 Pa	

Ruta crítica : 5-4-3-2-1 ; Pérdida de presión total : 41.8 Pa

Fuente: Autodesk Revit.

Teniendo como resultado un valor de 41,8Pa de pérdida de carga debido a la fricción del aire de suministro con la superficie del ducto. También en las siguientes tablas, se presentan los coeficientes de pérdida de carga en uniones y accesorios de ducto, dado por la norma ASHRAE que está implícita en el software.

Tabla 14. Cálculos del coeficiente de pérdida en uniones y accesorios en ductos de suministro.

Información detallada sobre el segmento recto por secciones								
Sección	ID de elemento	Flujo	Tamaño	Velocidad	Presión de velocidad	Longitud	Pérdida de presión	Pérdida de presión total
1	1043039	94.0 L/s	300x300	1.0 m/s	0.7 Pa	0.05 m	0.0 Pa	0.1 Pa
	1043053	94.0 L/s	300x300	1.0 m/s	0.7 Pa	1.53 m	0.1 Pa	
2	1043053	188.0 L/s	300x300	2.1 m/s	2.6 Pa	1.98 m	0.4 Pa	0.4 Pa
	1043053	282.0 L/s	300x300	3.1 m/s	5.9 Pa	1.72 m	0.7 Pa	
3	1043715	376.0 L/s	300x300	4.2 m/s	10.5 Pa	0.83 m	0.6 Pa	1.6 Pa
	1043716	376.0 L/s	300x300	4.2 m/s	10.5 Pa	1.43 m	1.0 Pa	
4	1043717	376.0 L/s	500x250	3.0 m/s	5.4 Pa	0.18 m	0.1 Pa	0.1 Pa
	1043045	94.0 L/s	300x300	1.0 m/s	0.7 Pa	0.25 m	0.0 Pa	
5	1043051	94.0 L/s	300x300	1.0 m/s	0.7 Pa	0.25 m	0.0 Pa	0.0 Pa
	1043715	94.0 L/s	300x300	1.0 m/s	0.7 Pa	0.50 m	0.0 Pa	
Resumen del coeficiente de pérdida en uniones y accesorios por secciones								
Sección	ID de elemento	Método de pérdida	Tabla ASHRAE	Coefficiente de pérdida	Pérdida de presión	Pérdida de presión total		
1	1043914	Coefficiente de tabla ASHRAE	SR3-1	1.15	0.8 Pa	0.8 Pa		
	1043917	Coefficiente de tabla ASHRAE	-	0	0.0 Pa			
3	1043716	Coefficiente de tabla ASHRAE	SR3-1	1.15	12.1 Pa	12.1 Pa		
	1043721	Coefficiente de tabla ASHRAE	SR3-1	1.15	12.1 Pa			
4	1043722	Coefficiente de tabla ASHRAE	SR4-2	0	0.0 Pa	0.0 Pa		
	1043722	Coefficiente de tabla ASHRAE	SR4-2	0	0.0 Pa			
5	1043063	Coefficiente de tabla ASHRAE	-	0	0.0 Pa	0.0 Pa		
	1043065	Coefficiente de tabla ASHRAE	-	0	0.0 Pa			

Fuente: Autodesk Revit.

En los ductos de retorno los cálculos de la pérdida de presión total causada por la fricción están en la Tabla 16. El valor de perdida de carga total es de 27.8Pa.

Tabla 15. Cálculos de pérdida de presión en ductos de retorno.

Sección	Elemento	Flujo	Tamaño	Velocidad	Presión de velocidad	Longitud	Coefficiente de pérdida	Fricción	Pérdida de presión total	Pérdida de presión en la sección
1	Conducto	52.7 L/s	300x300	0.6 m/s	-	2.47 m	-	0.02 Pa/m	0.1 Pa	-
	Uniones	52.7 L/s	-	0.6 m/s	0.2 Pa	-	1.15	-	0.2 Pa	14.3 Pa
	Terminal de aire	52.7 L/s	-	-	-	-	-	-	14.0 Pa	-
2	Conducto	105.4 L/s	300x300	1.2 m/s	-	2.38 m	-	0.07 Pa/m	0.2 Pa	-
	Uniones	105.4 L/s	-	1.2 m/s	0.8 Pa	-	0	-	0.0 Pa	0.2 Pa
	Uniones	105.4 L/s	-	0.0 m/s	1.2 Pa	-	0	-	0.0 Pa	0.0 Pa
4	Conducto	158.1 L/s	500x250	1.3 m/s	-	2.51 m	-	0.07 Pa/m	0.2 Pa	-
	Uniones	158.1 L/s	-	1.3 m/s	1.0 Pa	-	2.306667	-	2.2 Pa	2.4 Pa
	Equipos	158.1 L/s	-	-	-	-	-	-	0.0 Pa	-
5	Conducto	52.7 L/s	300x300	0.6 m/s	-	0.32 m	-	0.02 Pa/m	0.0 Pa	-
	Uniones	52.7 L/s	-	0.6 m/s	0.2 Pa	-	0	-	0.0 Pa	14.0 Pa
	Terminal de aire	52.7 L/s	-	-	-	-	-	-	14.0 Pa	-
6	Conducto	52.7 L/s	300x300	0.6 m/s	-	0.08 m	-	0.02 Pa/m	0.0 Pa	-
	Uniones	52.7 L/s	-	0.6 m/s	0.2 Pa	-	0.88	-	0.2 Pa	14.2 Pa
	Terminal de aire	52.7 L/s	-	-	-	-	-	-	14.0 Pa	-
7	Uniones	52.7 L/s	-	0.0 m/s	0.1 Pa	-	0	-	0.0 Pa	0.0 Pa

Ruta crítica : 1-2-3-4 ; Pérdida de presión total : 16.9 Pa

Fuente: Autodesk Revit.

Teniendo como resultado un valor de 16,9Pa de pérdida de carga debido a la fricción del aire de suministro con la superficie del ducto. Los coeficientes de pérdida de carga para las uniones y accesorios de los ductos de retorno de aire se presentan en la Tabla 17.

Tabla 16. Cálculos del coeficiente de pérdida en uniones y accesorios en ductos de retorno.

Información detallada sobre el segmento recto por secciones								
Sección	ID de elemento	Flujo	Tamaño	Velocidad	Presión de velocidad	Longitud	Pérdida de presión	Pérdida de presión total
1	1043087	52.7 L/s	300x300	0.6 m/s	0.2 Pa	2.42 m	0.1 Pa	0.1 Pa
	1043093	52.7 L/s	300x300	0.6 m/s	0.2 Pa	0.09 m	0.0 Pa	0.0 Pa
2	1043101	105.4 L/s	300x300	1.2 m/s	0.8 Pa	2.38 m	0.2 Pa	0.2 Pa
	1044511	158.1 L/s	500x250	1.3 m/s	1.0 Pa	1.18 m	0.1 Pa	-
4	1044512	158.1 L/s	500x250	1.3 m/s	1.0 Pa	1.21 m	0.1 Pa	0.2 Pa
	1044513	158.1 L/s	500x250	1.3 m/s	1.0 Pa	0.12 m	0.0 Pa	-
5	1043099	52.7 L/s	300x300	0.6 m/s	0.2 Pa	0.32 m	0.0 Pa	0.0 Pa
	1044182	52.7 L/s	300x300	0.6 m/s	0.2 Pa	0.08 m	0.0 Pa	0.0 Pa

Resumen del coeficiente de pérdida en uniones y accesorios por secciones						
Sección	ID de elemento	Método de pérdida	Tabla ASHRAE	Coefficiente de pérdida	Pérdida de presión	Pérdida de presión total
1	1043110	Coefficiente de tabla ASHRAE	ER5-4	0	0.0 Pa	-
	1043112	Coefficiente de tabla ASHRAE	ER3-1	1.15	0.2 Pa	0.2 Pa
	1043110	Coefficiente de tabla ASHRAE	ER5-4	0	0.0 Pa	-
2	1044488	Coefficiente de tabla ASHRAE	ER4-2	0	0.0 Pa	0.0 Pa
	1044181	Coefficiente de tabla ASHRAE	ER5-1	0	0.0 Pa	-
3	1044488	Coefficiente de tabla ASHRAE	ER4-2	0	0.0 Pa	-
	1044181	Coefficiente de tabla ASHRAE	ER5-1	0	0.0 Pa	-
4	1044514	Coefficiente de tabla ASHRAE	ER3-1	1.066667	1.0 Pa	2.2 Pa
	1044517	Coefficiente de tabla ASHRAE	ER3-1	1.24	1.2 Pa	-
	1043110	Coefficiente de tabla ASHRAE	ER5-4	0	0.0 Pa	0.0 Pa
6	1044487	Coefficiente de tabla ASHRAE	ER4-2	0.88	0.2 Pa	0.2 Pa
	1044181	Coefficiente de tabla ASHRAE	ER5-1	0	0.0 Pa	-
7	1044487	Coefficiente de tabla ASHRAE	ER4-2	0	0.0 Pa	0.0 Pa

Fuente: Autodesk Revit.

CAPÍTULO III: DISEÑO Y DIMENSIONAMIENTO DE LA MÁQUINA DE ABSORCIÓN.

5 PARÁMETROS DE DISEÑO PARA DETERMINAR EL REQUERIMIENTO TÉRMICO DEL SISTEMA DE ABSORCIÓN.

5.1 CAPACIDAD DE LA UNIDAD

El sistema de refrigeración por absorción se diseñó con una capacidad de 39799,61 BTU/h (11658 W); este valor se halló haciendo el cálculo de la carga térmica al interior del laboratorio como se mostró en la sección 4.4.9. , con lo cual se satisface el requerimiento de refrigeración.

5.2 PARÁMETROS DE FUNCIONAMIENTO

5.2.1 EVAPORADOR (Fluido de trabajo - amoníaco puro).

La temperatura del evaporador corresponderá a la temperatura encontrada en la sección 4.6.5 del análisis psicométrico del ciclo de aire.

Tabla 17. Propiedades del amoníaco en saturación a $T = 41^{\circ}\text{F}$.

T	PRESIÓN		ENTALPÍA	
	°F	Psia	Psig	
			liquido hf	Vapor hg (hd)
			[Btu/Lbm]	[Btu/Lbm]
41	73,21	60,1	87,9	623,2

Fuente: Autor.

A continuación se muestran los parámetros iniciales con los cuales se calculará el evaporador.

$$T_{adp} = T_e = 41^{\circ}\text{F} (5^{\circ}\text{C}).$$

$$P_e = 73,21 \text{ Psi.}$$

$$H_a = 623,2 \text{ Btu/Lbm.}$$

$$H_b = 130.6 \text{ Btu/Lbm.}$$

5.2.2 CONDENSADOR (Fluido de trabajo – amoníaco puro).

Para calcular el condensador se define inicialmente su temperatura de funcionamiento, ésta corresponderá a la temperatura de aire ambiente con un valor de $T_c = 26^{\circ}\text{C}$, es decir que el amoníaco puro que pasa a través del condensador debe llegar a temperatura ambiente. En la Tabla 19 se muestran los valores extraídos de la tabla de propiedades termodinámicas del amoníaco en saturación (anexos).

Tabla 18. Propiedades del amoníaco en saturación a $T = 88^{\circ}\text{F}$.

Tc [°C]	Tc [°F]	Pc[psi]	Hc [Btu/lbm NH3]	Hb[Btu/lbm NH3]
31,1	88	173,23	141,2	631,8

Por lo tanto sus parámetros de diseño del condensador son los siguientes:

$$T_c = 88^{\circ}\text{F} (31,1^{\circ}\text{C}).$$

$$P_c = 173,23 \text{ Psi.}$$

$$H_c = 141,2 \text{ Btu/Lbm.}$$

$$H_b = 631,8 \text{ Btu/Lbm.}$$

5.2.3 GENERADOR (Fluido de trabajo – mezcla binaria amoníaco – agua).

Para el generador tenemos que éste se encuentra en la parte del ciclo de alta presión, por lo que la presión que hay en el condensador debe de ser igual a la del generador. La temperatura del generador, se define partiendo del hecho de que un sistema de captadores solares de tubos de vacío HEAT PIPE, tiene la capacidad de elevar la temperatura de su fluido de trabajo hasta alcanzar los 130°C en condiciones normales de operación. Por lo tanto en secciones posteriores se desarrollan los cálculos de balance de materia y energía, donde se propone que el sistema de tubos de vacío, entregue directamente al generador el calor captado mediante tuberías al interior de dicho generador.

Dado que el generador se encuentra en la zona de alta presión, la presión del generador debe de ser igual a la del condensador.

$$P_G = P_c = 173,23 \text{ Psi}$$

$$T_G = 130 \text{ }^{\circ}\text{C} (266 \text{ }^{\circ}\text{F}).$$

5.2.4 ABSORBEDOR (Fluido de trabajo – mezcla binaria amoníaco – agua).

El absorbedor se encuentra en la zona de baja presión; la presión del absorbedor es igual a la del evaporador. La temperatura a la cual debe permanecer la mezcla binaria en el absorbedor es de 31,1°C que correspondería a la temperatura ambiente máxima de la ciudad de Santiago de Cali.

$$P_A = P_E = 73,21 \text{ Psi.}$$

$$T_A = 31,1^{\circ}\text{C}.$$

5.3 CONCENTRACIÓN DE AMONÍACO EN LA SOLUCIÓN.

En esta sección se calculara el flujo másico, porcentaje de flujo de mezcla binaria y balance total de calor en cada uno de los componentes de la máquina de absorción. Para ello se hace uso del DIAGRAMA ENTALPÍA-CONCENTRACIÓN PARA EL SISTEMA AMONÍACO-AGUA (anexo). Los estados de referencia son: agua a 0° C (32 °F) y amoníaco líquido a 4,5 °C (-40 °F); la presión en el evaporador es igual a la presión en el absorbedor, la presión en el generador es igual a la presión en el condensador.

5.4 CÁLCULO DE FLUJO Y CONCENTRACIÓN DE AMONÍACO DE A TRAVÉS DEL EVAPORADOR.

Para hallar el flujo másico que pasa a través del evaporador se debe hacer un balance de energía.

$$q_e[BTU/hr] = m_{NH_3}(h_a - h_d) \quad (13)$$

Donde.

$$q_e = 39799,61 \text{ BTU/h} = 11658 \text{ W.}$$

$$h_a = 623,2 \text{ BTU/lbm}$$

$$h_d = 130,6 \text{ BTU/lbm}$$

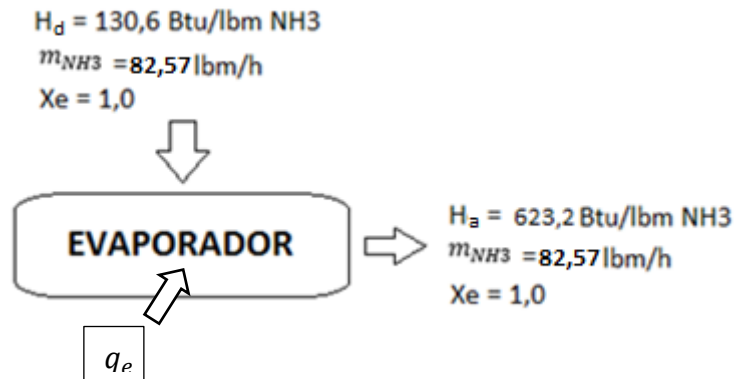
Despejando el flujo másico.

$$m_{NH_3} = \frac{q_e}{h_a - h_d} \quad (14)$$

$$m_{NH_3} = m_e = 82,57 \text{ lbm/h.}$$

De lo anterior tenemos como resultado:

Figura 39. Balance de energía en evaporador.



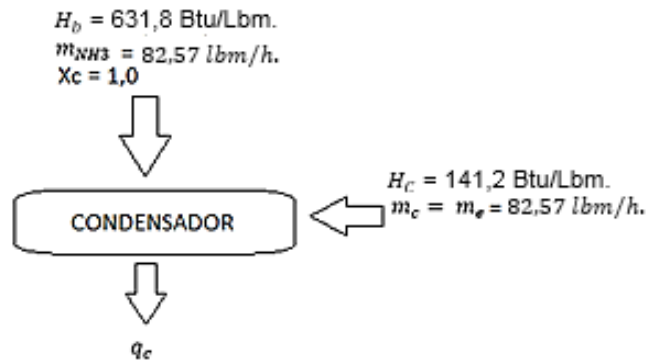
Fuente: Autor.

Por tanto el peso del amoníaco en la solución es igual a la unidad, lo que representa que en el evaporador, el flujo de amoníaco se compone de 100% de amoníaco (NH₃) puro.

5.5 CÁLCULO DE FLUJO Y CONCENTRACIÓN DE AMONÍACO A TRAVÉS DEL CONDENSADOR.

El flujo de amoníaco que pasa a través del evaporador, debe de ser igual al flujo de amoníaco que pasa a través del condensador por principio de continuidad.

Figura 40. Balance de materia en el condensador.



Fuente: Autor.

Con lo cual la concentración de amoníaco en la solución es del 100%.

5.5.1 CÁLCULO DE FLUJO DE CALOR EN EL CONDENSADOR

Con el valor de flujo de amoníaco que pasa a través del condensador, previamente calculado se estimará el flujo de calor que sale del condensador.

$$q_c [BTU/hr] = m_c(h_c - h_b) \quad (15)$$

$$q_c = -40510 \frac{BTU}{h} = -11872W$$

5.6 CÁLCULO DE FLUJO Y CONCENTRACIÓN DE AMONÍACO DE A TRAVÉS DEL ABSORBEDOR.

Para calcular la solución concentrada que va hacia el generador y la solución débil proveniente del generador, se debe hacer uso del diagrama entalpía - concentración para el sistema amoníaco – agua.

Inicialmente se ubicaron las condiciones de presión y temperatura en el diagrama. Posteriormente con estos valores se encontró el porcentaje de peso de amoníaco en la solución para cada componente del sistema de absorción.

A continuación se presentan los valores obtenidos:

GENERADOR:

- $P_G = P_c = 173,23 \text{ Psi}$
- $T_G = 130 \text{ }^{\circ}\text{C} (266 \text{ }^{\circ}\text{F})$.
- $x_G = 0,2 \text{ Lbm NH}_3/\text{Lbm solución}$.
- $H_G = 205 \text{ Btu/Lbm Solución}$.
- $m_G = \dot{?}$.

ABSORBEDOR:

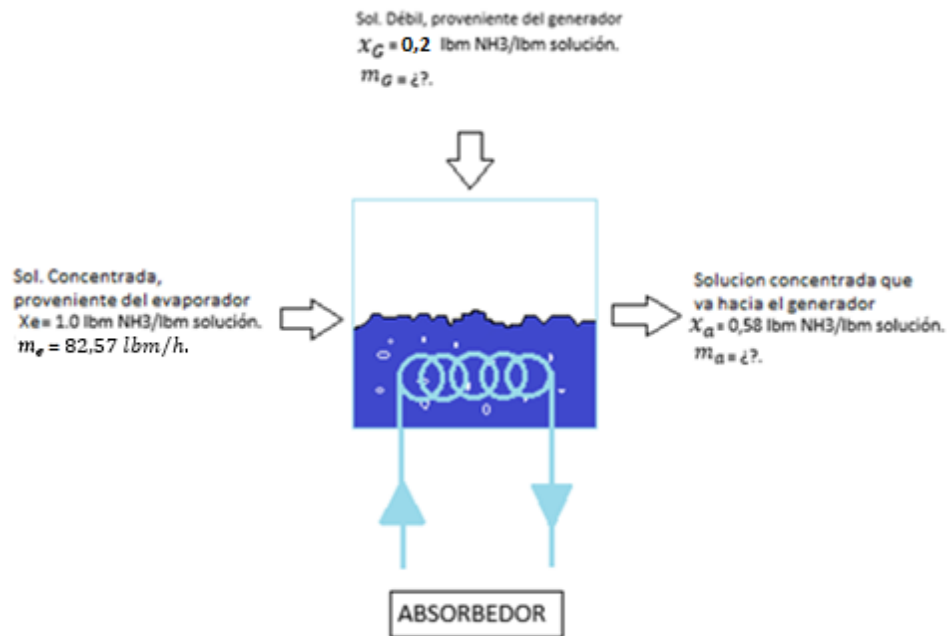
- $P_A = P_E = 73,2 \text{ Psi}$.
- $T_A = 31,1^{\circ}\text{C}$
- $x_a = 0,58 \text{ Lbm NH}_3/\text{Lbm solución}$.
- $H_{ab} = -21,4 \text{ Btu/Lbm Solución}$.
- $m_a = \dot{?}$.

EVAPORADOR:

- $P_e = 73,2 \text{ Psi}$.
- $T_{adp} = T_e = 41^{\circ}\text{F} (5^{\circ}\text{C})$.
- $X_e = 1,0 \text{ Lbm NH}_3/\text{Lbm solución}$.
- $H_a = 623,2 \text{ Btu/Lbm}$.
- $m_e = 82,57 \text{ Lbm NH}_3/\text{Lbm solución}$.

Debido a que surgieron como incógnitas los flujos másicos que pasan a través del evaporador y el generador, se realizó un balance de masa en el absorbedor como se muestra a continuación:

Figura 41. Balance de masa en el absorbedor.



Fuente: Autor.

5.6.1 BALANCE DE MASA EN EL ABSORBEDOR:

$$\begin{cases} m_G + m_e = m_a & (16) \end{cases}$$

$$\begin{cases} m_G x_G + m_e x_e = m_a x_a & (17) \end{cases}$$

Al resolver el sistema de ecuaciones lineales se obtiene que:

$$m_G = 91,26 \text{ lbm mezcla /h.}$$

$$m_a = 173,83 \text{ lbm mezcla /h.}$$

5.6.2 BALANCE DE ENERGÍA EN EL ABSORBEDOR:

Con los flujos másicos obtenidos en la sección anterior, se tiene que para encontrar el flujo de energía que se necesita sacar del absorbedor, para que exista miscibilidad entre el agua y el amoníaco, se debe de hacer un balance de energía en el absorbedor haciendo uso de la primera ley de la termodinámica.

$$m_g H_G + m_e H_a = m_a H_{ab} + Q_a \quad (18)$$

Despejando obtenemos:

$$Q_a = m_g H_G + m_e H_a - m_a H_{ab} \quad (19)$$

Reemplazando:

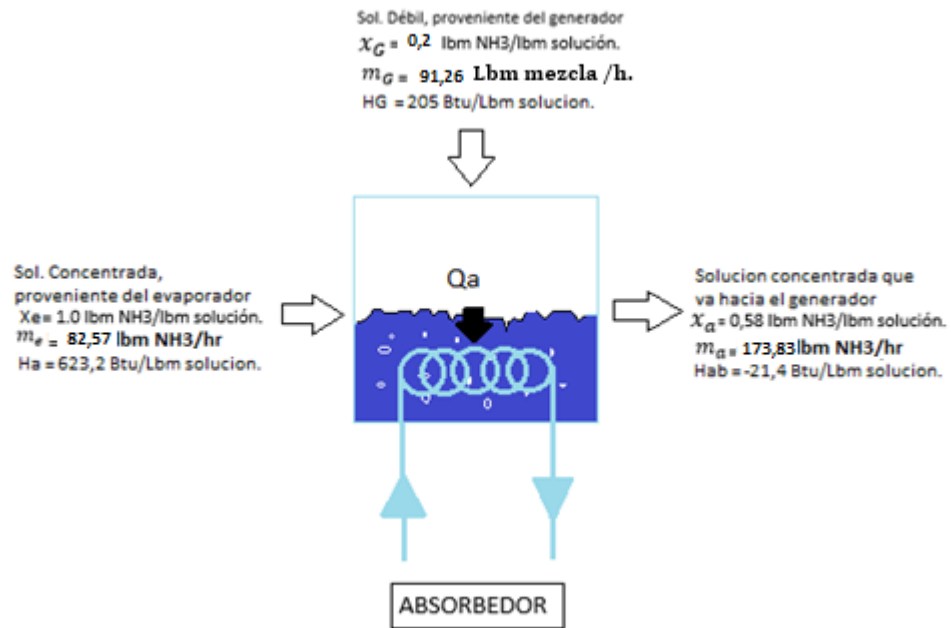
$$Q_a = 91,26 \left(\frac{Lbm}{h} \right) * 205 \left(\frac{Btu}{Lbm} \right) + 82,57 Lbm \left(\frac{NH_3}{Lbm} \right) * 623,2 \left(\frac{Btu}{Lbm} \right) - 173,83 \left(\frac{lbm}{h} \right) * \left(-21,4 \left(\frac{Btu}{Lbm} \right) \right)$$

$$Q_a = 73887,0 \text{ Btu/h} = 21656 \text{ W}$$

Este valor representa el flujo de calor que hay que extraer del absorbedor, para que exista miscibilidad entre el amoníaco y el agua. Con lo cual podemos transportar facilmente la mezcla binaria hacia el generador.

En la Figura 42, se muestran los resultados de los estados termodinámicos de los flujos que interactúan con el absorbedor.

Figura 42. Balance de energía en el absorbedor.



Fuente: Autor.

5.7 CÁLCULO DE FLUJO Y CONCENTRACIÓN DE AMONÍACO DE A TRAVÉS DEL GENERADOR.

Aplicando la primera ley de la termodinámica en el generador tenemos que:

$$m_e H_a + m_G H_G = m_a H_{ab} + Q_G \quad (20)$$

Despejando Q_G :

$$Q_G = m_e H_a + m_G H_G - m_a H_{ab} \quad (21)$$

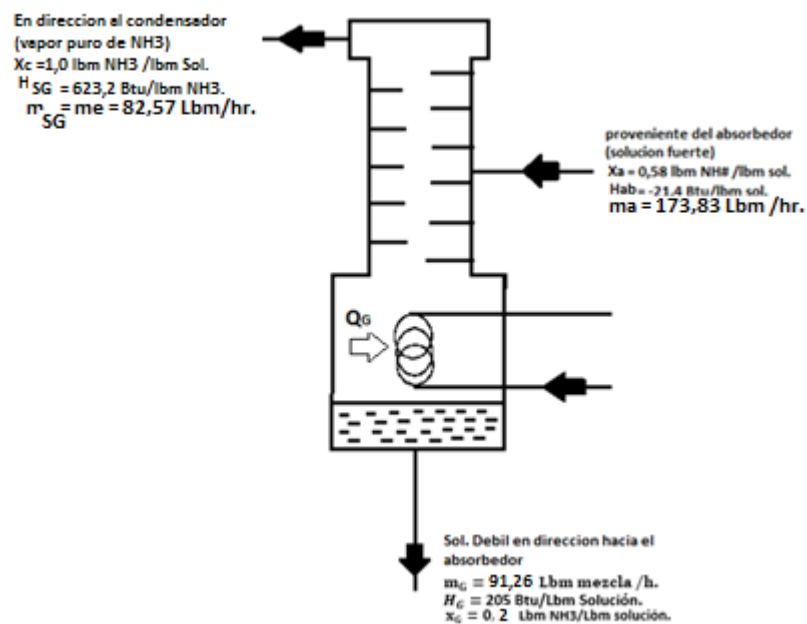
Reemplazando valores:

$$Q_G = 82,57 \left(\frac{\text{Lbm}}{h} \right) * \left(623,2 \left(\frac{\text{Btu}}{\text{Lbm}} \right) \right) + 91,26 \left(\frac{\text{Lbm}}{h} \right) * \left(205 \left(\frac{\text{Btu}}{\text{Lbm}} \right) \right) - 173,83 \left(\frac{\text{Lbm}}{h} \right) * (-21,4) \left(\frac{\text{Btu}}{\text{Lbm}} \right)$$

Obtenemos Q_G :

$$Q_G = 74597 \text{ (Btu/h)} = 21864,9 \text{ W}$$

Figura 43. Balance de energía en el generador.



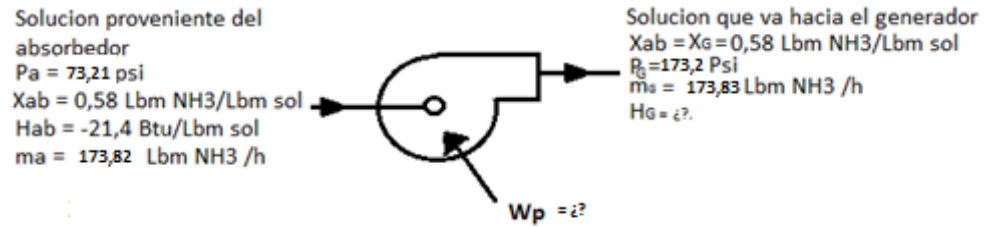
Fuente: Autor.

5.8 CÁLCULO DEL TRABAJO Y LA POTENCIA DE LA BOMBA.

A continuación se calculará el trabajo y la potencia de la bomba centrífuga, que moverá la mezcla binaria en todo el sistema de absorción. En la Figura 44 se

muestra las propiedades termodinámicas de la mezcla binaria antes y después de entrar en la bomba.

Figura 44. Bomba centrífuga del sistema de absorción.



Fuente: Autor.

Para encontrar la entalpia a la salida de la bomba se tiene las siguientes ecuaciones:

$$h_G = h_{ab} + \frac{(P_G - P_A)v_{ab}}{778} \quad (22)$$

$$v_{ab} = (1 - X_{ab})v_{H_2O} + (0,85)x_{ab}v_{NH_3} \quad (23)$$

$$HP = \frac{\dot{m}_a(h_G - h_{ab})}{42,4\eta_m} \quad (24)$$

$$\eta_m = 0,75 \text{ Eficiencia de un motor eléctrico.}$$

Donde:

Los volúmenes específicos del H_2O y NH_3 a la temperatura del líquido a la salida del absorbedor fueron, hallados usando las tablas de las propiedades termodinámicas del agua y el amoníaco en saturación.

$$v_{H_2O} = 0,01607 \frac{ft^3}{lb}$$

$$v_{NH_3} = \frac{1}{37,51} \frac{lb}{ft^3}$$

Reemplazando:

$$v_{ab} = (1 - 0,58)(0,01607 \frac{ft^3}{lb}) + (0,85)(0,58) \left(\frac{1}{37,51} \frac{lb}{ft^3} \right)$$

$$v_{ab} = 0,019893 \frac{ft^3}{lb}$$

$$h_G = -21,4 + \frac{(99,9)(144)(0,019893)}{778} = -21,03 \frac{Btu}{lbm}$$

Por lo tanto:

$$HP = \frac{(173,83) \left(\frac{1}{60} \right) (-21, -(-21,4))}{42,4(0,75)} = 0,024 \text{ hp} = 0,02 \text{ KW}$$

5.9 BALANCE DE TOTAL DE ENERGÍA

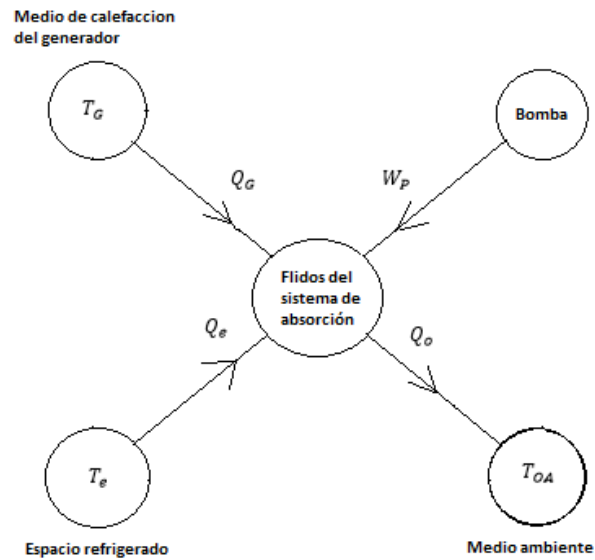
En un sistema de absorción la entrada de energía externa al sistema ocurre a través del generador, el evaporador y la bomba, de igual manera la salida de energía del sistema se da en el absorbedor y el condensador. El trabajo de la bomba es despreciable

.

$$Q_A + Q_C = Q_G + Q_E \quad (25)$$

En la Figura 45, se muestra el balance de energía para un sistema de absorción de manera esquemática.

Figura 45. Transferencias externas de energía en un sistema por absorción.



Fuente: Therlkel, Ingeniería del ámbito térmico.

Por tanto se satisface el balance de energía total del sistema.

$$73887 \left(\frac{\text{Btu}}{\text{h}} \right) + 40510 \left(\frac{\text{Btu}}{\text{h}} \right) = 74597 \left(\frac{\text{Btu}}{\text{h}} \right) + 39799,61 \left(\frac{\text{Btu}}{\text{h}} \right)$$

$$114397 \frac{\text{Btu}}{\text{h}} = 114397 \frac{\text{Btu}}{\text{h}}$$

Cabe resaltar que los requerimientos energéticos del sistema de absorción son notablemente menores a los de un sistema de compresión mecánica convencional.

5.10 COEFICIENTE DE RENDIMIENTO DE LA MÁQUINA DE ABSORCIÓN

El coeficiente de rendimiento de un sistema de absorción, es el cociente entre la energía necesaria que gasta el sistema para sacar el calor del fluido refrigerante y la energía necesaria que hay que suministrarle al sistema.

Por lo tanto mediante la siguiente ecuación se calcula el coeficiente de rendimiento del sistema de absorción.

$$COP = \frac{Q_E}{Q_G} \quad (26)$$

$$COP = \frac{39799,61(\text{Btu/h})}{74597(\text{Btu/h})} = 0,53$$

5.11 DIMENSIONAMIENTO DE LOS COMPONENTES DEL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN.

Para conocer la superficie requerida de intercambio de calor de los componentes principales de la máquina de absorción, se hace uso de la “tabla de superficies de calefacción y refrigeración de máquinas de absorción por cada 1000Kcal/h” (anexos) [29]. En la cual se encuentran los rangos de valores típicos de superficies de transmisión de calor en m^2 con lo cual se determinaran la longitud y el diámetro de los tubos de los componentes principales de la máquina de absorción. La tubería debe de ser de hierro galvanizado ya que el amoníaco es corrosivo para el cobre y sus aleaciones. Al igual que no se deben mezclar tramos de tubo de cobre con hierro

galvanizado ya que los iones de cobre generan corrosión en la tubería de hierro galvanizado.

5.11.1 SUPERFICIE DEL EVAPORADOR.

Tabla 19. Superficie del evaporador.

EVAPORADOR	
Qe[BTU/hr] =	39799,6
Qe[kcal/h] =	10036
S,EVAP [m^2] =	8,03
FORMULA =	$S = \pi\phi L$
ϕ[in]=	3/4
ϕ[m]=	0,01905
L[m] =	134,2

Fuente: Autor.

5.11.2 SUPERFICIE DEL GENERADOR.

Tabla 20. Superficie del Generador.

GENERADOR	
QG[BTU/hr] =	74597
QG[kcal/h] =	18811
S abs [m^2]=	1,9
ϕ[in]=	1/2
ϕ[m]=	0,0127
L[m] =	1,2

Fuente: Autor.

5.11.3 SUPERFICIE DEL ABSORBEDOR.

Tabla 21. Superficie del absorbedor.

ABSORBEDOR	
Qa [BTU/hr] =	73887
Qa[kcal/h] =	18632
S,abs [m ²] =	13,0
FORMULA =	S = $\pi\phi L$
ϕ [in]=	0,75
ϕ [m]=	0,01905
L[m] =	218

Fuente: Autor.

5.11.4 SUPERFICIE DEL CONDENSADOR.

Tabla 22. Superficie del condensador.

CONDENSADOR	
Qc [BTU/hr] =	40510
Qc [kcal/h] =	10215
S,abs [m ²] =	10,22
FORMULA =	S = $\pi\phi L$
ϕ [in]=	0,75
ϕ [m]=	0,01905
L[m] =	170,7

Fuente: Autor.

5.12 CÁLCULO Y DIMENSIONAMIENTO DEL SISTEMA DE COLECTORES SOLARES (HEAT PIPE).

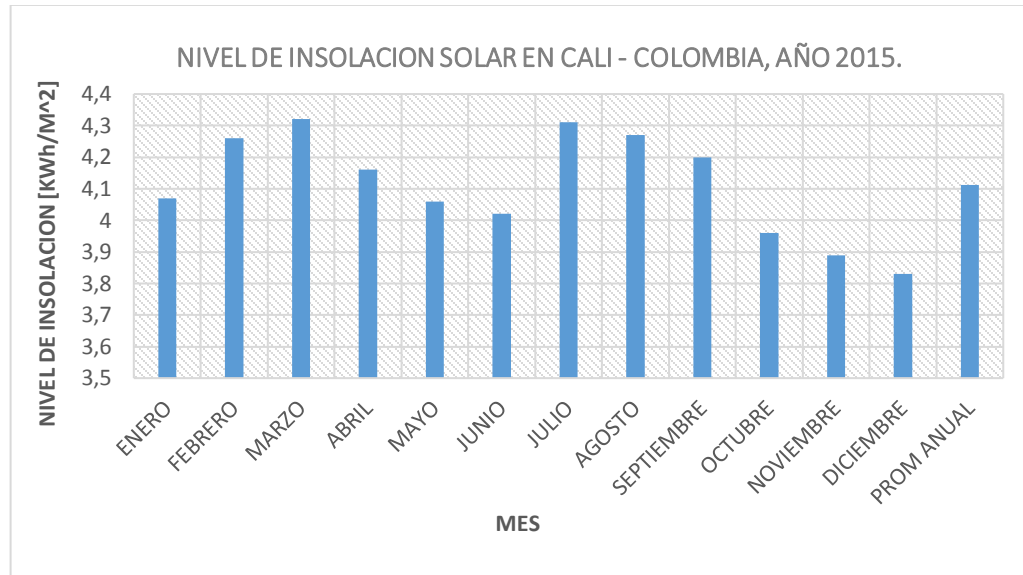
5.12.1 NOMENCLATURA

- TC, O = Temperatura del fluido solar en la salida del colector.
- TC, i = Temperatura del fluido solar en la entrada al colector.
- TC, i = Temperatura del fluido solar en la entrada a la bobina solar.
- TSC, O = Temperatura del fluido solar en la salida de la bobina solar.
- Tb, t = Temperatura del agua en la parte inferior del tanque de agua caliente.
- $A_c [m^2]$ = Área del colector.
- $C_p [JKg^{-1}K^{-1}]$ = Capacidad calorífica del fluido solar.
- $G_t [Wm^{-2}]$ = Radiación solar global en la superficie del colector.
- $\dot{m}[kg s^{-1}]$ = Tasa de flujo del fluido solar.
- $Q_c [J]$ = Calor útil recolectado.
- $Q_d [J]$ = Calor útil entregado.
- $Q_c [J]$ = Pérdida de calor en la tubería de suministro.
- $Q_s [MJ]$ = Rendimiento solar.
- SF [%] = Fracción solar.
- η_c [%] = Eficiencia del colector.
- $\dot{V}[l/min]$ = Caudal.

5.12.2 RADIACIÓN SOLAR EN SANTIAGO DE CALI.

La eficiencia de un sistema de colectores solares de tubos de vacío depende de la constante solar G_t . A continuación en la siguiente figura se muestran los niveles de radiación solar en KWh/m^2 para todos los meses del año.

Por lo tanto para calcular el sistema de colectores solares se usa el criterio del mes crítico, el cual consiste en utilizar el mes del año donde se presente la menor radiación solar. En la siguiente figura se consignan los valores de radiación solar para la ciudad de Santiago de Cali para el año 2015.



Fuente: NASA Surface meteorology and solar energy.

El valor de radiación solar es de $G_t = 3,83 \text{ KWh/m}^2$ que se presenta en el mes de diciembre.

FUIDO SOLAR

En el interior de los HEAT PIPE se encuentra un fluido llamado TERMISTOL D-12. Tiene un rango de operación entre -94°C a 230°C , sus propiedades más relevantes se encuentran en la Tabla 24 [31].

Tabla 23. Propiedades del fluido solar THERMINOL D12.

Properties	Therminol-D12	Water
Density	755 kg/m ³	1000 kg/m ³
Specific heat	2.5 kJ/kg K	4.186 kJ/kg K
Kinematic Viscosity	1.42 centi Stoke @ 20°C 0.66 centi Stoke @ 120°C	0.801 centi Stoke @ 30°C 0.294 centi Stoke @ 100°C

Fuente: [31].

5.12.3 ENERGÍA SOLAR RECOLECTADA, CAUDAL Y FLUJO MÁSCO:

La energía útil recogida por el colector solar está determinada por la siguiente ecuación [30].

$$Q_c = \dot{m}C_p(T_{c,o} - T_{c,i}) \quad (27)$$

Donde.

$$Q_c = Q_G = 21865 \text{ W}.$$

Es la energía necesaria en el generador ver sección 6.7.

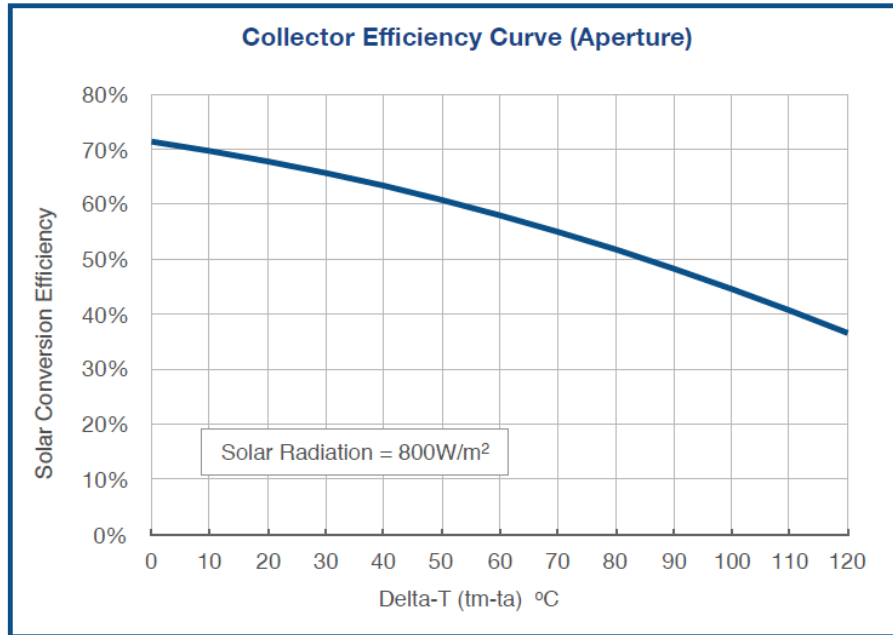
$$C_p = 2500 \text{ J/Kg K}.$$

$$\dot{m} = \text{¿?}.$$

Para poder determinar la tasa del fluido solar se usó la gráfica de eficiencia del colector versus delta de temperatura Figura 46.

En el cual se escoge un delta de temperatura de 50°C.

Figura 46. Curva de eficiencia del colector solar.



Fuente: Apricus Solar.

Despejando la ecuación 24, y haciendo uso de los parámetros anteriores se calculó el flujo másico del fluido solar.

$$\dot{m} = \frac{Q_c}{c_p(T_{C,O} - T_{C,i})} = 0,0174 \text{ Kg/s} \quad (28)$$

Dado que se conoce la densidad del fluido solar, se calcula el caudal.

$$\rho = 755 \text{ kg/m}^3$$

$$\dot{V} = \frac{\dot{m}}{\rho} \quad (29)$$

Dando como resultado:

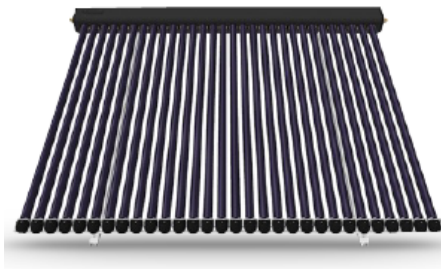
$$\dot{V} = 0,000231 \text{ m}^3/\text{s} = 13,0 \text{ L/min}$$

5.12.4 EFICIENCIA DEL COLECTOR SOLAR.

La eficiencia del colector solar viene dada por la siguiente ecuación:

$$\eta_c = \frac{\dot{m}C_p (T_{SC,i} - T_{SC,o})}{A_c G_t} = \frac{\dot{m}C_p (\Delta T)}{A_c G_t} \quad (30)$$

Del catálogo de Apricus podemos ver que un colector solar de 30 tubos tiene un área de apertura de $2,84 \text{ m}^2$.



ETC-30

Dimensions (LxWxH) *	2005 x 2196 x 136 mm
Peak Output **	2014 W
Aperture Area	2.84 m ²
Gross Area	4.4 m ²
Gross Dry Weight	95 kg
Fluid Capacity	790 ml
Flow Rate	2 L/min (max 15 L/min)
Max Operating Pressure	800 kPa / 8 bar

Con lo cual la eficiencia del colector es:

$$\eta_c = 201\%.$$

Lo que indica que satisface nuestro requerimiento energético en el generador.

5.13 DIMENSIONAMIENTO DE TORRE DE ENFRIAMIENTO.

Para satisfacer los requerimientos de extracción de calor en el condensador y el absorbedor se utiliza una torre de enfriamiento, para extraer el calor se propone un circuito de agua fría en paralelo. El cual tendrá la función de recolectar el calor sobrante en cada elemento y conducirlo de vuelta a la torre de enfriamiento, para que posteriormente sea liberado al ambiente.

Con el calor remanente hallado en secciones anteriores, para el condensador y el evaporador, se obtiene el calor total que se debe eliminar del sistema absorbedor.

Por lo tanto éste es el parámetro fundamental con el cual se dimensiona y selecciona la torre de enfriamiento.

Calor del condensador

$$q_c = 40510 \text{ BTU/hr.}$$

Calor del absorbedor

$$q_a = 73887,0 \text{ BTU/hr.}$$

Calor total

$$q_{\text{torre}} = 114397 \text{ BTU/hr.} = 9,53 \text{ TR.}$$

CAPITULO IV: EVALUACIÓN Y COMPARACIÓN ECONÓMICA DEL SISTEMA DE CLIMATIZACIÓN SOLAR VS UN SISTEMA DE CLIMATIZACIÓN CONVENCIONAL.

5.14 COTIZACIÓN SISTEMA DE CLIMATIZACIÓN SOLAR

5.14.1 HEAT PIPE

EMPRESA: BONSOLAR SA.

ASESOR: ELIAS PEÑA L

EMAIL: bonsolar@gmail.com

PAGINA WEB: www.bonsolar.com.co

CELULAR: 317-5004445.

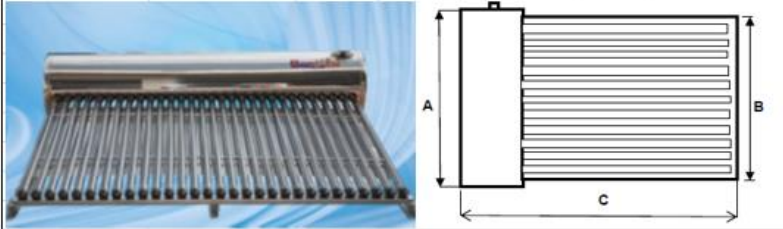
EQUIPO: NOVASOL PREMIUM HP 30 (heat Pipe, High Performance).

CARACTERÍSTICAS:

- Equipo de calentamiento solar.
- Tanque presurizado con capacidad de 300 Lts. Presión mínima de 15 psi y máxima de 80 psi.
- Banco de 30 tubos de vacío con HEAT PIPE de rápida transferencia de calor con una longitud de 1.8 m.
- Válvula de alivio y ánodo de protección galvánica.
- No hay riesgos de incendio, explosión o envenenamiento con gases.
- Una base de soporte en aluminio (altísima resistencia a la corrosión).

Figura 47. Novasol Premium 30X1,8 HP.

Novasol premium 30x1,8 HP						
Capacidad (Lts)	No. De tubos.	A (cm)	B (cm)	C (cm)	D (cm)	E (cm)
300	30	267	247	218	212	110
						Peso con agua
						400



Fuente: Bonsolar SA.

REQUERIMIENTOS:

En el sitio de instalación debe quedar:

- Soporte, marco metálico o losa para apoyar el calentador.
- Punto hidráulico de agua fría en $\frac{1}{2}$ " o en $\frac{3}{4}$ ".
- Punto hidráulico de agua caliente en tubería CPVC de $\frac{3}{4}$ ".
- Conexión a sifón por tubería hidrosanitaria para el desfogue de agua caliente cuando pueda presentarse sobrecalentamiento.
- Llave de paso de fácil acceso dentro de la edificación para manipular el paso de agua fría al calentador de manera independiente.

PRECIO:

Un calentador solar modelo **NOVASOL Premium HP30/1.8**: Precio del equipo: **\$4'500,000 + IVA**. Tanque de 300 litros y colector solar de 30 tubos.

El precio incluye:

El tanque de almacenamiento (acero inoxidable), el colector solar con tubos tipo Heat Pipe, el soporte en aluminio que une el tanque a los tubos, la válvula de alivio, el protector galvánico, los accesorios, mano de obra de instalación y transporte hasta la obra.

5.14.2 TORRE DE ENFRIAMIENTO.

EMPRESA: GLASIAR INGENIERIA SAS.

ASESOR: LUIS FELIPE ROMERO E.

EMAIL: ventas@glaciar.com.co

PAGINA WEB: glaciaringenieria.com.co

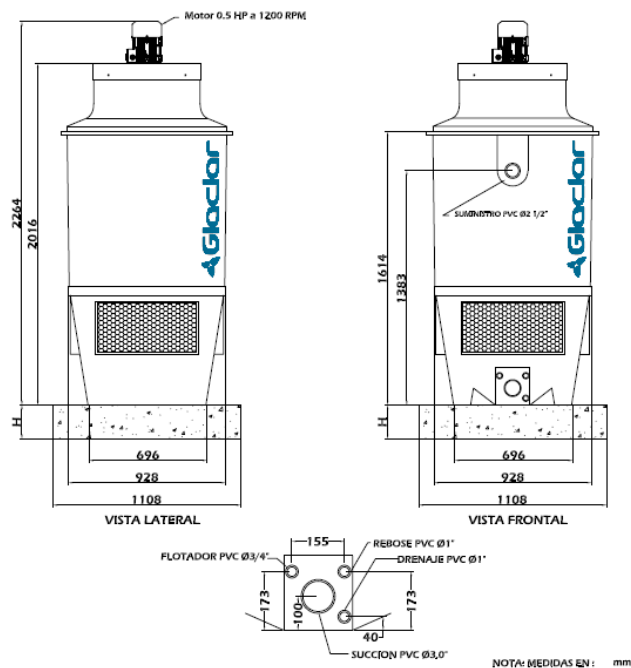
CELULAR: 301 709 1884

EQUIPO: Torre de enfriamiento GLACIAR modelo **GLC-30301P005-1**

CARACTERÍSTICAS:

- Herrajes en acero Galvanizado.
- Motor de 0.50 HP Trifásico.
- Temp. De entrada del agua 95°F.
- Temp. De salida del agua 85°F.
- Temp. de bulbo húmedo twb, 75°F.
- Caudal de agua 39 GPM.
- Capacidad 15 TR.
- Las torres de enfriamiento GLACIAR, son fabricadas con resinas de poliéster reforzadas con fibra de vidrio, partes metálicas en acero inoxidable o galvanizadas en caliente y elementos de fijación en acero inoxidable; materiales que garantizan una alta resistencia a las extremas condiciones de trabajo.

Figura 48. Torre de enfriamiento.



Fuente: Glacial ingeniería SAS.

PRECIO:

Torre de enfriamiento GLACIAR modelo **GLC-30301P005-1**

\$ 6.500.000. + IVA = \$ 7.735.000.

5.14.3 UNIDAD DE TRATAMIENTO DE AIRE:

Figura 49. Unidad de tratamiento de aire,

EMPRESA: TRS PARTES S.A.

ASESOR: Alex Vélez Noguera.

EMAIL: ciat@grupociat.es

PAGINA WEB: <http://www.grupociat.es>



Fuente: Grupociat..

EQUIPO: Unidad de tratamiento de aire, para colocación en cielo raso, Hydronic CTB2-H 15/FG6 "CIAT", con válvula "HIDROFIVE".

CARACTERÍSTICAS Y PRECIO:

Tabla 24. Cotización manejadora de aire.

ICT020 Ud Climatizadora (UTA) de baja silueta, a dos tubos, con batería de agua fría.

Unidad de tratamiento de aire, para colocación en cielo raso, Hydronic CTB2-H 15/FG6 "CIAT", con válvula "HIDROFIVE".

Código	Unidad	Descripción	Cantidad	Valor unitario	Valor parcial
1		Materiales			
mt42ctc010a	Ud	Unidad de tratamiento de aire, para colocación en cielo raso, Hydronic CTB2-H 15/FG6 "CIAT", con batería para amoníaco de 6 filas de acero/aluminio con separador de gotas estándar de malla metálica, de baja altura (580 mm), carrocería exterior pintada en verde (RAL 5018) y gris (RAL 7024), panel sándwich con aislamiento de lana de roca M0 de 25 mm de espesor, ventilador centrífugo de acoplamiento directo monofásico de 230 V, filtro gravimétrico plisado G4 con tratamiento antimicrobiano.	1	\$ 5.022.737,13	\$ 5.022.737,13
mt42vsi010lg	Ud	Válvula de tres vías con bypass (4 vías), modelo VMP469.10-1, "HIDROFIVE", con actuador STA71HDF; incluso conexiones y montaje.	1	\$ 361.493,63	\$ 361.493,63
Subtotal materiales:					\$ 5.384.230,76
2		Mano de obra			
mo005	h	Oficial 1ª instalador de climatización.	4,433	\$ 11.414,19	\$ 50.599,10
mo104	h	Ayudante instalador de climatización.	4,433	\$ 8.115,92	\$ 35.977,87
Subtotal mano de obra:					\$ 86.576,97
3	%	Herramienta menor	2,000	\$ 5.470.807,73	\$ 109.416,15
Coste de mantenimiento decenal: \$ 3.571.343,28 en los primeros 10 años.				Costos directos	\$
				(1+2+3):	5.580.223,88

Fuente: GurpoCiat.

5.14.4 DUCTOS:

EMPRESA: TRS PARTES S.A.

ASESOR: Alex Vélez Noguera.

EMAIL: alex.velez@trspartes.com

PAGINA WEB: <http://www.trspartes.com/>

CELULAR: 281 88 00 ext. 6640

EQUIPO: Sistema de ductos.

CARACTERÍSTICAS:

Suministro e Instalación de ductos en Acero Galvanizado CALIBRE 24, incluye aislamiento y soportaría.

PRECIO:

Cantidad: 50 m2., Valor unitario = \$150.000.

Valor total: **\$ 7.500.000.**

5.14.5 CONDENSADOR:

EMPRESA: BAODE INTERCAMBIADOR DE CALOR CO., LTD.

EMAIL: info@bd-heatech.com, info@baode-phe.com.

CELULAR: +86-510-86020253.

PAGINA WEB: <http://www.baode-phe.com>

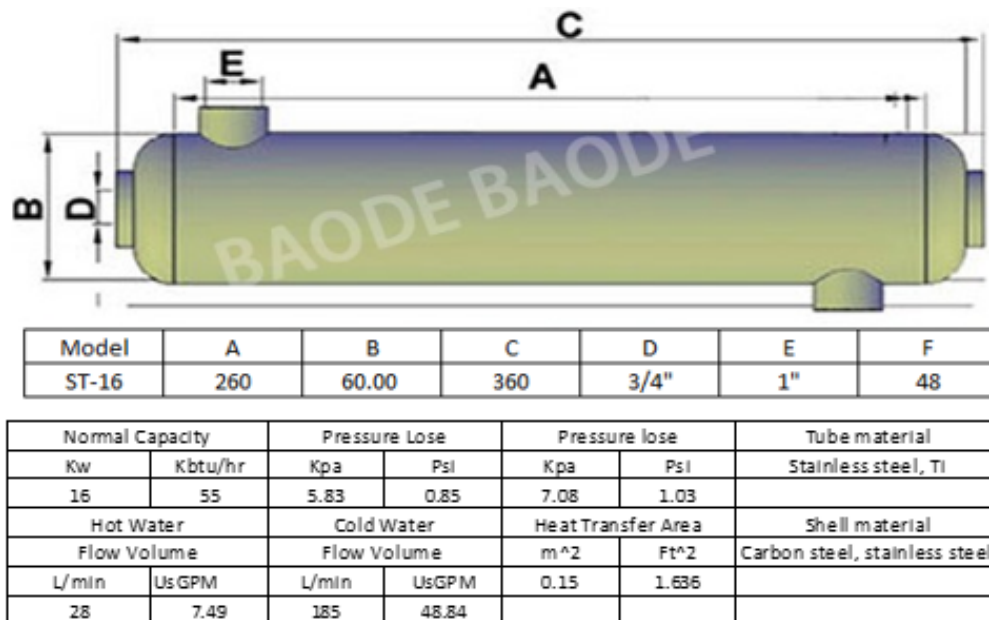
CARACTERÍSTICAS:

Tipo: Intercambiador de calor de coraza y tubos.

Modelo: ST-16.

Capacidad: 16KW.

Figura 50. Condensador.



Fuente: Baode intercambiadores de calor.

PRECIO: \$ 400 USD = \$ 1'163.660 COP.

5.14.6 GENERADOR:

EMPRESA: HOMECENTER.

PAGINA WEB: <http://www.homecenter.com.co/homecenter-co/product/28854/1,50-mm-x-3-4-x-0,059-pulgada-25,83-Tubo-redondo-galvanizado>

CARACTERÍSTICAS:

Tubo Hierro Galvanizado 3/4pg x 1.5mm x 6m

PRECIO:

$171 \text{ m} / 6\text{m} = 28,5 \text{ UND} \approx 29 \text{ UND}.$

$29 \text{ UND} \times 23.400 \text{ \$/UND} = \text{\$ 678.600}.$

5.14.7 ABSORBEDOR:

EMPRESA: HOMECENTER.

PAGINA WEB: <http://www.homecenter.com.co/homecenter-co/product/28854/1,50-mm-x-3-4-x-0,059-pulgada-25,83-Tubo-redondo-galvanizado>

CARACTERÍSTICAS:

Tubo Hierro Galvanizado 3/4pg x 1.5mm x 6m

PRECIO:

$218 \text{ m} / 6\text{m} = 36,3 \text{ UND} \approx 37 \text{ UND}.$

$37 \text{ UND} \times 23.400 \text{ \$/UND} = \text{\$ 850 200 COP}.$

OTROS:

5.14.8 Rejilla de suministro:

- 4 UND rejilla de suministro de 300X300, $\$50.000 \text{ \$/UND} = \$ 200.000 \text{ COP}.$

5.14.9 Rejilla de retorno:

- 3 UND rejillas de retorno de 300X300 $\$ 200.000 \text{ \$/UND} = \$ 600.000 \text{ COP}.$

5.14.10 Válvula de carga:

- 1 UND Válvula de carga para refrigerante $\phi \frac{3}{4}" \$ 91,990 \text{ COP}.$

5.14.11 Soldadura:

- Electrodo xl 610 - 1/8 pulgada x 2 kilo XL610 1/8 1K = \$ 24.200 COP.
- Electrodo 7018 - 1/8 pulgada x 3 kilo LIN-7018X1/8 = \$ 19.000 COP.
- 3 Días de trabajo de soldador certificado. \$60.000 COP/día = \$180.000 COP.

5.14.12 AMONÍACO:

- Amoníaco líquido 50,000 / kg.

5.14.13 AGUA DESTILADA:

- Agua destilada. \$4000 COP/500 ml = \$

5.14.14 BOMBA CENTRÍFUGA:

EMPRESA: PEDROLLO.

EMAIL: info@pedrollo.com.co

TELEFONO: +57(1) 8764666

PAGINA WEB: <http://www.pedrollo.com.co>

CARACTERISTICAS:

Tipo: Bomba centrífuga

Modelo: CPM 100.

Capacidad: 0,25 KW. = 0,5 HP.

CP



CENTRIFUGAL PUMPS

PUMP MODEL		POWER		PERFORMANCE		PORTS		PRICE	
single phase	three phase	kW	HP	Q l/min	H meters	suct.	deliv.	€ single phase	three phase
CPm 100	–	0.25	0.33	10 ÷ 60	15 ÷ 7	1"	1"	100,00	–
CPm 130	CP 130	0.37	0.50	10 ÷ 80	22 ÷ 14			108,00	118,00
CPm 132A	CP 132A	0.60	0.85	20 ÷ 120	22 ÷ 9			120,00	130,00
CPm 150	CP 150	0.75	1	20 ÷ 120	29 ÷ 15			150,00	160,00
CPm 158	CP 158	0.75	1	10 ÷ 90	34 ÷ 25			150,00	160,00
CPm 170	CP 170	1.1	1.5	30 ÷ 120	38 ÷ 22	1 1/4"	1"	260,00	260,00
CPm 170M	CP 170M	1.1	1.5	30 ÷ 160	35 ÷ 19			260,00	260,00
CPm 190 *	CP 190 *	1.5	2	30 ÷ 140	46 ÷ 26			310,00	305,00
–	CP 200 *	2.2	3	30 ÷ 150	55 ÷ 36			–	315,00

* Impeller: AISI 304 stainless steel

(*) Impeller: brass

Fuente: Pedrollo.

Precio: \$ 345.970.

5.15 COTIZACIÓN SISTEMA DE CLIMATIZACIÓN CONVENCIONAL



PRESUPUESTO DE COTIZACIÓN			
FECHA:	Agosto 30 de 2017	COTIZACIÓN	No TRS 02059
CLIENTE:	Colombates S.A. Carrera 33A No. 24-59, Palmira (Valle), Colombia	TEL :	(57-2) 281 88 00 ext. 6640
CONTACTO:	Ing. Álvaro José Valencia Ramírez Ingeniero de proyectos.	FAX :	
E-mail:	Valencia, Álvaro José <Alvaro.Valencia@colombates.com.co>		

ITEM	DESCRIPCION	UND	CANT.	VR.UNIT	VR.TOTAL
1.0	EQUIPOS A SUMINISTRAR E INSTALAR				
1.1	Equipo Split Central de 5 TR, marca York, a 220VAC/1PH/60HZ. Incluye Unidad Condensadora y Manejadora. Refrigerante 410A Ecológico.	Und	1	\$ 6.500.000	\$ 6.500.000
	SUBTOTAL 1				\$ 6.500.000
1.2	ACCESORIOS DE INSTALACIÓN EQUIPOS CENTRALES				
1.3	Tubería cobre rígida 7/8" x 0.045" Tipo L (Tubo 6 m)	Und	3	\$ 130.000	\$ 390.000
1.4	Tubería de cobre flexible 3/8", y accesorios	Rollo	1	\$ 100.000	\$ 100.000
1.5	Manguera aislamiento térmico rubatex 7/8"	Und	10	\$ 7.000	\$ 70.000
1.6	Válvula de paso tipo bola 3/8 Soldar	Und	1	\$ 90.000	\$ 90.000
1.7	Filtro secador 3/8", incluye tuercas	Und	1	\$ 60.000	\$ 60.000
1.8	Base metálica para Condensadora y Manejadora	Und	1	\$ 400.000	\$ 400.000
1.9	Presos tato de baja	Und	1	\$ 50.000	\$ 50.000
1.10	Presos tato de alta	Und	1	\$ 50.000	\$ 50.000
1.11	Termostato Digital 24V Programable 1 etapa PRO2000	Und	1	\$ 126.000	\$ 126.000
1.12	Suministro e Instalación de ductos en Acero Galvanizado CALIBRE 24, incluye aislamiento y soporteria	M2	50	\$ 150.000	\$ 7.500.000
1.13	Difusor de suministro 12" x 12 Color Blanco	Und	3	\$ 150.000	\$ 450.000
1.14	Rejillas de retorno	Und	1	\$ 200.000	\$ 200.000
	SUBTOTAL 1.3				\$ 9.486.000
2.0	MANO DE OBRA				
2.1	Mano de obra e instalación equipos Central	Und	1	\$ 1.800.000	\$ 1.800.000
2.2	Varios (accesorios de anclaje, consumibles de instalación (oxígeno, acetileno, soldadura, chazos, tornillería, etc.), Andamios certificados	Glb	1	\$ 1.500.000	\$ 1.500.000
2.3	Transportes, fletes, izajes, movilización y viáticos	und	1	\$ 500.000	\$ 500.000
2.4	SISO	Glb	1	\$ 2.500.000	\$ 2.500.000
	SUBTOTAL 2				\$ 6.300.000
	Nota: Se suministrara personal técnico Calificado, certificados por el SENA, adicionalmente cuenta con Certificados de trabajos en Altura.				
	Nota: No se Incluye acometida eléctrica de fuerza y control, ni desagües.				
	SUBTOTAL				\$ 22.286.000
	IVA DEL 19%				\$ 4.234.340
	VALOR TOTAL DE LA PROPUESTA				\$ 26.520.340

CONDICIONES COMERCIALES:

FORMA DE PAGO:

30 días F.F

TIEMPO DE ENTREGA:

Equipos: 1-2 Semanas, a partir de la orden de compra y Recibo de anticipo, sujeto a verificación de existencia de Equipos y materiales al momento de la solicitud. Instalación De 1-3 semanas de acuerdo a disponibilidad de áreas.

VALIDEZ DE LA OFERTA:

15 DIAS

OBRAS Y GASTOS NO INCLUIDOS:

* Materiales y costos de instalación no incluidos en la oferta por modificaciones durante el transcurso de la obra, serán cobrados como adicionales.

* Acometida eléctrica hasta cero (0) Metros de motores y controles incluyendo breakers de protección para cada uno de los equipos.

* Obra de albañilería, bases en concreto, cerrajería, vidriería, desmonte de cielos, demoliciones en mampostería, ranuras en muros, resanes, acabados y pinturas, soporteria especial, plataformas

* Agua y desagües cerca de los equipos

* Puntos hidráulicos para mantenimiento cerca de los equipos.

* La oferta No contempla Recargos Nocturnos, dominicales ni festivos

* Los equipos y materiales No incluidos en la oferta serán asumidos como adicionales

* Para la instalación de los equipos no se tiene en cuenta andamios Certificados, estructuras, que se requieran para izar los equipos o instalar los materiales, estos serán asumidos como adicionales al presupuesto inicial o en su defecto pueden ser proporcionados por el cliente.

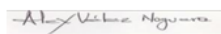
* No se incluye Supervisor de Seguridad Industrial SISO, si se requiere puede ser proporcionado por la obra o en su defecto podemos enviar el valor de este servicio.
 * No se incluye andamios Certificados si se requiere puede ser proporcionado por la obra o en su defecto podemos enviar el valor de este servicio.

GARANTIA

Todos los equipos y sus componentes tienen garantía de 1 año contado a partir de la fecha de instalación por desperfectos mecánicos o daño en los materiales utilizados siempre y cuando sean de nuestra responsabilidad.

La garantía no cubre daños en componentes eléctricos como timers, breakers, transformadores, contactores, bobinados de compresores, motores, que están propensos a variaciones de voltaje, componentes calibrables como termostatos, presostatos, etc.

Atentamente,



Ing. Alex Vélez Noguera
 Jefe de Proyectos
 TRS PARTES S.A.
 320 668 29 66
 E-mail: alex.velez@trspartes.com

5.16 COMPARACIÓN ECONÓMICA

En la siguiente tabla se muestran los costos totales aproximados del sistema de climatización solar diseñado y dimensionado en el presente trabajo de grado.

Tabla 25. Costo, sistema de climatización solar.

SISTEMA DE CLIMATIZACIÓN SOLAR				
EQUIPO	PRECIO	KWH	KWH/ año	\$ /KWH
Heat Pipe	\$ 4.500.000	0	0	\$ -
Torre de enfriamiento	\$ 6.500.000,00	0,37	710,4	\$ 379.737,22
U. de tratamiento de aire	\$ 5.580.223,00	0,42	806,4	\$ 431.053,06
Sistema de Ductos	\$ 7.500.000,00	0	0	\$ -
Condensador	\$ 1.163.660,00	0	0	\$ -
Generador	\$ 678.000,00	0	0	\$ -
Absorbedor	\$ 850.200,00	0	0	\$ -
Bomba	\$ 345.970,00	0,25	480	\$ 256.579,20
Rejilla de suministro	\$ 200.000,00	0	0	\$ -
Rejillas de escape	\$ 600.000,00	0	0	\$ -
Válvula de carga	\$ 91.900,00	0	0	\$ -
Soldadura	\$ 223.200,00	0	0	\$ -
Amoniaco	\$ 50.000,00	0	0	\$ -
Agua destilada	\$ 4.000,00	0	0	\$ -
SUBTOTAL	\$ 28.287.153,00	0	0	\$ -
IVA DEL 19%	\$ 5.374.559,07	0	0	\$ -
TOTAL	\$ 33.661.712,07	1,04	\$ 1.996,80	\$ 1.067.369,47

Fuente: autor.

De lo anterior, cabe destacar que el sistema de climatización solar requiere muy poca anergia de la red de suministro para funcionar. Por lo tanto fomentar el uso de estos sistemas que usan energías alternativas y disminuyen el consumo de energía de la red de suministro, es la mejor manera de aportar a la disminución de la contaminación del medio ambiente y a la creación de conciencia ambiental en la sociedad de consumo.

En la Tabla 27 se presentan los costos de un sistema de climatización convencional.

Tabla 26. Costo sistema de climatización convencional.

SISTEMA DE CLIMATIZACION CONVENCIONAL						
EQUIPO	CANT	PRECIO	Kwh	kWh/ año	\$ /KWH	
Manejadora de aire MAN-3613A1 YORK	1	\$ 6.500.000	3,845	7382,4	\$ 3.946.188,10	
Unidad condensadora CDV-3613A1 YORK	1	\$ 390.000	3,845	7382,4	\$ 3.946.188,10	
Tubería cobre rígida 7/8" x 0.045" Tipo L (Tubo 6 m)	3	\$ 100.000	0	0	\$ -	
Tubería de cobre flexible 3/8", y accesorios	10	\$ 70.000	0	0	\$ -	
Manguera aislamiento térmico rubatex 7/8"	1	\$ 90.000	0	0	\$ -	
Válvula de paso tipo bola 3/8 Soldar	1	\$ 60.000	0	0	\$ -	
Filtro secador 3/8", incluye tuercas	1	\$ 400.000	0	0	\$ -	
Filtro secador 3/8", incluye tuercas	1	\$ 50.000	0	0	\$ -	
Presostato de alta	1	\$ 50.000	0	0	\$ -	
Termostato Digital 24V Programable 1 etapa PRO2000	1	\$ 126.000	0	0	\$ -	
Suministro e Instalación de ductos en Acero Galvanizado CALIBRE 24, incluye aislamiento y soporteria	50	\$ 7.500.000	0	0	\$ -	
Difusor de suministro 12"*12 Color Blanco	3	\$ 450.000	0	0	\$ -	
Rejillas de retorno	1	\$ 200.000	0	0	\$ -	
Mano de obra e instalación equipos Central	1	\$ 1.800.000	0	0	\$ -	
Varios (accesorios de anclaje, consumibles de instalación (oxígeno, acetileno, soldadura, chazos, tornillería, etc.), Andamios certificados	1	\$ 1.500.000	0	0	\$ -	
Transportes, fletes, izajes, movilización y viáticos	1	\$ 500.000	0	0	\$ -	
SISO	1	\$ 2.500.000	0	0	\$ -	
SUBTOTAL		\$ 22.286.000	0	0	\$ -	
IVA del 19%		\$ 4.234.340	0	0	\$ -	
TOTAL		\$ 26.520.340	7,69	\$ 14.764,80	\$ 7.892.376,19	

Fuente: autor.

El sistema de climatización solar consume anualmente energía eléctrica por valor de \$1.067.369,47. De igual manera el sistema de climatización convencional consume anualmente energía eléctrica por valor de \$ 7.892.376,19. Por lo tanto el sistema de climatización solar, consume aproximadamente siete veces más energía de la red eléctrica, que el sistema de climatización solar por absorción.

El sistema de climatización solar tiene un costo de \$ 33.661.712, comparado con los \$ 26.520.340 que cuesta el sistema de climatización convencional. Así el mayor costo del sistema de climatización solar lo hace menos accesible al mercado, por lo que en la siguiente sección se realizará la evaluación económica de la inversión.

5.17 EVALUACIÓN ECONÓMICA.

La evaluación económica del sistema de climatización solar se realizó usando los siguientes criterios.

- Se toma como ingreso anual la diferencia entre el consumo de energía anual de los dos sistemas de climatización comparados (solar y convencional).
- Tasa mínima de retorno de 10%.
- Se usa valor presente neto como criterio de decisión.
- Se toma como periodo de tiempo 10 años.
- Se usa el método de depreciación en línea recta para estimar la depreciación del equipo en un periodo de 10 años.
- Se asume por concepto de mantenimiento anual del equipo un valor de doscientos mil pesos, por lo que éste sería un egreso.

El resultado del análisis económico se presenta en la Tabla 28.

Tabla 27. Análisis económico del sistema de climatización solar.

Año	Depreciacion	Depreciacion acumulada	Ingresos	Egresos	Flujo de caja
0	\$ -	\$ -	\$ -	\$ 33.661.712	\$ (33.661.712)
1	\$ 3.366.171	\$ 3.366.171	\$ 6.825.007	\$ 200.000	\$ 6.625.007
2	\$ 3.366.171	\$ 6.732.342	\$ 6.825.007	\$ 200.000	\$ 6.625.007
3	\$ 3.366.171	\$ 10.098.514	\$ 6.825.007	\$ 200.000	\$ 6.625.007
4	\$ 3.366.171	\$ 13.464.685	\$ 6.825.007	\$ 200.000	\$ 6.625.007
5	\$ 3.366.171	\$ 16.830.856	\$ 6.825.007	\$ 200.000	\$ 6.625.007
6	\$ 3.366.171	\$ 20.197.027	\$ 6.825.007	\$ 200.000	\$ 6.625.007
7	\$ 3.366.171	\$ 23.563.198	\$ 6.825.007	\$ 200.000	\$ 6.625.007
8	\$ 3.366.171	\$ 26.929.370	\$ 6.825.007	\$ 200.000	\$ 6.625.007
9	\$ 3.366.171	\$ 30.295.541	\$ 6.825.007	\$ 200.000	\$ 6.625.007
10	\$ 3.366.171	\$ 33.661.712	\$ 6.825.007	\$ 200.000	\$ 6.625.007
VPN					\$ 7.046.086
TIR					14,68%
TIR > TMR					FACTIBLE

Fuente: Autor.

Por lo tanto podemos concluir que al cabo de 10 años, se recupera la inversión debido a los continuos ahorros en energía eléctrica anualmente. También tenemos que existe un ahorro (ganancia) de \$7.046.086., ya que al final del periodo de diez años empiezan los ahorros de en energía eléctrica, debido a que la inversión está amortizada y el mantenimiento del sistema es de bajo costo.

6 CONCLUSIONES

- Una máquina de absorción operado por un colector solar de tubos evacuados es técnicamente factible si se modifica su ciclo termodinámico convencional. Para ello se integra al generador el sistema de colectores solares, la torre de enfriamiento debe de integrarse mediante un circuito en paralelo al condensador y absorbedor. Por último el evaporador debe estar dentro de la unidad de tratamiento de aire y el material de la tubería tiene que ser en acero al carbono.
- El costo del sistema de climatización solar es 21,2% mayor que el sistema de climatización convencional, debido a que los componentes de intercambio de calor tienen un costo elevado.
- El sistema de climatización solar es económicamente rentable al cabo de 10 años, ya que al final de este periodo se recupera la inversión inicial e inician los ahorros de energía eléctrica de la red de suministro.
- El sistema de colectores solar de tubos evacuados con Heat Pipes, tiene la capacidad de generar el calor suficiente para satisfacer la demanda de la máquina de absorción, garantizando su correcto funcionamiento.
- El uso de amoníaco como refrigerante, el cual no destruye la capa de ozono y no contribuye al calentamiento global; sumado al bajo consumo de energía eléctrica del sistema de climatización abre el camino para la consolidación de sistemas de climatización sustentable y sostenible con el medio ambiente.
- La elevada eficiencia de los colectores solares de tubos de vacío con Heat Pipe, hace que no se necesite de sistemas complejos de concentradores parabólicos compuestos.

7 RECOMENDACIONES

- Investigar en el diseño y manufactura de unidades de tratamientos de aire que implementen evaporadores de amoníaco.
- La unidad de tratamiento de aire debe tener sistemas que detecten fugas de amoníaco de manera precisa.
- Crear electivas profesionales para el diseño de sistemas de climatización amigables con el medio ambiente.
- Para evitar la corrosión se debe de usar tuberías de acero al carbono, también se debe de adicionar inhibidores de corrosión como el Dicromato de Potasio.
- Investigar en el desarrollo de materiales que posean valores altos de transferencia de calor, no reaccionen con el amoníaco. Dando como resultado sistemas de climatización compactos y accesibles económicamente.

8 BIBLIOGRAFÍA

- [1] Hector Ivan, M., & Verenice, R. (2008). Cálculo de un condensador enfriado por agua de envolvente y tubos, para ser utilizado en un sistema de refrigeración (Tesis de pregrado). Instituto politécnico nacional escuela superior de ingeniería mecánica y eléctrica. México D.F.
- [2] P. Srihirin et al. / Renewable and Sustainable Energy Reviews 5 (2001) 343–372.
- [3] A. Al-Karaghoul, I. Abood, N.I. Al-Hamdani., 1991. The solar energy research center building thermal performance evaluation during the summer season. 10.1016/0196-8904(91)90001-Y.
- [4] Cesar, A., Isaza., Isaac., pilatowsky., Rosemberg, j., romero., Farid, B., Cortés. Análisis termodinámico de un sistema de refrigeración solar por absorción usando soluciones de monometilamina - agua para la conservación de alimentos.
- [5] Mammoli, A., Vorobieff, P., Barsun, H., Burnett, R., Fisher, D., 2010. Energetic, economic and environmental performance of a solar-thermal-assisted HVAC system. Energy Build. 42, 1524 - 1535.
- [6] Al-Alili, A., Islam, M.D., Kubo, I., Hwang, Y., Radermacher, R., 2012b. Modeling of a solar powered absorption cycle for Abu Dhabi. Appl. Energy 93, 160e167.
- [7] Lizarte, R., Izquierdo, M., Marcos, J.D., Palacios, E., 2012. An innovative solar-driven directly air-cooled LiBr-H₂O absorption chiller prototype for residential use. Energy Build. 47, 1e11.
- [8] José, A., Romero, P., Tania., Carbonell, M. Sistema de refrigeración solar por absorción para la comunidad de Kumay en Ecuador.
- [9] ICAEN. Energía solar térmica. ICAEN. Barcelona, 2000.

- [10] CARRIER AIR CONDITIONING CO. Manual de aire acondicionado. Barcelona: Marcombo, 2009. XII-47 p.
- [11] CARRIER AIR CONDITIONING CO. Handbook of air conditioning system desing. New York: McGRAW-HILL, 2009. XII-48 p.
- [12] CARRIER AIR CONDITIONING CO. Handbook of air conditioning system desing. New York: McGRAW-HILL, 2009. XII-49 p.
- [13] CARRIER AIR CONDITIONING CO. Handbook of air conditioning system desing. New York: McGRAW-HILL, 2009. XII-50 p.
- [14] MANRIQUE J.A. Energía Solar, fundamentos y aplicaciones fototérmicas. México: Harla, 1984.
- [15] Ehyaei, M. A., Mozafari, A., Ahmadi, A., Esmaili, P., Shayesteh, M., & Sarkhosh, M. (December de 2010). Potential use of cold thermal energy storage systems for better efficiency and cost effectiveness. *Energy and Buildings*, 42(12), 2296-2303.
- [16] Zhai, X. Q., Qu, M., Li, Y., & Wang, R. Z. (December de 2011). A review for research and new design options of solar absorption cooling systems. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 15(9), 4416-4423 p.
- [17] Albert, J., Kunt, A., Petersen, S., & Ziegler, F. (2008). Control of absorption chillrs by insight: the characteristic equation. *Czasopismo Techniczne*, 1-12.
- [18] Hassan, H. Z., & Mohamad, A. A. (2012). A review on solar cold production through absorption technology. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 16(7), 5331-5348.

- [19] Private communications form ABSORSISTEM S: L: (Distributor of YAZAKI in Spain).
- [20] Ángel Carrera, Laura Sisó, Antoni Herrena, María Valle, María Casanova, Daniel González. Evaluación del potencial de climatización con energía solar térmica en edificios. España: 2011, 52-53 p.
- [21] Ángel Carrera, Laura Sisó, Antoni Herrena, María Valle, María Casanova, Daniel González. Evaluación del potencial de climatización con energía solar térmica en edificios. España: 2011, 54-55 p.
- [22] IDEAM, «www.ideam.gov.co,» [En línea]. Available: <http://institucional.ideam.gov.co/jsp/1772>. [Último acceso: 2 Enero 2017].
- [23] PLAN DE ORDENAMIENTO TERRITORIAL DE SANTIAGO DE CALI.
- [24].ASHARE. Handbook. Fundamentals. Atlanta, 1990.
- [25] Czajkowski, Jorge y Gómez, Analía. 1994. Diseño bioclimático y economía energética edilicia. Fundamentos y métodos. Ed. UNLP, Colección Cátedra. La Plata, Arg.
- [26] jutglar L. Bienestar y ahorro energético en climatización. Ediciones CEAC. Barcelona 2002
- [27] CARRIER AIR CONDITIONING CO. Manual de aire acondicionado. Barcelona: Marcombo, 2009. 9-105 p.
- [28] Llorens M. calefacción. Ediciones CEAC. Barcelona, 2000.
- [29]. Walther Pohlmann. “Manual de Técnica Frigorífica”. Cap. VII, Pág. Tabla Superficies de Calefacción y Refrigeración de Máquinas de Absorción. Edit. Omega S.A. Barcelona, 1964.
- [30]. Kalogirou, S.A. 2009. Solar energy engineering: Processes and systems, Elsevier, London.

[31] P.Selvakumar, P.Somasundaram, P.Thangavel, "An Experimental Study on Evacuated Tube Solar Collector using Therminol D-12 as Heat Transfer Fluid Coupled with Parabolic Trough", International Journal of Engineering and Technology (IJET), Vol 6 No 1 Feb-Mar 2014.

9 ANEXOS

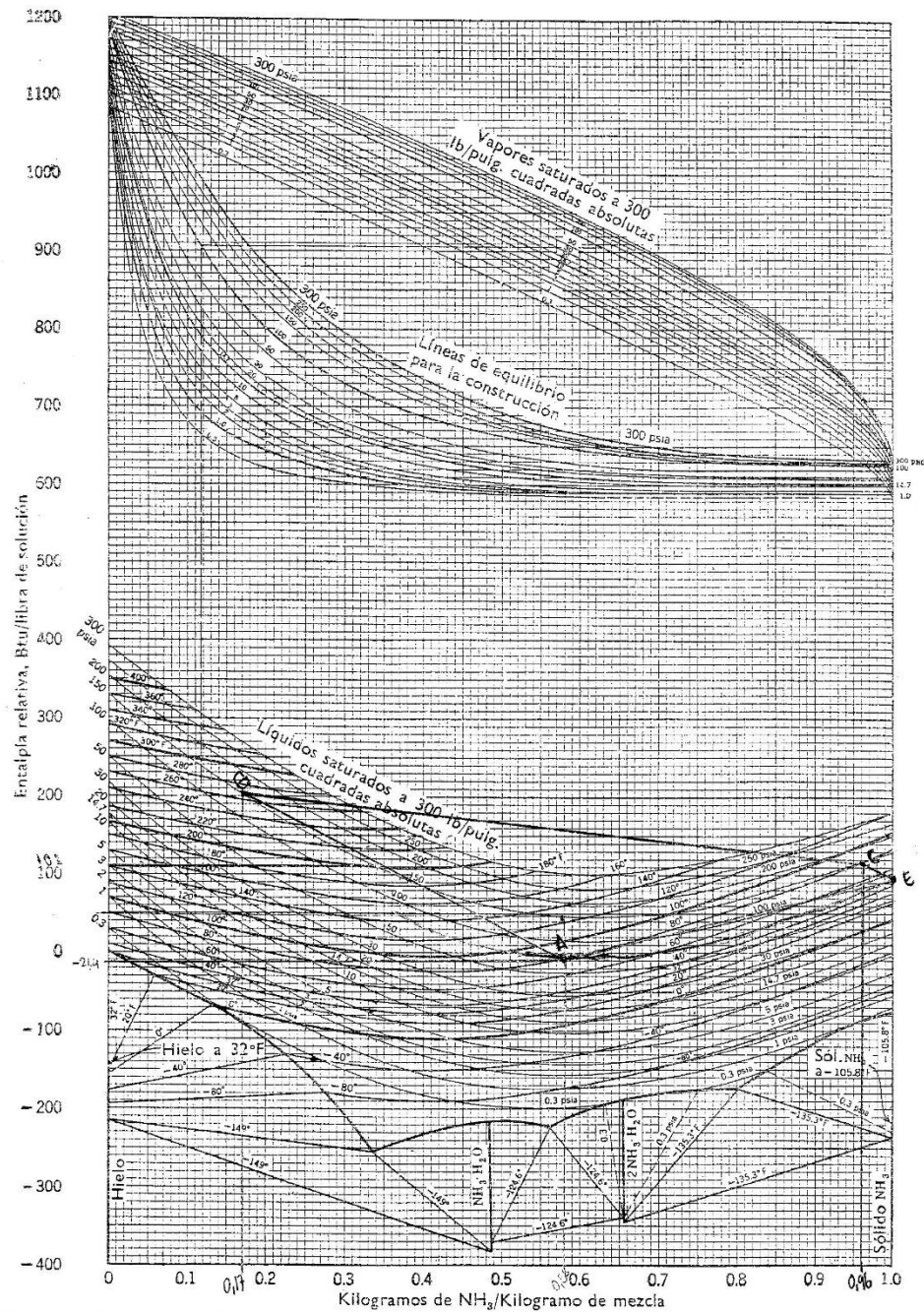


FIG. 551. Diagrama entalpía-concentración para el sistema amoníaco-agua. Estados de referencia: agua a 0°C ($= 32^{\circ}\text{F}$) y amoníaco líquido a 4.5°C ($= -40^{\circ}\text{F}$), para uniformar estos datos con los que dan las tablas usuales de amoníaco y del vapor de agua.

1 Btu/lb = 0,556 Kcal/Kg; 1 psia = 0,0703 Kg/cm²; $(^{\circ}\text{F} - 32) \cdot 0,556 = ^{\circ}\text{C}$.

Tabla 11. Toneladas métricas de refrigeración, máximas, para tuberías conductoras de amoníaco

(Para longitud equivalente de tubería de 100 m)

(ARI Equipment Standards, ed. de 1946, tomada de ASRE, Air-Conditioning Refrigerating Data Book)

Tamaño o diámetro del tubo	Líneas de aspiración			Línea de descarga	Línea de líquido		
	Presión de aspiración, Kg/cm ² man.				Del condensador al receptor	Del receptor al sistema	
Pulg.	mm	0.35 (-27.3° C.)	1.4 (-14.7° C.)	3.16 (-1.1° C.)			
5/8	9.5	1.8	3.3	6.0	9.2	7.4	35.8
1 1/4	12.7	3.6	6.6	12.2	17.9	17.9	59.6
1 1/2	19.0	6.6	11.9	22.3	34.0	41.7	223
2	25.4	13.1	23.8	44.7	66.7	71.5	408
2 1/4	31.7	19.1	35.2	64.4	92.1	149	730
3	38.1	26.1	66.2	125	185	229	1 192
3 1/2	50.8	36.1	106	194	290	417	2 533
4	63.5	56.9	176	322	477	656	4 395
5	76.2	93.9	261	465	709	1 117	7 152
6	88.9	139	352	715	983	1 609	10 430
8	102	191	620	1 147	1 669	2 205	
10	127	349	912	1 788	2 697	3 934	
12	152	521	1 937	3 576	5 394	6 049	
	203	1 079	3 516	6 437	9 536	12 516	
	254	1 907					
	305	2 801					

Coeficientes de calefacción y refrigeración de las máquinas de absorción por cada
1000 Kcal/h.

Condensador	aprox. 1,0—1,2 m ²	Absorbedor	aprox. 0,3—0,7 m ²
Evaporador	" 0,9 m ²	Intercambiador de	
Generador	" 0,1—0,36 m ²	temperatura	aprox. 0,1—0,26 m ²

según Borsig:

Para una temperatura de la solución de —10 a —20°C; vapor de calefacción de 0,5 a 2,0 atm; temperatura del agua de refrigeración 15 a 25°C

	m ²		m ²
Condensador	—	Intercambiador de	—
De doble tubo o multitubular	0,2 —0,25	temperatura multi-	
Evaporador		tubular	0,16—0,22
✓ Serpentes	0,8 —1,0	Sub-enfriadores de	
Tubo vertical	0,35—0,45	NH ₃	0,05—0,07
Generador		Refrigerador de solución	
✓ Superficie de riego.	0,06—0,1	De doble tubo o	
Absorbedor		multitubular	0,02—0,05
De doble tubo, multitubular o de caldera	0,35—0,45	Refrigerador de vapor	
		Serpentín tubular	
		liso	0,06—0,10
		Serpentín de tubos	
		con aletas	0,25—0,35