



Instituto Politécnico Nacional



Escuela Superior de Ingeniería Mecánica y Eléctrica

Unidad Azcapotzalco

Acondicionamiento de aire de una vivienda ubicada en Culiacán Sinaloa mediante un sistema de refrigeración por absorción.

Tesis que para obtener el título de Ingeniero Mecánico.

Presenta.-

Francisco Alfonso Hernández Morales

Asesores.-

Dr. Alejandro Zacarías Santiago
C.P. Alicia Flores Vasconcelos

México, D.F. Abril de 2014

**INSTITUTO POLITÉCNICO NACIONAL
ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA MECÁNICA Y ELÉCTRICA
UNIDAD AZCAPOTZALCO**

**AUTORIZACIÓN DE TEMA
TESIS**

**QUE PARA OBTENER EL TÍTULO DE: INGENIERO MECÁNICO
DEBERÁ DESARROLLAR EL C. HERNANDEZ MORALES FRANCISCO ALFONSO**

**ACONDICIONAMIENTO DE AIRE DE UNA VIVIENDA UBICADA EN CULIACÁN SINALOA MEDIANTE UN
SISTEMA DE REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN**

El uso de los sistemas de refrigeración por compresión mecánica utilizados actualmente para generar aire acondicionado contribuye a la emisión de bióxido de carbono, contaminando el medio ambiente.

Proporcionar aire acondicionado a una vivienda empleando un Sistema de Refrigeración por Absorción ayuda a disminuir la contaminación, el consumo de energía eléctrica; además de favorecer la economía de las familias de la ciudad de Culiacán.

EL TEMA COMPRENDERÁ LOS SIGUIENTES PUNTOS:

1. ANTECEDENTES
2. FUNDAMENTOS
3. PROCEDIMIENTO DE CÁLCULO
4. MEMORIA DE CÁLCULO
5. SELECCIÓN Y COSTO DEL EQUIPO

Azacapozalco, D. F., a 14 de Mayo de 2014

ASESOR



DR. ALEJANDRO ZACARIAS SANTIAGO



IPN C. P. ALICIA FLORES VASCONCELOS
Unidad Azcapotzalco
Departamento de Trayectorias
y Servicios Académicos

Vo. Bo.

EL DIRECTOR



ING. ISMAEL JAIDAR MONTER

NOTA: Se deberá utilizar el Sistema Internacional de Unidades.

AT-067/2014

P.S. 08-12

IJM/AMG/MEB/mro



RESUMEN

Para comenzar con este proyecto se recopilaron datos de Ciudad de Culiacán de Sinaloa, como son temperatura ambiental, altura sobre el nivel del mar, humedad relativa y datos de construcción de las casas. Con tales datos, se inició la fase de cálculos, comenzando con la carga de refrigeración. Se procedió con a calcular el calor necesario que se debe entregar al generador, es decir, a la entrada del circuito de refrigeración por absorción, incluyendo todos los cálculos de cada una de las partes del sistema. Se finalizó haciendo el cálculo en caso de que una o más variantes cambien.

Se seleccionó el equipo de acuerdo a los cálculos obtenidos, equipo que no dañe el medio ambiente, y únicamente el necesario para cumplir con las necesidades de la población que utilizará el producto, el cual también es de una sencilla operación.

Para ello se realizó un balance térmico de acuerdo al número de habitaciones, número de personas que habitan la casa, temperatura exterior, temperatura interior, material de construcción de la casa, entre otras variantes que pueden afectar los cálculos y por ende el desempeño de esta máquina de refrigeración. Después se realizaron los cálculos de calor necesarios para saber a qué temperatura del fluido de trabajo se tiene que suministrar para que la máquina trabaje a su máxima eficiencia. Para terminar, se mostraron gráficas que demuestran el comportamiento al variar las condiciones de trabajo.



AGRADECIMIENTOS

Le agradezco a Dios por haberme acompañado a lo largo de mi carrera, por haberme guiado y por haberme dado la fortaleza día a día para no rendirme en los momentos de debilidad, pero sobre todo por brindarme aprendizaje, experiencia, amor y felicidad.

Doy gracias a mi madre Tere, por enseñarme que el esfuerzo es la clave, por involucrarse en mi desarrollo tanto profesional como personal, por ser el ejemplo a seguir, por ser el pilar en el que me apoyo y por el simple hecho de ser mi madre.

A mi padre Alfonso, por darme la oportunidad de tener una excelente educación, por las lecciones enseñadas, por ser ejemplo para mi vida tanto como ser humano como también de profesionista, e inculcarme los valores que me guían.

Agradezco a mi hermana Ana, por ser parte fundamental en mi vida, por retarme a su manera a ser mejor y buscar cosas mejores, por estar ahí a pesar de todo.

Les agradezco a mis abuelitos por ser ejemplo de excelencia y por ser la unidad de la familia, a mis tíos porque sé que siempre están para ayudarme y encaminarme, a mis primas que sin saberlo se convirtieron en mis mejores amigas desde la infancia.

Quiero agradecer también a mis amigos, Sandra, Alberto, Israel y Victoria, que a pesar de estar buscando diversión siempre me han brindado su mano cuando de ellos he requerido.

También agradezco a mis compañeros, porque todos en algún momento nos convertimos en maestros para ayudarnos a aprobar un examen, un parcial y hasta un semestre.

Y por último, pero no por eso menos importante, doy gracias a mis profesores, que con amor a su profesión compartieron sus conocimientos, y enseñaron más allá de lo que dice el plan de estudios, que me motivaron a superarme y me demostraron



que siempre hay algo más que aprender, en especial al Dr. Alejandro Zacarías que fue clave importantísima para la realización de esta tesis, y a mis profesores de la Academia de Térmicas, que me inculcaron el gusto por las máquinas térmicas.



CONTENIDO GENERAL

RESUMEN.....	ii
AGRADECIMIENTOS.....	iii
CONTENIDO GENERAL.....	v
INDICE DE FIGURAS.....	viii
INDICE DE TABLAS.....	x
INTRODUCCIÓN.....	1
CAPÍTULO 1 ANTECEDENTES.....	3
1.1 Energía solar.....	4
2.9 Constante Solar.....	5
1.2 Colectores solares fototérmicos.....	5
1.2.1 Colectores de baja temperatura.....	6
1.2.2 Colectores de temperatura media.....	8
1.2.3 Colectores de alta temperatura.....	9
1.3 Evolución de la energía solar fototérmica en México.....	10
1.5 Antecedentes de los sistemas de refrigeración por absorción.....	12
CAPÍTULO 2 FUNDAMENTOS.....	14
2.1 Refrigeración.....	15
2.1.1 Definición.....	15
2.1.2 Concepto de carga de refrigeración.....	15
2.1.3 Agente de refrigeración.....	15
2.2 Sistemas de refrigeración por absorción.....	15
2.3 Transferencia de calor.....	17
2.3.1 Conducción.....	18
2.3.2 Convección.....	19
2.3.3 Radiación.....	20
2.4 Intercambiadores de calor.....	21
2.5 Primera ley de la termodinámica.....	22
2.6 Segunda ley de la termodinámica.....	22



2.7 Criterios para el cálculo de la carga de refrigeración	23
2.8 Coeficiente de operación	24
CAPÍTULO 3 PROCEDIMIENTO DE CÁLCULO	25
3.1 Diagramas a utilizar	26
3.1.1 Diagrama de la vivienda	26
3.1.2 Diagrama del sistema de refrigeración por absorción	27
3.2 Cálculo de la carga de refrigeración	28
3.2.1 Ganancias de calor a través de paredes y techos	28
3.2.2 Ganancias de calor debido al efecto solar	30
3.2.3 Ganancia de calor debido a la infiltración.....	30
3.2.4 Ganancia de calor debido a los ocupantes	30
3.2.5 Ganancia de calor debido a máquinas y/o alumbrado	31
3.3 Balance energético del sistema de refrigeración por absorción	31
3.3.1 Calor liberado por el condensador.....	31
3.3.2 Calor absorbido por el evaporador	33
3.3.3 Calor liberado por el absorbedor.....	33
3.3.4 Trabajo de la bomba de disolución.....	35
3.3.5 Calor aprovechado por el recuperador	35
3.3.6 Calor necesario en el generador.....	36
3.3.7 Trabajo de la bomba	37
3.4 Coeficiente de operación.....	37
CAPÍTULO 4 MEMORIA DE CÁLCULO.....	38
4.1 Condiciones atmosféricas de Culiacán Sinaloa	39
4.2 Cálculo del balance térmico.....	40
4.2.1 Ganancias de calor por transmisión	40
4.2.2 Ganancias por infiltración.....	43
4.2.3 Ganancia de calor por ocupantes	43
4.2.4 Ganancia de calor por equipo y alumbrado	44
4.2.5 Cálculo de la carga total.....	45
4.3 Calculo del Sistema de Refrigeración por Absorción	46
4.3.1 Condiciones iniciales.....	46



4.3.2	Temperatura de generación.....	47
4.3.3	Flujo de refrigerante y de disolución.....	48
4.3.4	Calor recuperado.....	49
4.3.5	Calor de generación (en el generador)	50
4.3.6	Calor de absorción (en el absorbedor).....	50
4.3.7	Calor de condensación (en el condensador)	51
4.3.8	Potencia de la bomba	51
4.3.9	Coeficiente de operación.....	52
4.3.10	Resultados de cada punto en el SRA y de potencias térmicas	52
4.4	Simulación del Sistema de Refrigeración por Absorción.....	53
4.4.1	Cambio de concentración en el generador.....	53
4.4.2	Temperatura de evaporación.....	55
4.4.3	Temperatura de absorción	57
CAPÍTULO 5 SELECCIÓN Y COSTOS DEL EQUIPO		60
5.1	Selección del equipo	61
5.2	Costo del equipo	62
5.3	Comparación con un sistema de compresión mecánica.....	62
5.4	Costos de operación	64
5.5	Costos de mantenimiento.....	66
5.6	Comparación de gastos totales en un año.....	68
5.7	Comparación de gastos totales en el segundo año	69
5.8	Costos totales durante la vida útil del equipo (20 años).....	71
CONCLUSIONES		73
REFERENCIAS.....		74
ANEXOS		76
A1.	Plano de la casa a acondicionar	76
A2.	Diagrama de Dühring.....	77
A3.	Diagrama de Merkel.....	78
A4.	Diagrama de Mollier (Presión Entalpía).....	79
A5.	Tabla de calor producido por personas de acuerdo a la actividad física realizada, Hernández Goribar.....	80



INDICE DE FIGURAS

<i>Figura 1. 1. Constitución básica de un colector solar de baja temperatura.....</i>	<i>6</i>
<i>Figura 1. 2 Calentador solar, tipo termosifón. Fuente: termi-solar.com.....</i>	<i>7</i>
<i>Figura 1. 3 Instalación industrial de colectores solares de circulación forzada. Fuente: archiexpo.es.</i>	<i>8</i>
<i>Figura 1. 4 Concentrador de temperatura media.</i>	<i>9</i>
<i>Figura 1. 5 Colectores solares de alta temperatura. Fuente: Dreamstime.com.es.</i>	<i>10</i>
<i>Figura 1. 6 Colector para la piscina Infante en México.</i>	<i>12</i>
<i>Figura 2. 1. Ciclo de refrigeración por absorción.....</i>	<i>16</i>
<i>Figura 2. 2. Presión-temperatura del ciclo de absorción.....</i>	<i>17</i>
<i>Figura 2. 3 Transferencia de calor por conducción.....</i>	<i>18</i>
<i>Figura 2. 4. Transferencia de calor por convección.....</i>	<i>19</i>
<i>Figura 2. 5. Transferencia de calor por radiación.</i>	<i>20</i>
<i>Figura 2. 6 Intercambiadores de caso y tubos y de serpentín dentro de un casco.....</i>	<i>22</i>
<i>Figura 3. 1. Diagrama de la puesta en servicio sobre la vivienda.</i>	<i>26</i>
<i>Figura 3. 2. Diagrama del ciclo de refrigeración por absorción (usado como chiller).....</i>	<i>27</i>
<i>Figura 4. 1. Mapa de Sinaloa ubicado al noreste de la República Mexicana.....</i>	<i>39</i>
<i>Figura 4. 2. Gráfica de las porciones de la carga térmica.</i>	<i>45</i>
<i>Figura 4. 3. Tabla de resultados incrementando “x”.....</i>	<i>54</i>
<i>Figura 4. 4. Calor del generador y COP con respecto al incremento de “x”.</i>	<i>55</i>
<i>Figura 4. 5. Tabla de resultados si la temperatura en el evaporador oscila entre 0 y 15 grados Celsius.....</i>	<i>56</i>
<i>Figura 4. 6. Gráfica del Calor del generador y COP con respecto al incremento de la temperatura en el evaporador.</i>	<i>57</i>
<i>Figura 4. 7. Tabla de resultados si la temperatura ambiente oscila entre 21 y 45 grados Celsius. ..</i>	<i>58</i>



<i>Figura 4. 8. Gráfica del calor del generador y cop con respecto a una variación de temperatura ambiente de 21 a 45 grados Celsius.....</i>	<i>59</i>
<i>Figura 5. 1. Equipo de refrigeración por absorción marca Salvador Escoda S.A. serie MCHRA (equipo seleccionado).....</i>	<i>61</i>
<i>Figura 5. 2. Gráfica comparativa de coste de adquisición (compresión mecánica-absorción) en moneda nacional.....</i>	<i>63</i>
<i>Figura 5. 3. Gráfica comparativa de coste de operación (compresión mecánica-absorción) en moneda nacional.....</i>	<i>66</i>
<i>Figura 5. 4. Gráfica comparativa de coste de mantenimiento (compresión mecánica-absorción) en moneda nacional.....</i>	<i>67</i>
<i>Figura 5. 5. Gráfica comparativa de costos totales (compresión mecánica-absorción) en moneda nacional.....</i>	<i>69</i>
<i>Figura 5. 6. Comparación de costos totales en el segundo año (compresión mecánica-absorción).</i>	<i>70</i>
<i>Figura 5. 7. Comparación de costos totales durante la vida útil del sistema, 20 años (compresión mecánica-absorción).....</i>	<i>71</i>



INDICE DE TABLAS

<i>Tabla 3. 1. Coeficientes de película de aire de acuerdo al material de contacto (pared interior y exterior).....</i>	<i>29</i>
<i>Tabla 4. 1. Condiciones atmosféricas de Culiacán Sinaloa.....</i>	<i>39</i>
<i>Tabla 4. 2. Calor generado por electrodomésticos y comida.</i>	<i>44</i>
<i>Tabla 4. 3. Resultados de calor y trabajo de la bomba para este modelo.</i>	<i>52</i>
<i>Tabla 4. 4. Resultados de cálculo de calor en verano de Culiacán.</i>	<i>53</i>
<i>Tabla 5. 1. Comparación de costos de adquisición del equipo.....</i>	<i>63</i>
<i>Tabla 5. 2. Comparativo de costos de operación.</i>	<i>64</i>
<i>Tabla 5. 3. Comparativo de gastos de operación anual.....</i>	<i>65</i>
<i>Tabla 5. 4. Comparativo gastos de mantenimiento.</i>	<i>67</i>
<i>Tabla 5. 5. Comparativo de costos totales del primer año.....</i>	<i>68</i>
<i>Tabla 5. 6. Comparativo de costos totales a partir del segundo año.....</i>	<i>70</i>
<i>Tabla 5. 7. Comparativo de costos totales desde el primer año hasta el vigésimo.</i>	<i>72</i>



INTRODUCCIÓN

En la zona del pacifico norte, en el Estado de Sinaloa (especialmente en la Ciudad de Culiacán), se tienen temperaturas muy altas para el confort del ser humano a pesar de estar acostumbrado a esas temperaturas, a ello le sumamos los niveles de humedad lo cual da como resultado un calor bochornoso.

En esta zona se han implementado sistemas de refrigeración empleando energía eléctrica la cual es muy costosa en esa zona, por ende no todos tienen acceso a estos métodos de enfriamiento de por lo menos una habitación de sus casas. Se ha observado que la población busca alternativas para mantener un confort en la vida de sus familias.

También tenemos en cuenta que la población cada vez está más concientizada sobre los problemas ambientales del planeta y están de acuerdo en el uso de energías renovables, limpias, que no dañen el medio ambiente y sobretodo económicas, siempre y cuando no afecte a su economía familiar, y que cumpla con el objetivo.

Para ello se cree que una buena solución al problema será implementar un sistema de Acondicionamiento de aire mediante un sistema de refrigeración por absorción, puesto que cumple con todos los requisitos que la zona demanda para el bienestar de una familia que habita esta zona de la república mexicana.

PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

En el Estado de Sinaloa, encontramos una de las más altas temperaturas de los Estados Unidos Mexicanos, debido a la zona en la que se encuentra (Zona Pacífico Norte), aquí se combinan altas temperaturas con niveles elevados de humedad. En este Estado se han implementado con gran éxito sistemas de aire acondicionado por compresión de vapor, pero aún con el supuesto subsidio del



gobierno en energía eléctrica, es muy costoso tener en casa estas máquinas frigoríficas que consumen mucha energía eléctrica, por lo que para las personas de clase media a baja es un lujo que no se pueden dar.

OBJETIVO

Diseñar un sistema de acondicionamiento de aire para viviendas ubicadas en Culiacán Sinaloa, utilizando energía limpia, económica y renovable.

OBJETIVOS PARTICULARES

- Recopilar información de las condiciones ambientales de la ciudad de Culiacán Sinaloa.
- Determinar la capacidad de enfriamiento de la vivienda.
- Dimensionar el sistema de refrigeración por absorción.
- Seleccionar el equipo de aire acondicionado.
- Seleccionar el sistema de refrigeración por absorción.
- Evaluar el beneficio económico del sistema.

JUSTIFICACIÓN

Con el fin de proporcionar aire acondicionado en las viviendas empleando energías sustentables, dará como resultado la disminución de más del 95% en consumo de energía eléctrica, de esta forma disminuir la contaminación del medio ambiente por la emisión de bióxido de carbono en el proceso de proporcionar energía eléctrica, y ayudar a la economía de la familia de la ciudad sinaloense.



CAPÍTULO 1

ANTECEDENTES

En este capítulo se describen los conceptos básicos que se utilizan en el proyecto así como también los antecedentes históricos del uso del uso de colectores solares fototérmicos y de sistemas de refrigeración.





1.1 Energía solar

La energía solar es la energía obtenida mediante la captación de la luz y el calor emitidos por el sol. El sol, fuente de vida y origen de las demás formas de energía que el hombre ha utilizado desde los albores de la historia, puede satisfacer todas nuestras necesidades, si aprendemos cómo aprovechar de forma racional la luz que continuamente derrama sobre el planeta. Ha brillado en el cielo desde hace unos cinco mil millones de años, y se calcula que todavía no ha llegado ni a la mitad de su existencia. Una energía garantizada para los próximos 6.000 millones de años.

Durante el presente año, el sol arrojará sobre la Tierra cuatro mil veces más energía que la que vamos a consumir. Sería poco racional no intentar aprovechar, por todos los medios técnicamente posibles, esta fuente energética gratuita, limpia e inagotable, que puede liberarnos definitivamente de la dependencia del petróleo o de otras alternativas poco seguras, contaminantes o, simplemente, agotables.

Es preciso señalar que existen algunos problemas que debemos afrontar y superar. Aparte de las dificultades que una política energética solar avanzada conllevaría por sí misma, hay que tener en cuenta que esta energía está sometida a continuas fluctuaciones y a variaciones más o menos bruscas. Así, por ejemplo, la radiación solar es menor en invierno, precisamente cuando más la solemos necesitar.

Entonces surge la duda, ¿Qué podemos obtener de la energía solar?. La respuesta puede ser simple. Se puede aprovechar el calor y la luz. El calor se aprovecha mediante colectores solares fototérmicos y la electricidad a través de celdas fotovoltaicas.



2.9 Constante Solar

La constante solar se considera la cantidad de energía por unidad de tiempo y área que alcanza la atmósfera terrestre sobre una superficie normal al Sol, su valor es de 1.367 watts por metro cuadrado de superficie. Sin embargo, la atmósfera la atenúa, por efecto de las reflexiones sobre las nubes y por la absorción al atravesar las moléculas del aire del ozono, el vapor de agua, etc. Por lo que el valor que se toma para fines de cálculo es de $1 \text{ kw}/\text{m}^2$

Irradiancia: Define este término la potencia correspondiente al valor de la radiación sobre la superficie. Se expresa como w/m^2 .

Irradiación: Define al valor de la energía, ya que corresponde a la radiación sobre una superficie dada y durante un periodo de tiempo determinado se expresa en Wh/m^2 .

La radiación solar no es constante en toda la franja diurna, Intervienen factores tales como el estado momentáneo de la atmósfera, la hora del día y la estación del año, así que la condición de $1 \text{ kw}/\text{m}^2$ se da solo en la condición de mediodía con el cielo completamente despejado.

La energía captada alcanza su valor máximo en el cenit, al mediodía, y la mínima al alba y al ocaso entre tales extremos se encuentra la franja denominada HPS (Hora Pico del Sol). Que corresponde al periodo horario en el que se cumple con la condición de periodo despejado.

1.2 Colectores solares fototérmicos

Los Sistemas fototérmicos convierten la radiación solar en calor y lo transfieren a un fluido de trabajo. El calor se usa entonces para calentar edificios,



agua, mover turbinas para generar electricidad, secar granos o destruir desechos peligrosos. Los Colectores Térmicos Solares se dividen en tres categorías:

1.2.1 Colectores de baja temperatura

Proveen calor útil a temperaturas menores de 65° C mediante absorbedores metálicos o no metálicos para aplicaciones tales como calentamiento de piscinas, calentamiento doméstico de agua para baño y, en general, para todas aquellas actividades industriales en las que el calor de proceso no es mayor a 60° C, por ejemplo la pasteurización, el lavado textil, etc.

El colector solar plano es el aparato más representativo de la tecnología solar fototérmica. Su principal aplicación es en el calentamiento de agua para baño y albercas, aunque también se utiliza para secar productos agropecuarios mediante el calentamiento de aire y para destilar agua en comunidades rurales principalmente. En la figura 1.1 se muestra la configuración básica de un colector solar de baja temperatura.

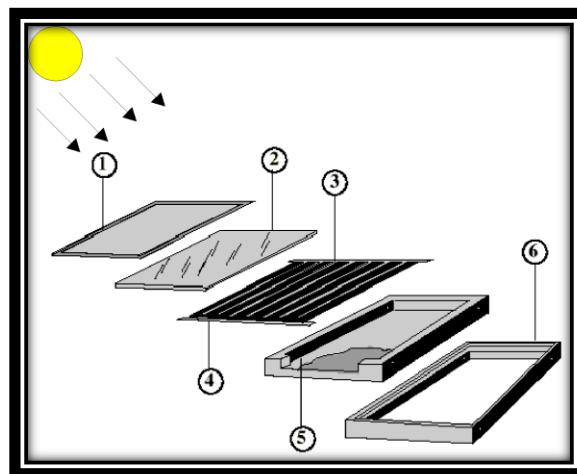


Figura 1. 1. Constitución básica de un colector solar de baja temperatura.



- 1.- Marco de aluminio anodizado.
- 2.- Cubierta de vidrio templado, bajo contenido en fierro.
- 3.- Placa absorbedora, enrejado con aletas de cobre.
- 4.- Cabezales de alimentación y descarga de agua.
- 5.- Aislante, usualmente poliestireno, o unicel.
- 6.- Caja del colector, galvanizada.

Para la mayoría de los colectores solares se tienen dimensiones características. En términos generales la unidad básica consiste de un colector plano de 1.8 a 2.1 metros cuadrados de superficie, conectado a un termotanque de almacenamiento de 150 a 200 litros de capacidad; a este sistema frecuentemente se le añaden algunos dispositivos termostáticos de control a fin de evitar congelamientos y pérdidas de calor durante la noche.

Las unidades domésticas funcionan mediante el mecanismo de termosifón (figura 1.2), es decir, mediante la circulación que se establece en el sistema debido a la diferencia de temperatura de las capas de líquido estratificadas en el tanque de almacenamiento.



Figura 1.2 Calentador solar, tipo termosifón. Fuente: termi-solar.com.

Para instalaciones industriales se emplean varios módulos conectados en arreglos serie-paralelo, según el caso, y se emplean bombas para establecer la circulación forzada (figura 1.3).

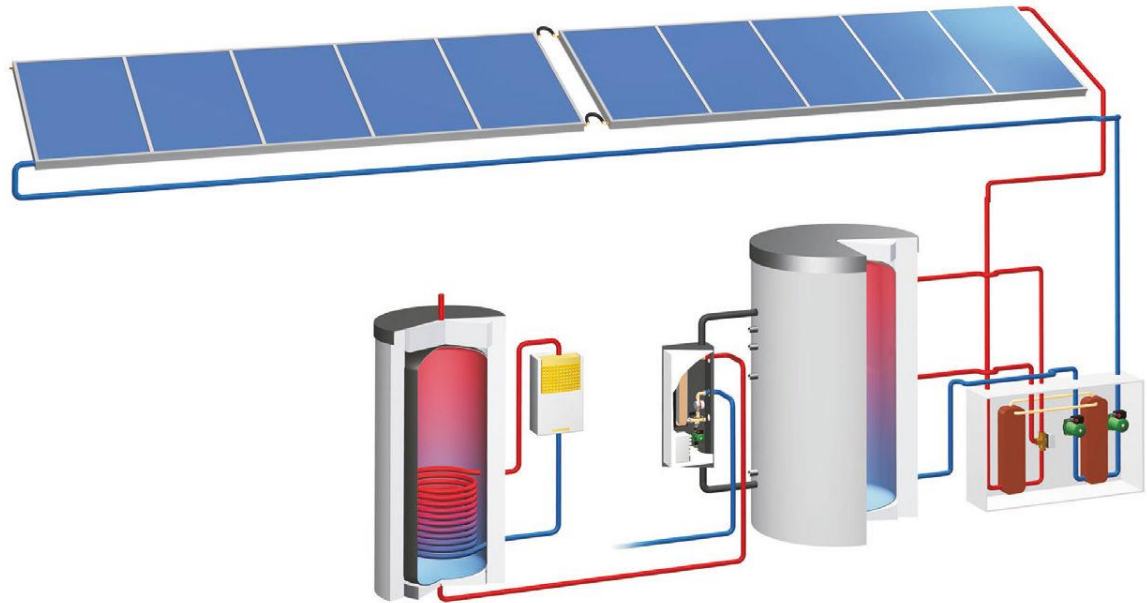


Figura 1.3 Instalación industrial de colectores solares de circulación forzada. Fuente: archiexpo.es.

1.2.2 Colectores de temperatura media

Son los dispositivos que concentran la radiación solar para entregar calor útil a mayor temperatura, usualmente entre los 100 y 300°C. En esta categoría se tienen a los concentradores estacionarios y a los canales parabólicos, todos ellos efectúan la concentración mediante espejos dirigidos hacia un receptor de menor tamaño. Tienen el inconveniente de trabajar solamente con la componente directa de la radiación solar por lo que su utilización queda restringida a zonas de alta insolación.

Los sistemas tipo canal parabólico usan reflectores parabólicos en una configuración de canal para enfocar la radiación solar directa sobre un tubo largo

que corre a lo largo de su foco y que conduce al fluido de trabajo, el cual puede alcanzar temperaturas hasta de 300°C.

En la figura 1.2 se muestra un concentrador solar de temperatura media de tipo de cilindro parabólico, el cual por medio de espejos refleja la energía solar a un punto llamado foco por donde pasa el fluido a calentar logrando elevar la temperatura del mismo hasta poco más de 300 °C

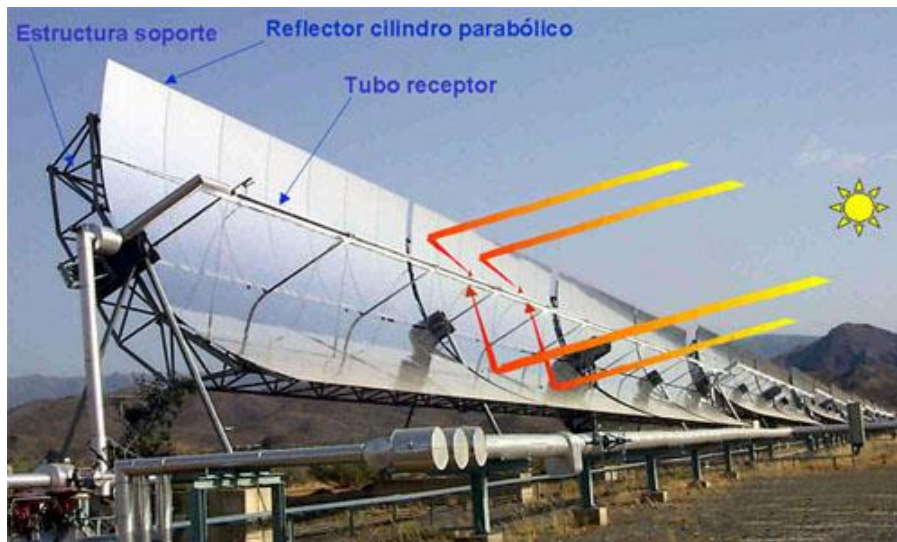


Figura 1. 4 Concentrador de temperatura media.

1.2.3 Colectores de alta temperatura

Existen en tres tipos diferentes: los colectores de plato parabólico (figura 1.5), la nueva generación de canal parabólico y los sistemas de torre central. Operan a temperaturas mayores a los 500°C y se usan para generar electricidad y transmitirla a la red eléctrica; en algunos países estos sistemas son operados por productores independientes y se instalan en regiones donde las posibilidades de días nublados son remotas.



Figura 1.5 Colectores solares de alta temperatura. Fuente: *Dreamstime.com.es*.

1.3 Evolución de la energía solar fototérmica en México

1981 - En México se desarrollaron algunos proyectos demostrativos como el del Instituto de Investigaciones Eléctricas en colaboración con el Laboratorio de Energía Solar del IIM-UNAM, dicho proyecto sobre aire acondicionado solar fue realizado en la ciudad de Mexicali, Baja California y estaba formado por 30 colectores de placa plana con una área total de 48 metros cuadrados. Los colectores fueron diseñados y construidos en México.

1987 - Se empezaron a fabricar colectores solares de plástico para alberca en México, y desde esa fecha ha mantenido un perfeccionamiento continuo de ésta tecnología con la intención de ofrecer el mejor sistema de calentamiento solar para piscina a nivel mundial.



2006 - El Directorio Ejecutivo del Banco Mundial aprobó una donación a México por US\$49,35 millones a través del Fondo para el Medio Ambiente Mundial (FMAM) para demostrar el funcionamiento de una tecnología innovadora que emite baja cantidad de gases de efecto invernadero.

El Proyecto térmico-solar Agua Prieta II busca evidenciar los beneficios de la integración de un campo de energía solar con una gran planta térmica convencional, su contribución a la reducción de los costos a largo plazo de la tecnología y la disminución de las emisiones globales de gases de efecto invernadero. Se estima que la reducción de las emisiones de carbono equivaldrá a 391.270 toneladas de dióxido de carbono durante los próximos 25 años de vida útil de la planta.

El campo colector de energía solar está compuesto de varias filas paralelas de colectores solares que siguen al sol de este a oeste durante el día.

2007 - El Programa de las Naciones Unidas para el Medio Ambiente (PNUMA) anunció hoy que extenderá a ocho países su proyecto para generar electricidad en zonas rurales mediante paneles solares. Uno de estos países es México.

2008 - México.- La alemana Q-Cells anunció que invertirá 3500 millones de dólares para construir una planta para la fabricación de paneles solares flexibles en el noroeste de México.

2010 - Publicado el 14 de Julio de 2010 en Ecología. Hotel instala paneles solares para reducir contaminación ambiental en México Como parte de su estrategia de desarrollo en la Riviera Maya de México, el Hotel Gran Velas All Suites & Spa Resort instaló 180 paneles solares Heliocol con el objetivo de calentar agua para sus piscinas.

2011 - La piscina Infante cuenta con una instalación de energía solar térmica la cual está en la cubierta del pabellón de la piscina y se compone de 12



baterías con 70 captadores solares térmicos de baja temperatura para calentamiento de agua sanitaria. En la figura 1.3 se muestra la inauguración del sistema de calentamiento de agua para la piscina infante utilizando paneles solares fototérmicos de baja temperatura.



Figura 1. 6 Colector para la piscina Infante en México.

1.5 Antecedentes de los sistemas de refrigeración por absorción

- En 1855 se patentó la primera máquina industrial frigorífica por compresión de éter por el escocés James Harrison.
- En 1859, aparece la primera máquina frigorífica por absorción, inventada por el francés Ferdinand Carré que utiliza el par amoníaco-agua, esta máquina fue industrializada en 1944 por una compañía suiza.
- En 1913 en Chicago, se fabrica el Domelre que fue el primer refrigerador doméstico.



Las primeras aplicaciones industriales de los principios termodinámicos de la absorción de un vapor por un líquido, con el fin de conseguir la refrigeración de otro líquido, datan de los primeros años 30.

El sistema de refrigeración por absorción fue desarrollado por Sir John Leslie, quien utilizó el ácido sulfúrico como absorbente y el agua como refrigerante. Más tarde, en 1859, Ferdinand Carré inventa la primera máquina de absorción, la cual trabaja con el par amoníaco-agua.

La comercialización a mayor escala de plantas frigoríficas de absorción con ciclo Amoniaco-Agua comienzan en la década de los 40 y la puesta en el mercado de las primeras plantas con ciclo agua-Bromuro de Litio tiene lugar a principio de los 50. Los ciclos de absorción se basan físicamente en la capacidad que tienen algunas sustancias, tales como el agua y algunas sales como el Bromuro de Litio, para absorber, en fase líquida, vapores de otras sustancias tales como el amoníaco y el agua, respectivamente.



CAPÍTULO 2

FUNDAMENTOS

En este capítulo se definen los fundamentos que se emplean para el diseño del proyecto.





2.1 Refrigeración

2.1.1 Definición

La refrigeración es el proceso que consiste en el mantenimiento y supervisión de la temperatura a un valor menor al medio ambiente de un objeto o un espacio. La reducción de temperatura se realiza extrayendo energía del cuerpo, generalmente extrayendo energía térmica, lo que contribuye a reducir la temperatura de este cuerpo, ya que el calor absorbido se transfiere a otro cuerpo.

2.1.2 Concepto de carga de refrigeración

Es la cantidad de calor que debe de retirarse del espacio por refrigerar, para reducir o mantener la temperatura deseada, en la mayoría de los casos, la carga de calor es la suma del calor que se fuga al espacio refrigerado a través de paredes, rendijas, ranuras, etc., más el calor que produce un equipo por refrigerar o motores eléctricos, alumbrado, personas, etc.

2.1.3 Agente de refrigeración

En cualquier proceso de refrigeración, el cuerpo empleado como absorbente de calor se llama agente de refrigeración o agente refrigerante.

2.2 Sistemas de refrigeración por absorción

Un método alternativo de refrigeración es, la refrigeración por absorción. Se suele utilizar cuando hay una fuente de calor residual o barata, por lo que la

producción de frío es mucho más económica y ecológica. En estos sistemas la energía suministrada es energía térmica.

El refrigerante es absorbido por un líquido solvente en un proceso exotérmico y transferido a un nivel de presión superior mediante una simple bomba. La energía necesaria para aumentar la presión de un líquido mediante una bomba es despreciable en comparación con la energía necesaria para comprimir un gas en un compresor. A una presión superior, el refrigerante es evaporado desorbido del líquido solvente en un proceso endotérmico, o sea mediante calor.

A partir de este punto, el proceso de refrigeración es igual al de un sistema de refrigeración por compresión. Por esto, al sistema de absorción y desorción se le denomina también "compresor térmico".

Este sistema se muestra en la figura 2.1, en ella se muestran las partes fundamentales del sistema (un generador, un absorbedor, un evaporador, un condensador, y una bomba, así como también las direcciones de los fluidos.

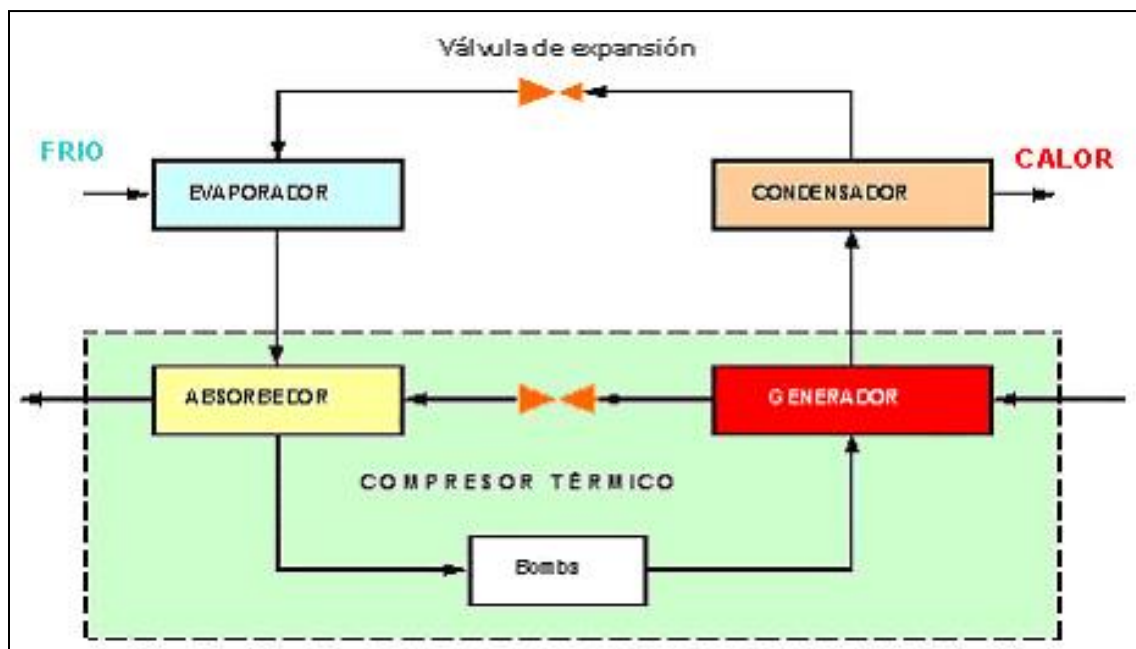


Figura 2. 1. Ciclo de refrigeración por absorción.

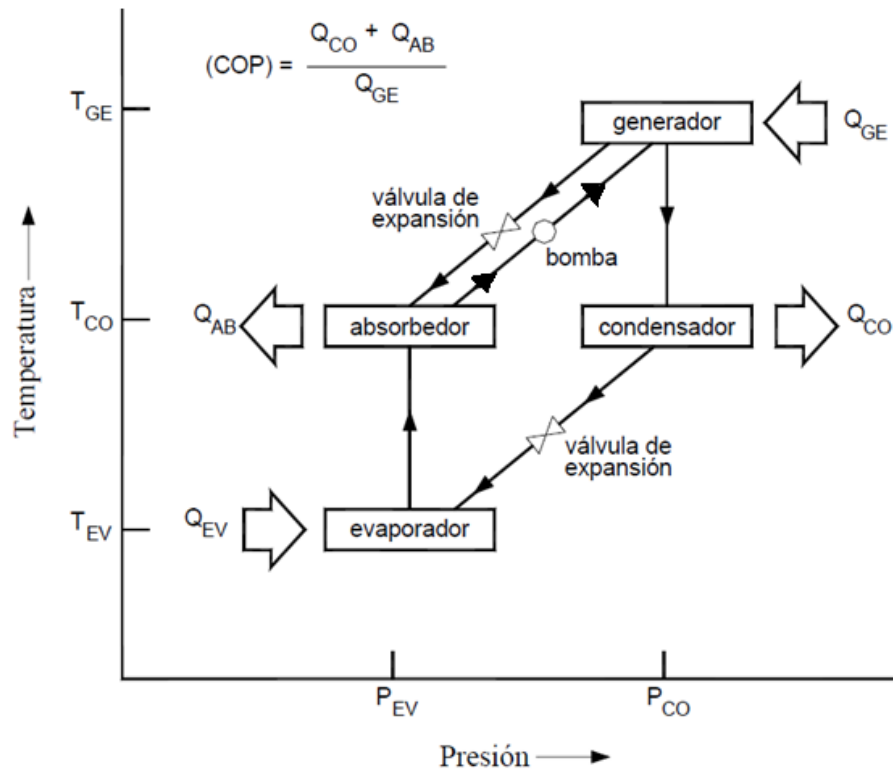


Figura 2. 2. Presión-temperatura del ciclo de absorción.

2.3 Transferencia de calor

El calor siempre fluye desde una región con temperatura más alta hacia otra región con temperatura más baja. La transferencia o dispersión del calor puede ocurrir a través de tres mecanismos posibles, conducción, convección y radiación:



2.3.1 Conducción

Flujo de calor a través de medios sólidos por la vibración interna de las moléculas y de los electrones libres y por choques entre ellas. Las moléculas y los electrones libres de la fracción de un sistema con temperatura alta vibran con más intensidad que las moléculas de otras regiones del mismo sistema o de otros sistemas en contacto con temperaturas más bajas. Las moléculas con una velocidad más alta chocan con las moléculas menos excitadas y transfieren parte de su energía a las moléculas con menos energía en las regiones más frías del sistema. Las moléculas que absorben el excedente de energía también adquirirán una mayor velocidad vibratoria y generarán más calor.

Los metales son los mejores conductores térmicos; mientras que los materiales no metálicos son conductores térmicos imperfectos. Por ejemplo, la conducción de calor a través de un metal que de un lado se calienta se termina por calentar el otro lado como se muestra en la figura 2.3.

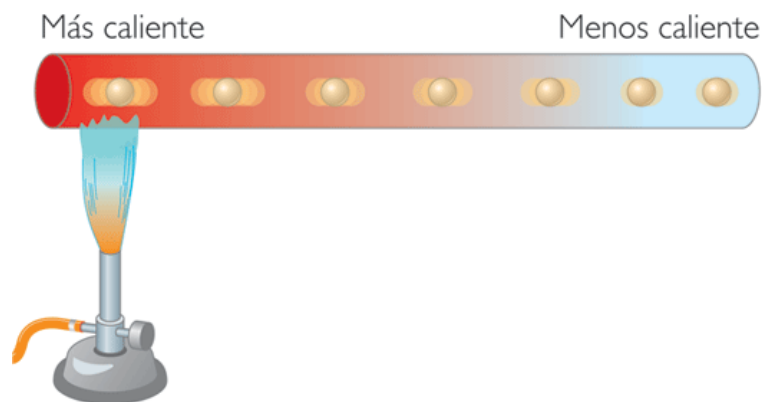


Figura 2.3 Transferencia de calor por conducción.

2.3.2 Convección

Es el flujo de calor mediante corrientes dentro de un fluido (líquido o gaseoso). La convección es el desplazamiento de masas de algún líquido o gas. Cuando una masa de un fluido se calienta al estar en contacto con una superficie caliente, sus moléculas se separan y se dispersan, causando que la masa del fluido llegue a ser menos densa. Cuando llega a ser menos denso se desplazará hacia arriba u horizontalmente hacia una región fría, mientras que las masas menos calientes, pero más densas, del fluido descenderán o se moverán en un sentido opuesto al del movimiento de la masa más caliente (el volumen de fluido menos caliente es desplazado por el volumen más caliente). Mediante este mecanismo los volúmenes más calientes transfieren calor a los volúmenes menos calientes de ese fluido (un líquido o un gas).

Por ejemplo, cuando calentamos agua en una estufa, el volumen de agua en el fondo de la olla adquirirá el calor por conducción desde el metal de la olla y se hará menos denso. Entonces, al ser menos denso, se moverá hacia la superficie del agua y desplazará a la masa superior menos caliente y más densa hacia el fondo de la olla, como se muestra en la figura 2.4.



Figura 2. 4. Transferencia de calor por convección.

2.3.3 Radiación

Es la transferencia de calor por medio de ondas electromagnéticas. No se requiere de un medio para su propagación. La energía irradiada se mueve a la velocidad de la luz. El calor irradiado por el Sol se puede intercambiar entre la superficie solar y la superficie de la Tierra sin calentar el espacio de transición.

Por ejemplo, si colocamos un objeto (tal como una moneda, un coche, o a nosotros mismos) bajo los rayos del Sol directos; al poco tiempo notaremos que el objeto se calentará. El intercambio de calor entre el Sol y el objeto ocurrirá por medio de radiación, o bien como en la figura 2.5 donde se muestra un recipiente al vacío donde en su interior se coloca un termómetro y se calienta desde el exterior con una lámpara, el termómetro nos indicará un aumento de temperatura pese a que no hay un medio de transferencia de calor lo que nos demuestra de forma clara que la radiación no necesita un medio para transferir calor de un lugar a otro.



Figura 2. 5. Transferencia de calor por radiación.



2.4 Intercambiadores de calor

Un intercambiador de calor es un componente que permite la transferencia de calor de un fluido (líquido o gas) a otro fluido. Entre las principales razones por las que se utilizan los intercambiadores de calor se encuentran las siguientes:

- Calentar un fluido frío mediante un fluido con mayor temperatura.
- Reducir la temperatura de un fluido mediante un fluido con menor temperatura.
- Llevar al punto de ebullición a un fluido mediante un fluido con mayor temperatura.
- Condensar un fluido en estado gaseoso por medio de un fluido frío.
- Llevar al punto de ebullición a un fluido mientras se condensa un fluido gaseoso con mayor temperatura.

Debe quedar claro que la función de los intercambiadores de calor es la transferencia de calor, donde los fluidos involucrados deben estar a temperaturas diferentes. Se debe tener en mente que el calor sólo se transfiere en una sola dirección, del fluido con mayor temperatura hacia el fluido de menor temperatura. En los intercambiadores de calor los fluidos utilizados no están en contacto entre ellos, el calor es transferido del fluido con mayor temperatura hacia el de menor temperatura al encontrarse ambos fluidos en contacto térmico con las paredes metálicas que los separan.

En la figura 2.6 se muestran dos intercambiadores de calor el primero a la izquierda es el llamado de casco y tubos, y el localizado a la derecha es de serpentín, llamado así por la forma de serpiente que tiene el tubo intercambiador de calor.

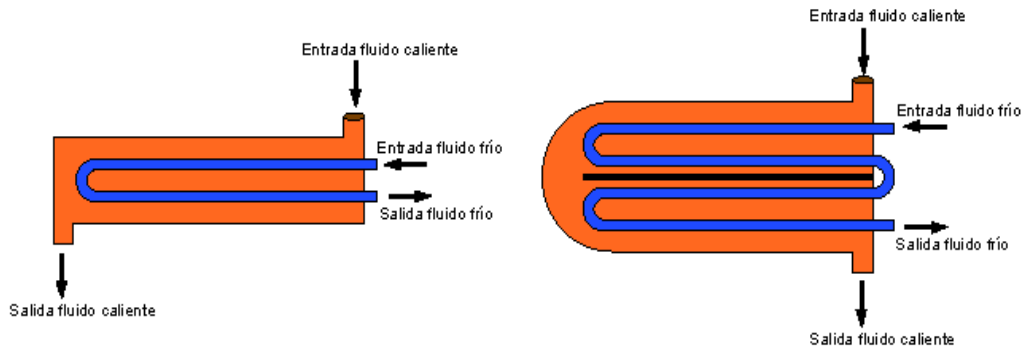


Figura 2. 6 Intercambiadores de caso y tubos y de serpentín dentro de un casco.

2.5 Primera ley de la termodinámica

La suma total de la energía del universo es una cantidad constante; esta energía no puede incrementarse, disminuirse, crearse ni destruirse, “La energía no se crea ni se destruye solo se transforma” es decir, las diferentes formas de energía son mutuamente convertibles, y la cantidad de una forma de energía es fija e invariable.

2.6 Segunda ley de la termodinámica

Es imposible que una máquina, actuando por sí sola, y sin ayuda de un agente exterior, transporte calor de un cuerpo a otro que tenga mayor temperatura que el primero.



2.7 Criterios para el cálculo de la carga de refrigeración

Se puede utilizar tanto para refrigeración tratándose de aire acondicionado para comodidad o para refrigeración industrial.

También nombrada como carga de refrigeración, es la cantidad de energía que se requiere vencer en un área para mantener determinadas condiciones de temperatura y humedad para una aplicación específica (Confort humano). Es la cantidad de calor que se retira de un espacio definido, se expresa en BTU, la unidad utilizada comercialmente relaciona unidad de tiempo, *Btu/hr*.

Para realizar el estimado de la carga de enfriamiento requerida con la mayor exactitud posible en espacios y edificios, las siguientes condiciones son de las más importantes para evaluar:

- Datos atmosféricos del sitio.
- La característica de la edificación, dimensiones físicas.
- La orientación del edificio, la dirección de las paredes del espacio a acondicionar.
- El momento del día en que la carga llega a su pico.
- Espesor y características de los aislamientos.
- La cantidad de sombra en los vidrios.
- Concentración de personar en el local.
- Las fuentes de calor internas.
- La cantidad de ventilación requerida.

Existen diferentes métodos para calcular la carga de enfriamiento en un área determinada, en cualquier caso es necesario evaluar diversas características como las condiciones del lugar (condiciones atmosféricas), tipo de construcción y aplicación del espacio a acondicionar.

Esta carga de refrigeración se debe principalmente a las siguientes ganancias de calor:



1. Ganancia de calor debida a la transmisión a través de paredes, ventanas, puertas, techos y pisos. Estas son provocadas por la diferencia de temperatura de los dos lados del muro (interior y exterior).
2. Ganancia de calor debido al efecto solar.
3. Ganancia de calor debido a la infiltración del aire.
4. Ganancia de calor debido a los ocupantes.
5. Ganancia de calor debido a maquinaria y/o alumbrado o cualquier otro equipo que genere calor.

2.8 Coeficiente de operación

El uso de energía en máquinas de absorción se evalúa a través del coeficiente de eficiencia energética (C.E.E.) también denominado coeficiente de operación (COP), a través de este parámetro se compara el efecto útil del ciclo con la energía consumida para producirlo. El objetivo de un sistema de refrigeración es eliminar el calor del espacio a refrigerar y es el cociente dado de la salida deseada entre la entrada requerida, entonces el COP puede ser mayor al de la unidad, es decir la capacidad de eliminar calor del espacio refrigerado puede ser mayor a la entrada de trabajo.



CAPÍTULO 3

PROCEDIMIENTO DE CÁLCULO

En este capítulo se muestra el procedimiento de cálculo que se lleva a cabo para la realización de este proyecto.



3.1 Diagramas a utilizar

Los diagramas a usar serán los siguientes.

3.1.1 Diagrama de la vivienda

El primero es la vivienda y como se plantea la puesta en marcha de la máquina en ella.

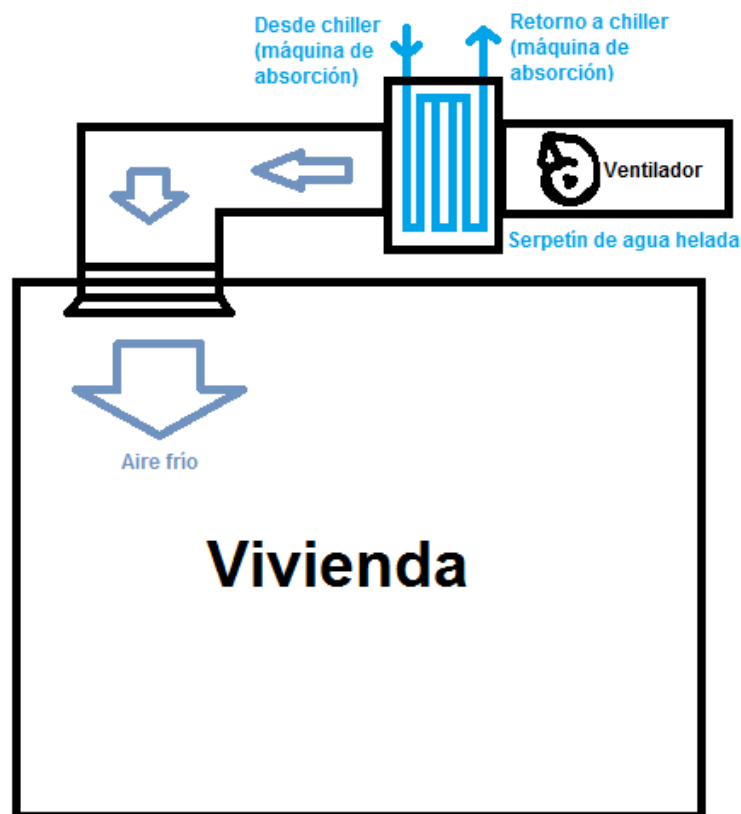


Figura 3. 1. Diagrama de la puesta en servicio sobre la vivienda.

3.1.2 Diagrama del sistema de refrigeración por absorción

El segundo está conformado por los siguientes elementos (figura 3.2).

- Condensador.
- Válvula de expansión.
- Evaporador.
- Absorbedor.
- Bomba.
- Recuperador.
- Generador.
- Válvula de expansión.

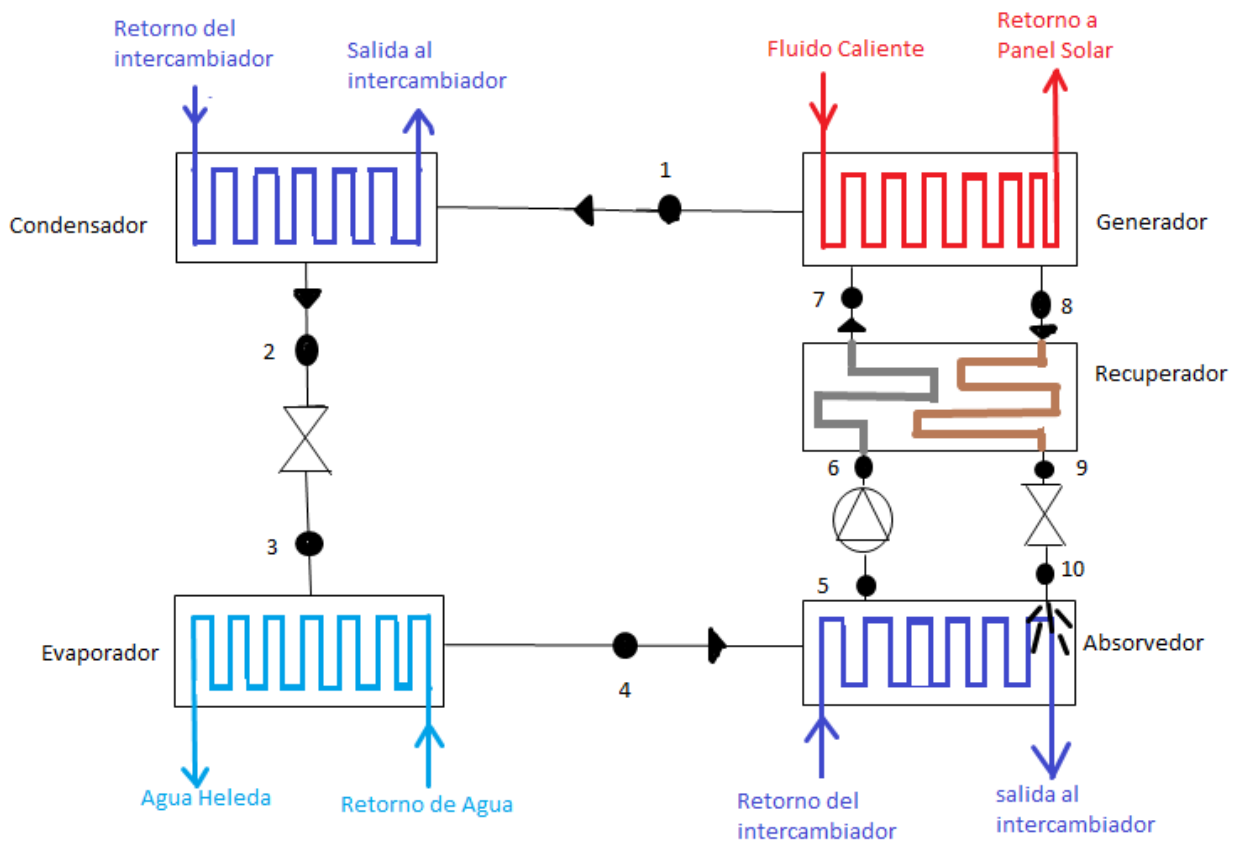


Figura 3. 2. Diagrama del ciclo de refrigeración por absorción (usado como chiller).



3.2 Cálculo de la carga de refrigeración

El estudio se hace a través de los siguientes incisos:

3.2.1 Ganancias de calor a través de paredes y techos

$$Q_{paredes} = (A_T)(U)(\Delta_T) \quad (3.1)$$

dónde:

A_T : Área total de la suma de los muros.

U : Coeficiente Global de Transferencia de Calor.

Δ_T : Diferencia de Temperatura.

Y se calculan de la siguiente manera:

$$A_T = \Sigma \text{ de las areas particulares} \quad (3.2)$$

$$U = \frac{1}{\frac{1}{f_1} + \frac{e_1}{k_1} + \frac{e_2}{k_2} + \frac{e_n}{k_n} + \frac{1}{f_2}} \quad (3.3)$$

$$\Delta_T = T_{ext} - T_{int} \quad (3.4)$$

dónde:

f_1 : coeficiente de película de aire al exterior del recinto

e : espesor del muro

k : coeficiente de transferencia de calor del muro



- f_2 : coeficiente de película de aire al interior del recinto
 T_{ext} : temperatura exterior
 T_{int} : temperatura interior

Los valores de los coeficientes de película del aire f_1 y f_2 se obtienen de ecuaciones en las que influyen la rugosidad de la pared y la velocidad del viento, como se muestra en la siguiente tabla de Hernández Goribar:

Tabla 3. 1. Coeficientes de película de aire de acuerdo al material de contacto (pared interior y exterior).

Ecuación	Material
$f_1 = 1.4 + 0.28V$	Superficies muy lisas
$f_1 = 2 + 0.3V$	Yeso y Madera
$f_1 = 2 + 0.4V$	Concreto y ladrillo
$f_1 = 2.1 + 0.5V$	Superficies rugosas

Para este proyecto se utilizan las siguientes:

$$f_1 = 2 + 0.4V \quad (3.5)$$

$$f_2 = 2 + 0.3V \quad (3.6)$$

dónde

V : velocidad del aire, m/s



3.2.2 Ganancias de calor debido al efecto solar

Debido a que la habitación a acondicionar está dentro de una vivienda, en este caso no hay carga por efecto solar.

3.2.3 Ganancia de calor debido a la infiltración

$$Q_{infiltración} = m c_p \Delta T \quad (3.7)$$

dónde

m : masa de aire, kg

c_p : calor específico del aire a presión constante

Para calcular la masa se utiliza la ecuación de los gases ideales, que aunque el aire no es un gas ideal para efecto de cálculo se tomó como si lo fuera.

$$m = \frac{P V}{R T} \quad (3.8)$$

donde

P : presión, kPa

V : volumen, m³

R : constante, kJ/kg K

T : temperatura, °C

3.2.4 Ganancia de calor debido a los ocupantes

El calor producido por las personas con poca actividad física se obtiene de la siguiente manera (ver anexo E)

$$Q_{ocupantes} = (\text{calor producido por persona})(\text{número de personas}) \quad (3.9)$$



3.2.5 Ganancia de calor debido a máquinas y/o alumbrado

Se utiliza el factor de 3.413 Btu/hr por cada kilowatt instalado en alumbrado, y para los electrodomésticos [fundamentos de aire acondicionado y refrigeración, Hernández Goribar].

3.3 Balance energético del sistema de refrigeración por absorción

El balance de energía y de masa es lo que entra es igual a lo que sale.

donde:

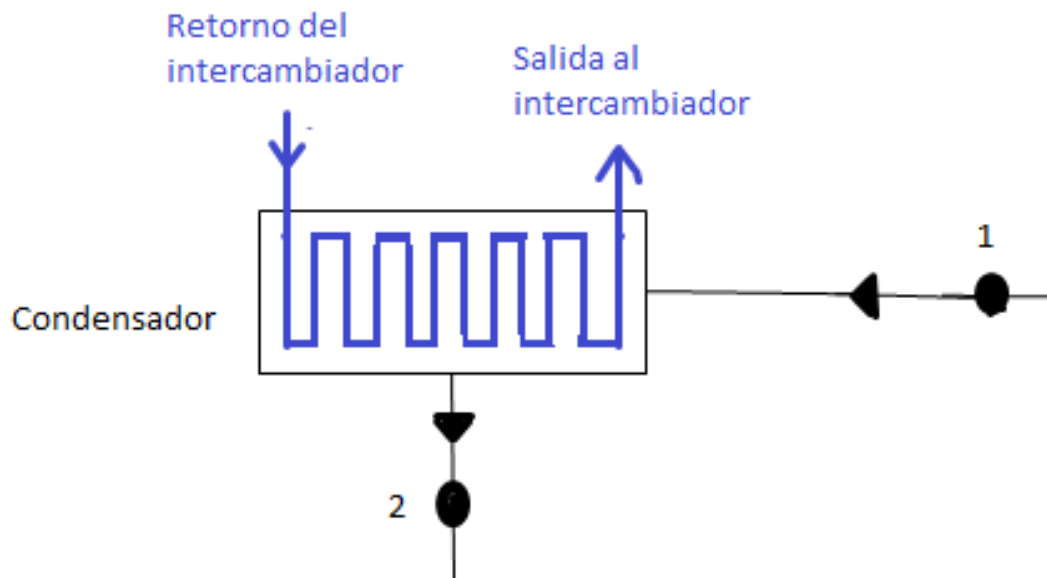
\dot{Q} : calor, kW

m : masa, kg

h : entalpía, kJ/kg

3.3.1 Calor liberado por el condensador

Para el condensador este balance será igual a:

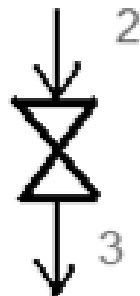


$$\dot{m}_1 h_1 = \dot{m}_2 h_2 + \dot{Q}_C$$

$$\dot{Q}_C = \dot{m}_1 h_1 - \dot{m}_2 h_2$$

$$\dot{Q}_C = \dot{m}_R (h_2 - h_1) \quad (3.10)$$

Para la válvula de expansión:



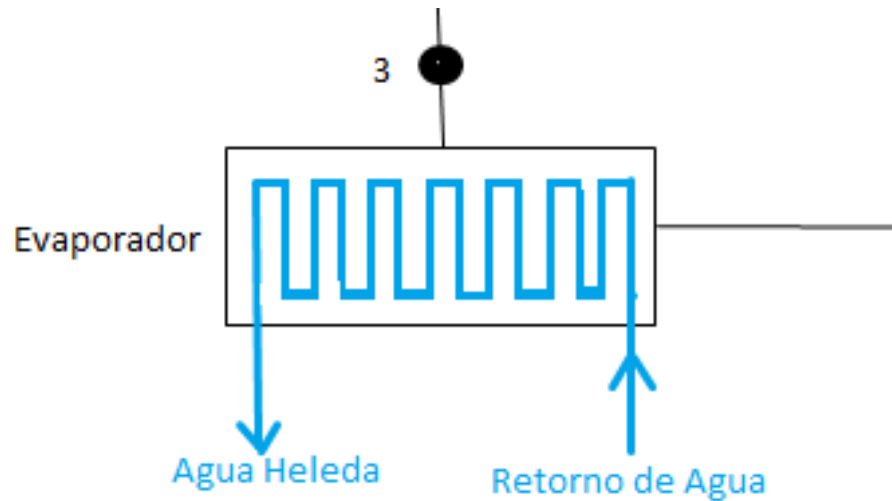
$$\dot{m}_2 h_2 = \dot{m}_3 h_3$$



$$h_2 = h_3 \quad (3.11)$$

3.3.2 Calor absorbido por el evaporador

Ahora se muestra para el evaporador:



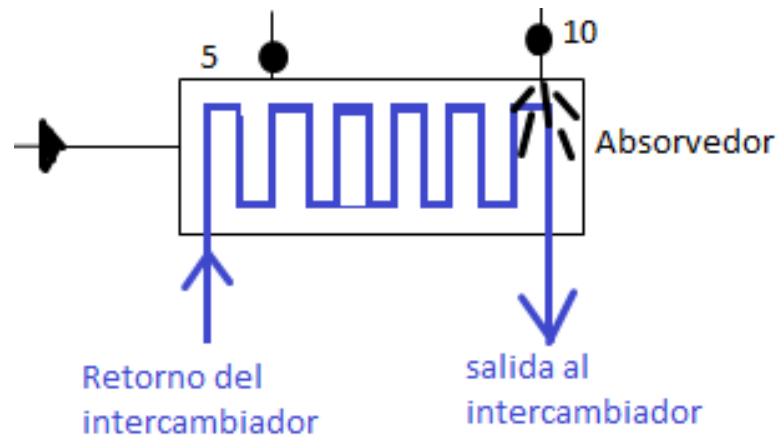
$$\dot{m}_3 h_3 = \dot{Q}_{EV} + \dot{m}_4 h_4$$

$$\dot{Q}_{EV} = \dot{m}_3 h_3 - \dot{m}_4 h_4$$

$$\dot{Q}_{EV} = \dot{m}_R (h_3 - h_4) \quad (3.12)$$

3.3.3 Calor liberado por el absorbedor

Y es la siguiente para el absorbedor:



$$\dot{m}_R h_4 + \dot{m}_{sc} h_{10} = \dot{m}_{sd} h_5 + \dot{Q}_{AB}$$

$$\dot{m}_R + \dot{m}_{sc} = \dot{m}_{sd} \quad (3.13)$$

$$\dot{Q}_{AB} = \dot{m}_R h_4 + \dot{m}_{sc} h_{10} - \dot{m}_{sd} h_5 \quad (3.14)$$

Además,

$$\dot{m}_R + Xc \dot{m}_{sc} = Xd \dot{m}_{sd}$$

$$Xd = \frac{\dot{m}_R}{\dot{m}_{sd}} \quad (3.15)$$

$$Xc = \frac{\dot{m}_R}{\dot{m}_{sc}} \quad (3.16)$$

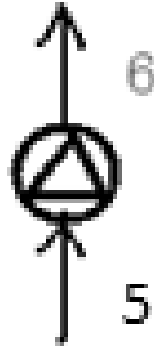
$$X = \frac{\dot{m}_v}{\dot{m}_a + \dot{m}_v} \quad (3.17)$$

$$\dot{m}_a = \frac{\dot{Q}_{AB}}{h_4 - h_3} \quad (3.18)$$



3.3.4 Trabajo de la bomba de disolución

Para la bomba es:

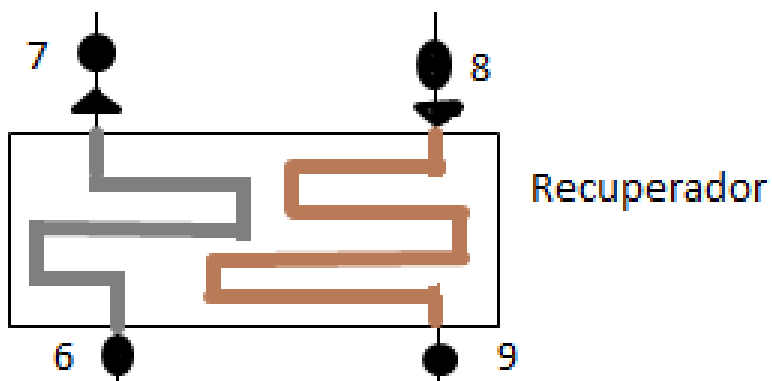


$$\dot{m}_{sd}h_5 + \dot{W}_b = \dot{m}_{sd}h_6$$

$$\dot{W}_B = \dot{m}_{sd}(h_6 - h_5) \quad (3.19)$$

3.3.5 Calor aprovechado por el recuperador

Y en el recuperador tendremos:





$$\dot{m}_{sd}h_6 = \dot{m}_{sd}h_7 + \dot{Q}_{RE}$$

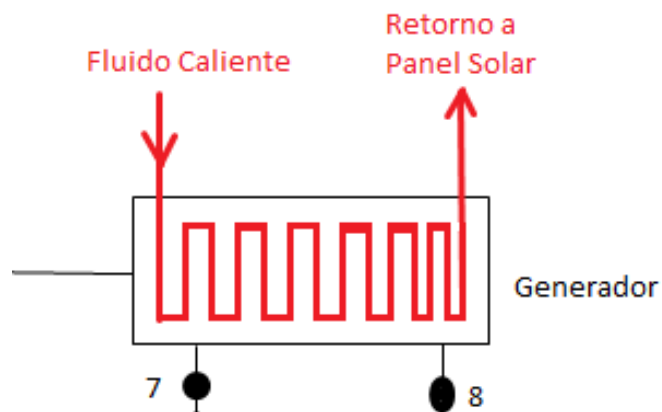
$$\dot{Q}_{RE} = \dot{m}_{sd}(h_7 - h_6)$$

$$\dot{Q}_{RE} = \dot{m}_{sc}(h_4 - h_8) \quad (3.20)$$

$$\varepsilon = \frac{\dot{m} C_p \Delta T}{\dot{m} C_p \Delta T_{max}} = \frac{C_c \Delta T}{C_{min} \Delta T_{max}} \quad (3.21)$$

3.3.6 Calor necesario en el generador

Para el generador será:



$$\dot{Q}_{GE} + \dot{m}_{sd}h_7 = \dot{m}_R h_1 + \dot{m}_{cs} h_8$$

$$\dot{Q}_{GE} = \dot{m}_R h_1 + \dot{m}_{sc} h_8 - \dot{m}_{sd} h_7 \quad (3.22)$$

Válvula de expansión:



$$h_9 = h_{10} \quad (3.23)$$

3.3.7 Trabajo de la bomba

El trabajo de la bomba además de calcula a partir de la siguiente ecuación.

$$\dot{W}_B + \dot{Q}_{EV} + \dot{Q}_{GE} - \dot{Q}_{CO} - \dot{Q}_{AB} = 0 \quad (3.24)$$

3.4 Coeficiente de operación

Para calcular el coeficiente de operación tenemos la siguiente ecuación.

$$COP = \frac{\dot{Q}_{EV}}{\dot{Q}_{GE}} \quad (3.25)$$



CAPÍTULO 4

MEMORIA DE

CÁLCULO

En este capítulo se mostrará la forma de solución del problema utilizando las ecuaciones mostradas en el capítulo anterior y se darán los resultados para de esta forma conocer los alcances del proyecto.





4.2 Cálculo del balance térmico

Se inicia con el balance térmico para saber cuál será la carga de refrigeración que tendrá que abatir el sistema, recordando que está será la suma de las ganancias de calor vistas en el capítulo anterior.

4.2.1 Ganancias de calor por transmisión

Para paredes se utiliza la ecuación (3.1), con los resultados de las ecuaciones (3.2), (3.3) y (3.4).

$$A_T = \Sigma \text{ de las areas particulares}$$

Al ser paredes rectangulares esta sumatoria se da sumando las longitudes de las paredes y al resultado se le multiplica la altura.

$$A = (\Sigma B)(h) \quad (4.1)$$

$$A = (2.3 + 5.4 + 1.5 + 5.3 + 4.5 + 3.9 + 3.3 + 2.3 + 2.8 + 4.5)(2.5)$$

$$A = 92 \text{ m}^2$$

Y se le resta el área de ventanas y puertas ya que en ellas es diferente la transmisión por barreras.

$$A_T = 92 - (A_{\text{ventanas}} + A_{\text{puertas}})$$

$$A_T = 92 - (2.8 + 2.6 + 8.1)$$

$$A_T = 78.5 \text{ m}^2$$



El coeficiente global de temperatura queda de la siguiente manera, utilizando ecuaciones (3.5), (3.6) y (3.4) en ese orden.

$$f_1 = 2 + 0.4V$$

$$f_1 = 2 + 0.4(1.25)$$

$$f_1 = 2.5$$

$$f_2 = 2 + 0.3V$$

$$f_2 = 2 + 0.3(13.75)$$

$$f_2 = 6.125$$

$$U = \frac{1}{\frac{1}{2.5} + \frac{0.001}{0.03} + \frac{0.0254}{0.58}(2) + \frac{0.14}{0.72} + \frac{1}{6.125}}$$

$$U = 1.09 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{R} = 0.1931 \text{ Btu/hr ft}^2 \text{ } ^\circ\text{R}$$

Y el incremento de temperatura así.

$$\Delta_T = 95 - 68$$

$$\Delta_T = 27 \text{ } ^\circ\text{F}$$

Con estos resultados ya podemos calcular la ganancia de calor por paredes.

$$Q_{\text{paredes}} = (A_T)(U)(\Delta_T)$$

$$Q_{\text{paredes}} = (844.66 \text{ ft}^2) \left(0.1931 \text{ Btu/hr ft}^2 \text{ } ^\circ\text{R} \right) (27 \text{ } ^\circ\text{F})$$



$$Q_{paredes} = 4403.8 \text{ Btu/hr}$$

De la misma forma que se realizó el cálculo para las paredes se realiza para el techo y el piso.

$$Q_{Techo} = (A)(U)(\Delta_T)$$

$$Q_{Techo} = (514.54 \text{ ft}^2) \left(0.2814 \text{ Btu/hr ft}^2 \text{ }^\circ\text{R} \right) (39.6^\circ\text{F})$$

$$Q_{Techo} = 3889.94 \text{ Btu/hr}$$

$$Q_{Piso} = (A)(U)(\Delta_T)$$

$$Q_{Piso} = (514.54 \text{ ft}^2) \left(0.09 \text{ Btu/hr ft}^2 \text{ }^\circ\text{R} \right) (71.6 - 68^\circ\text{F})$$

$$Q_{Piso} = 166.71 \text{ Btu/hr}$$

Y se finaliza con las ventanas y puertas

$$Q_{ventanas} = (A)(U)(\Delta_T)$$

$$Q_{ventanas} = (87.15 \text{ ft}^2) \left(1.15 \text{ Btu/hr ft}^2 \text{ }^\circ\text{R} \right) (27^\circ\text{F})$$

$$Q_{ventanas} = 3529.81 \text{ Btu/hr}$$

$$Q_{puertas} = (A)(U)(\Delta_T)$$

$$Q_{puertas} = (58.104 \text{ ft}^2) \left(1.13 \text{ Btu/hr ft}^2 \text{ }^\circ\text{R} \right) (27^\circ\text{F})$$



$$Q_{Puertas} = 1772.72 \text{ Btu/hr}$$

Se concluye el cálculo de ganancia de calor por barreras con la suma de ellas.

$$Q_{Barreras} = Q_{paredes} + Q_{techo} + Q_{piso} + Q_{ventanas} + Q_{puertas}$$

$$Q_{transmisión} = 13210.55 \text{ Btu/hr}$$

4.2.2 Ganancias por infiltración

Este cálculo se realiza con las ecuación (3.8)

$$\dot{m} = 160.66 \text{ lb/hr}$$

$$Q_{infiltración} = m c_p \Delta T \text{ cambios de aire}$$

$$Q_{infiltración} = (160.66 \text{ lb/hr})(0.24)(27^\circ F)(\% \text{ cambios de aire})$$

$$Q_{infiltración} = 5400 \text{ Btu/hr}$$

4.2.3 Ganancia de calor por ocupantes

Este cálculo se realiza con la ecuación (3.9) donde observamos que el calor por ocupantes es igual al producto del calor producido por persona de acuerdo a la actividad que realiza por el número de personas que están en el lugar a acondicionar.

$$Q_{ocupantes} = (\text{calor producido por persona})(\text{número de personas})$$



$$Q_{ocupantes} = (260 \text{ Btu/hr})(5 \text{ per})$$

$$Q_{ocupantes} = 1300 \text{ Btu/hr}$$

4.2.4 Ganancia de calor por equipo y alumbrado

De acuerdo al consumo de los aparatos eléctricos se utilizan 2739.4 Btu/hr por cada 1000 watts instalados [2].

Tabla 4. 2. Calor generado por electrodomésticos y comida.

Por electrodomésticos	Consumo [watts]	Consumo [Btu/hr]
Televisión	150 W	511.95 Btu/hr
Estéreo	75 W	255.975 Btu/hr
DVD	25 W	85.325 Btu/hr
Refrigerador	575 W	1962.475 Btu/hr
Microondas	1100 W	3754.3 Btu/hr
Computadora	150 W	511.95 Btu/hr
Licuada	350 W	1194.55 Btu/hr
Plancha	1100 W	3754.3 Btu/hr
Focos	800 W	2730.4 Btu/hr
Estufa		3100 Btu/hr
Cafetera		244 Btu/hr
Comida servida		150 Btu/hr
Total por equipo y alumbrado		18255.255 Btu/hr



4.2.5 Cálculo de la carga total

Al final se suman todas las ganancias de calor y así obtenemos la carga de refrigeración del recinto. Y es igual a:

$$Q_T = Q_{Barreras} + Q_{infiltración} + Q_{ocupantes} + Q_{alumbrado \text{ y } equipo}.$$

$$Q_T = 13210.55 + 5400 + 1300 + 18255.255$$

$$Q_T = 38165.784 \text{ Btu/hr}$$

Carga de refrigeración

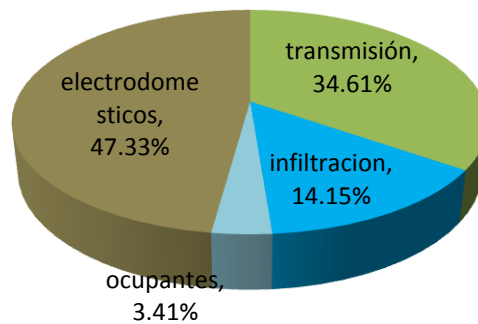


Figura 4. 2. Gráfica de las porciones de la carga térmica.

dónde:

Calor por muros, puertas y ventanas	13210.55	Btu/hr
Calor por infiltración	5400	Btu/hr
Carga por ocupantes	1300	Btu/hr
Carga por electrodomésticos	18255.22	Btu/hr



Sí:

$$1 TR = 3.517 Kw = 1200 Btu/hr$$

Entonces tendremos:

$$38165.784 Btu/hr = 11.184 Kw = 3.18 TR$$

Y se le agrega el 10% como factor de seguridad, esto se hace por si algún parámetro del balance térmico cambia, asegurar que estamos dentro de la carga térmica real.

Entonces tendremos como carga final.

$$(3.18 TR)(10\%) = 3.49 TR \approx 3.5 TR$$

4.3 Calculo del Sistema de Refrigeración por Absorción

4.3.1 Condiciones iniciales

Se utiliza 5° C de temperatura de evaporación y para la temperatura de condensación se utiliza un rango de 6 a 9° C sobre la temperatura ambiente, en este caso se utilizaran 7° así para verano será de 42° C.

Para determinar la presión tanto de alta como de baja se va a las tablas de propiedades termodinámicas del agua (A-4) entrando con la temperatura y la presión de saturación del agua.

$$P_{sat} \text{ de agua a } 5^\circ C = 0.872 \text{ Kpa. (Presión de baja)}$$

$$P_{sat} \text{ de agua a } 42^\circ C = 8.205 \text{ Kpa. (Presión de alta)}$$



Después del diagrama de Dühring (P-T-X) entrando con la temperatura de 42° C y presión de 0.872 Kpa (presión de baja) encontramos la X (concentración de masa) nos da como resultado la concentración diluida (Xd).

$$X_d = 59.32 \%$$

Para la concentración concentrada (Xc) se utiliza un incremento de concentración (Δx) aproximado de 7% debido a que con el diagrama de ejes cop- Δx encontramos que al 7% se encuentra la mayor eficiencia (cop) y se deduce lo siguiente-

$$\Delta x = X_c - X_d \quad (4.2)$$

$$X_c = \Delta x + X_d \quad (4.3)$$

$$X_c = 7 + 52$$

$$X_c = 66.32\%$$

4.3.2 Temperatura de generación

De igual forma vamos al diagrama de Dühring pero en esta ocasión para determinar la temperatura, entrando al diagrama con la presión de alta de 8.205 Kpa y con una concentración de 59% (Xc).

$$T = 101.8^\circ C$$

Ahora para calcular la entalpía vamos al diagrama de Dühring pero en esta ocasión al de ejes masa-entalpía. Para el punto 5 entramos con Temperatura de 42° C con una concentración del 52%.

$$h_5 = 116.1 \text{ J/gr}$$



De igual forma pero para el punto 8 con temperatura de 101.8° C y concentración de 59%.

$$h_8 = 263 \text{ J/gr}$$

El punto 5 \approx 6 , $C_c < C_h$ y $\varepsilon_r = 0.7$ entonces:

$$\varepsilon_r = \frac{T_7 - T_6}{T_8 - T_6} \quad (4.4)$$

$$T_7 = T_6 + \varepsilon_r(T_8 - T_6)$$

$$T_7 = 42 + 0.7(101.8 - 42)$$

$$T_7 = 83.86^\circ \text{ C}$$

4.3.3 Flujo de refrigerante y de disolución

De la ecuación de balance de energía y masa del evaporador (3.8) despejamos el flujo másico y sustituimos, así queda de la siguiente manera.

$$\dot{Q}_{EV} = \dot{m}_R(h_3 - h_4)$$

$$\dot{m}_R = \frac{\dot{Q}_{EV}}{(h_3 - h_4)} \quad (4.5)$$

$$\dot{m}_R = \frac{12.3095}{(175.8 - 2510)}$$

$$\dot{m}_R = 5.2735 \times 10^{-3} \text{ Kg/s}$$



Y de la ecuación de la concentración diluida (X_d) (3.13) despejamos y sustituimos el flujo másico de la solución diluida

$$\dot{m}_{sd} = \frac{X_d}{X_c - X_d} \dot{m}_R$$
$$\dot{m}_{sd} = \frac{0.5932}{0.6632 - 0.5932} (5.2735^{-3})$$

$$\dot{m}_{sd} = \mathbf{0.0446 \text{ Kg/s}}$$

Para de este modo encontrar el flujo másico de la solución concentrada, (X_c) con la ecuación del flujo másico del refrigerante.

$$\dot{m}_{sc} = \dot{m}_{sd} - \dot{m}_R$$
$$\dot{m}_{sc} = (0.0446 - 5.2735^{-3})$$
$$\dot{m}_{sc} = \mathbf{0.0393 \text{ Kg/s}}$$

4.3.4 Calor recuperado

Del balance de energía y masa del recuperador obtenemos el su calor de la ecuación (3.20).

$$\dot{Q}_{RE} = \dot{m}_{sd}(h_7 - h_6)$$
$$\dot{Q}_{RE} = (0.0446)(197.6 - 116.1)$$
$$\dot{Q}_{RE} = \mathbf{3.63 \text{ kW}}$$



De igual forma se resuelve la entalpía en el punto 9

$$h_9 = h_8 - \frac{\dot{Q}_R}{\dot{m}_{sc}}$$

$$h_9 = 263 - \frac{3.6349}{0.0393}$$

$$h_9 = 170.5089 \text{ J/gr}$$

4.3.5 Calor de generación (en el generador)

Ahora se realizara el cálculo del calor para el generador de la (3.24).

$$\dot{Q}_{GE} = \dot{m}_R h_1 + \dot{m}_{sc} h_8 - \dot{m}_{sd} h_7$$

$$\dot{Q}_{GE} = (5.2735 \times 10^{-3})(2691) + (0.0393)(263) - (0.0446)(197.6)$$

$$\dot{Q}_{GE} = 15.71 \text{ kW}$$

4.3.6 Calor de absorción (en el absorbedor)

Seguimos con el calor del absorbedor de la (3.11).

$$\dot{Q}_{AB} = \dot{m}_R h_4 + \dot{m}_{sc} h_{10} - \dot{m}_{sd} h_5$$

$$\dot{Q}_{AB} = (5.2735 \times 10^{-3})(2510) + (0.0393)(170.6) - (0.0446)(116.1)$$

$$\dot{Q}_{AB} = 14.76 \text{ kW}$$



4.3.7 Calor de condensación (en el condensador)

Y para terminar con los cálculos de calor, el calor del condensador con la ecuación (3.33).

$$\dot{Q}_{CO} = \dot{m}_R (h_2 - h_1)$$

$$\dot{Q}_{CO} = (5.2735 \times 10^{-3})(175.8 - 2691)$$

$$\dot{Q}_{CO} = \mathbf{13.26 \text{ kW}}$$

4.3.8 Potencia de la bomba

Ya con todos los cálculos de calor obtenemos el trabajo de la bomba con la ecuación (4.1)

$$W_B + \dot{Q}_{EV} + \dot{Q}_{GE} - \dot{Q}_{CO} - \dot{Q}_{AB} = 0$$

$$W_B = -\dot{Q}_{EV} - \dot{Q}_{GE} + \dot{Q}_{CO} + \dot{Q}_{AB}$$

$$W_B = -12.3095 - 15.7139 + 13.2639 + 14.763$$

$$W_B = \mathbf{3.5 \times 10^{-3} \text{ kW}}$$



4.3.9 Coeficiente de operación

El coeficiente de operación es de la (4.3).

$$COP = \frac{\dot{Q}_{EV}}{\dot{Q}_{GE}}$$

$$COP = \frac{12.3095}{15.7139}$$

$$COP = 0.78$$

4.3.10 Resultados de cada punto en el SRA y de potencias térmicas

Tabla 4. 3. Resultados de calor y trabajo de la bomba para este modelo.

Elemento	Energía
Calor del condensador	13.26 kW
Calor del absorbedor	14.76 kW
Calor del generador	15.71 kW
Calor del recuperador	3.63 kW
Calor del evaporador	12.30 kW
Trabajo de la bomba	3.5×10^{-3} kW

En la siguiente tabla se muestran los resultados de este procedimiento de cálculo.



Tabla 4. 4. Resultados de cálculo de calor en verano de Culiacán.

Estado	Temperatura [° C]	Presión [Kpa]	Concentración (X) [%]	Entalpía [J/gr]
1	101.8	8.205	-----	2691
2	42	8.205	-----	175.8
3	42	0.8725	-----	175.8
4	5	0.8725	-----	2510
5	42	0.8725	59.32	116.1
6	42	0.8725	59.32	116.1
7	83.33	8.205	59.32	197.6
8	101.8	8.205	66.32	263
9	56.26	1.92	66.32	170.6
10	56.26	1.92	66.32	170.6

4.4 Simulación del Sistema de Refrigeración por Absorción

4.4.1 Cambio de concentración en el generador

En la siguiente gráfica se muestra resultados de calor del generador, y del coeficiente de operación, si incrementos Δx de 1 hasta 12



1.12	1 Δx	2 Cop	3 \dot{Q}_g
Run 1	1	0.5411	22.75
Run 2	2	0.6578	18.71
Run 3	3	0.7087	17.37
Run 4	4	0.7372	16.7
Run 5	5	0.7556	16.29
Run 6	6	0.7686	16.02
Run 7	7	0.7783	15.82
Run 8	8	0.7861	15.66
Run 9	9	0.7926	15.53
Run 10	10	0.7982	15.42
Run 11	11	0.8031	15.33
Run 12	12	0.8076	15.24

Figura 4. 3. Tabla de resultados incrementando "x".

Y en la siguiente gráfica se muestra el comportamiento del calor del generador con respecto al incremento de "x" al igual que el coeficiente de operación también con respecto al incremento de "x"

En la figura 4.4 se muestran los valores numéricos del calor del generador y el coeficiente de operación si aumentamos la temperatura del evaporador desde 0 hasta 15.

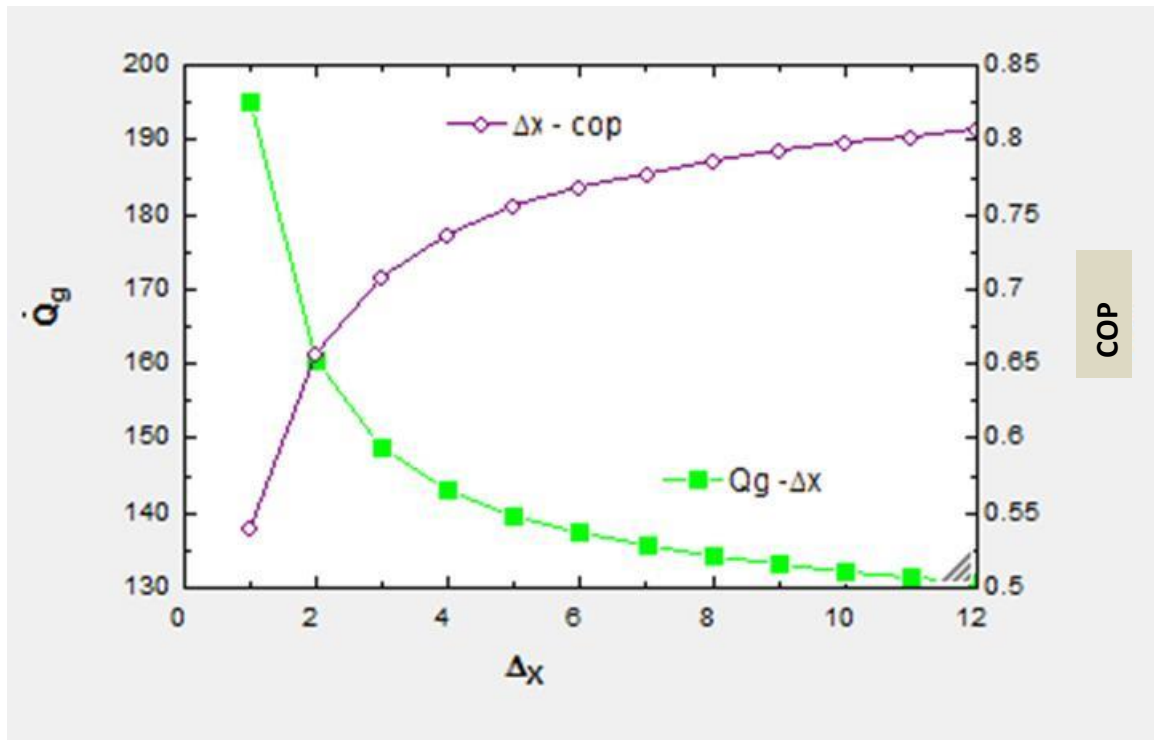


Figura 4. 4. Calor del generador y COP con respecto al incremento de "x".

4.4.2 Temperatura de evaporación

Al variar la temperatura de evaporación, el calor en el generador y el COP se muestran en la tabla de la figura 4.5 y en la figura 4.6.



1..16	T_e	Q_g	Cop
Run 1	0	16.21	0.7593
Run 2	1	16.14	0.7628
Run 3	2	16.06	0.7665
Run 4	3	15.98	0.7703
Run 5	4	15.9	0.7743
Run 6	5	15.82	0.7783
Run 7	6	15.73	0.7826
Run 8	7	15.64	0.7869
Run 9	8	15.55	0.7915
Run 10	9	15.46	0.7962
Run 11	10	15.37	0.801
Run 12	11	15.27	0.8059
Run 13	12	15.18	0.811
Run 14	13	15.08	0.8163
Run 15	14	14.98	0.8217
Run 16	15	14.88	0.8273

Figura 4. 5. Tabla de resultados si la temperatura en el evaporador oscila entre 0 y 15 grados Celsius.

Y en la gráfica se muestra el comportamiento tanto del calor del generador así como también del coeficiente de operación con respecto a un incremento en la temperatura del evaporador.

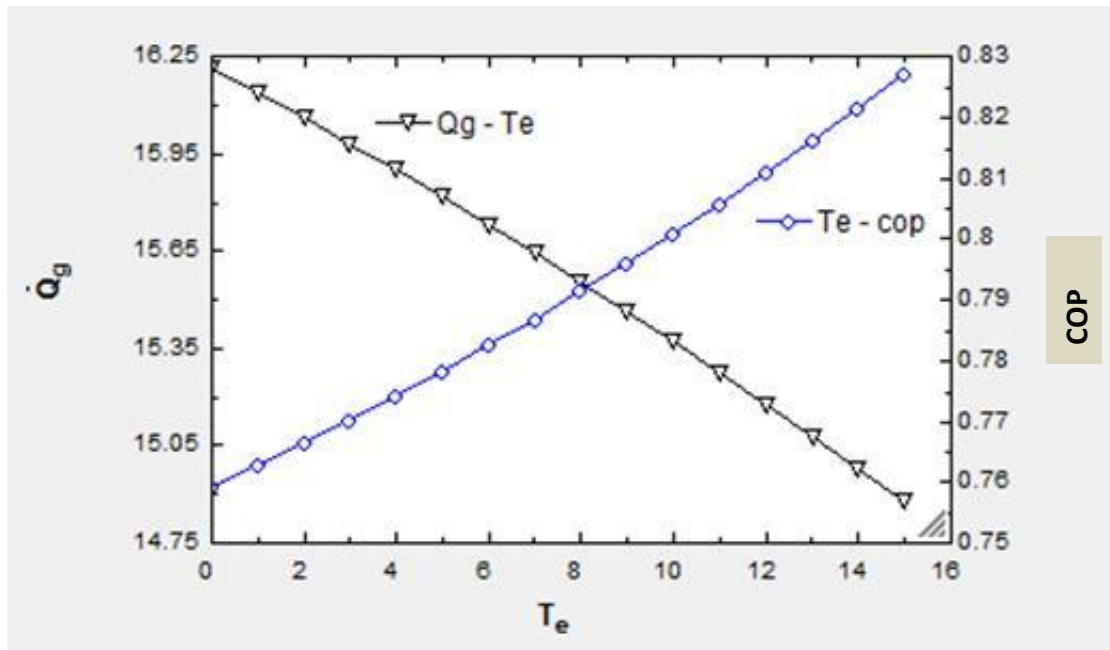


Figura 4. 6. Gráfica del Calor del generador y COP con respecto al incremento de la temperatura en el evaporador.

4.4.3 Temperatura de absorción

En la siguiente tabla se muestra las variaciones del calor en el generador y en el coeficiente de operación si se varía la temperatura atmosférica desde 21° C hasta 45° C, de esta forma saber el que calor es necesario para el generador y que rendimiento tendrá la máquina de absorción cuando la temperatura del exterior aumento o disminuya según sea el caso.



1.25	¹ T _a	² Q̇ _g	³ Cop
Run 1	21	13.73	0.8966
Run 2	22	13.84	0.8895
Run 3	23	13.95	0.8826
Run 4	24	14.05	0.8758
Run 5	25	14.16	0.8692
Run 6	26	14.27	0.8627
Run 7	27	14.38	0.8563
Run 8	28	14.48	0.8501
Run 9	29	14.58	0.8441
Run 10	30	14.69	0.8382
Run 11	31	14.79	0.8325
Run 12	32	14.89	0.8269
Run 13	33	14.98	0.8215
Run 14	34	15.08	0.8162
Run 15	35	15.18	0.811
Run 16	36	15.27	0.806
Run 17	37	15.37	0.8011
Run 18	38	15.46	0.7963
Run 19	39	15.55	0.7916
Run 20	40	15.64	0.7871
Run 21	41	15.73	0.7827
Run 22	42	15.82	0.7783
Run 23	43	15.9	0.7741
Run 24	44	15.99	0.77
Run 25	45	16.07	0.7659

Figura 4. 7. Tabla de resultados si la temperatura ambiente oscila entre 21 y 45 grados Celsius.

Y se muestra en la siguiente gráfica de calor del generador y coeficiente de operación con respecto a la temperatura atmosférica.

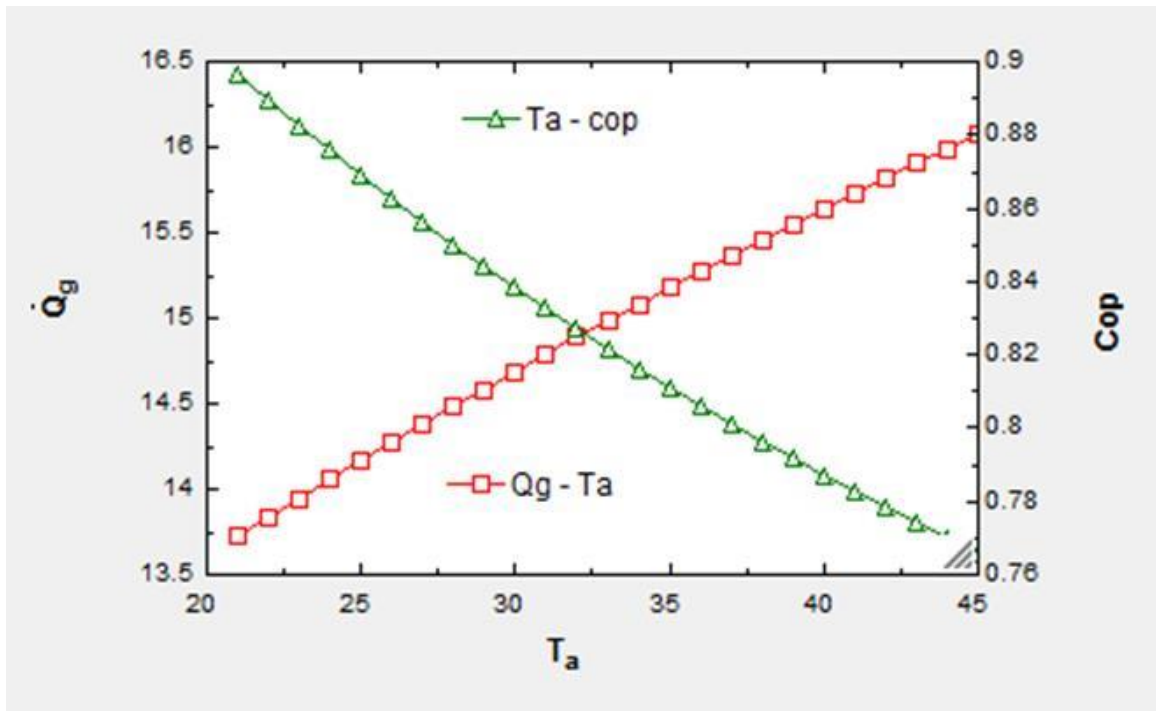


Figura 4. 8. Gráfica del calor del generador y cop con respecto a una variación de temperatura ambiente de 21 a 45 grados Celsius.

De acuerdo con lo visto en este proyecto, se recomienda utilizar, un concentrador solar, con un fluido de trabajo etil-glicol, por su alta capacidad de absorber calor y para fluir, además de su elevado punto de evaporación, este oscila entre los 150 y 180 ° Celsius, es ideal para entregar la temperatura deseada al generador sin que se evapore o deje de fluir y sin riesgos para la salud. Y se puede mezclar con agua para aumentar su fluidez aunque disminuye su punto de evaporación pero aun así queda en rangos aceptables para el sistema de refrigeración por absorción.



CAPÍTULO 5 SELECCIÓN Y COSTOS DEL EQUIPO

En este capítulo se muestra un análisis del equipo seleccionado y de igual forma un análisis de costos en comparación al sistema de refrigeración por compresión mecánica de vapor.





5.1 Selección del equipo

Dados los resultados obtenidos mediante los cálculos del capítulo anterior se selecciona el equipo adecuado para el sistema de acondicionamiento de aire por absorción.

El equipo seleccionado es de la marca Salvador Escoda S.A. con serie MCHRA con rango de carga de refrigeración de 4.9 a 42 kW el cual es alimentado por agua caliente por lo que sería necesario utilizar concentradores solares, aunque también hay para gases de combustión, con un rango de carga de refrigeración más amplio pero son ligeramente menos económicos.



Figura 5. 1. Equipo de refrigeración por absorción marca Salvador Escoda S.A. serie MCHRA (equipo seleccionado).



5.2 Costo del equipo

El costo de adquisición del producto es de ciento noventa y seis mil ciento cincuenta y cinco pesos con veinticinco centavos (\$196,155.25 M/N).

Incluye:

- Instalación.
- Puesta en marcha.
- Capacitación (manejo del equipo).
- Tubería.
- Mano de obra.
- Manual.

Y ya incluyen los intercambiadores de calor que requiere el equipo, son de tipo serpentín con ventilador.

5.3 Comparación con un sistema de compresión mecánica

En comparación con el equipo de aire acondicionado por compresión mecánica de la marca York, para una carga térmica de 4 toneladas de refrigeración, tiene un costo de veintiún mil setecientos sesenta y siete pesos con diez y seis centavos (\$21767.16 M/N), más un costo de instalación de seis mil ciento cuarenta y ocho pesos (\$6148.00 M/N) dando un total de veintisiete mil novecientos quince pesos con diez y seis centavos (\$27915.16M/N).



Tabla 5. 1. Comparación de costos de adquisición del equipo.

Concepto	Costo de equipo de compresión mecánica	Costo de equipo de absorción
Costo del Equipo	\$21,767.16 Pesos	\$196,155.25 Pesos
Costo de Instalación	\$6,148.00 Pesos	Incluido en compra del equipo
Costo Total de Adquisición	\$27,915.16 Pesos	\$196,155.25 Pesos

En la gráfica que se muestra a continuación se muestra la comparación en cuanto a costo de adquisición.

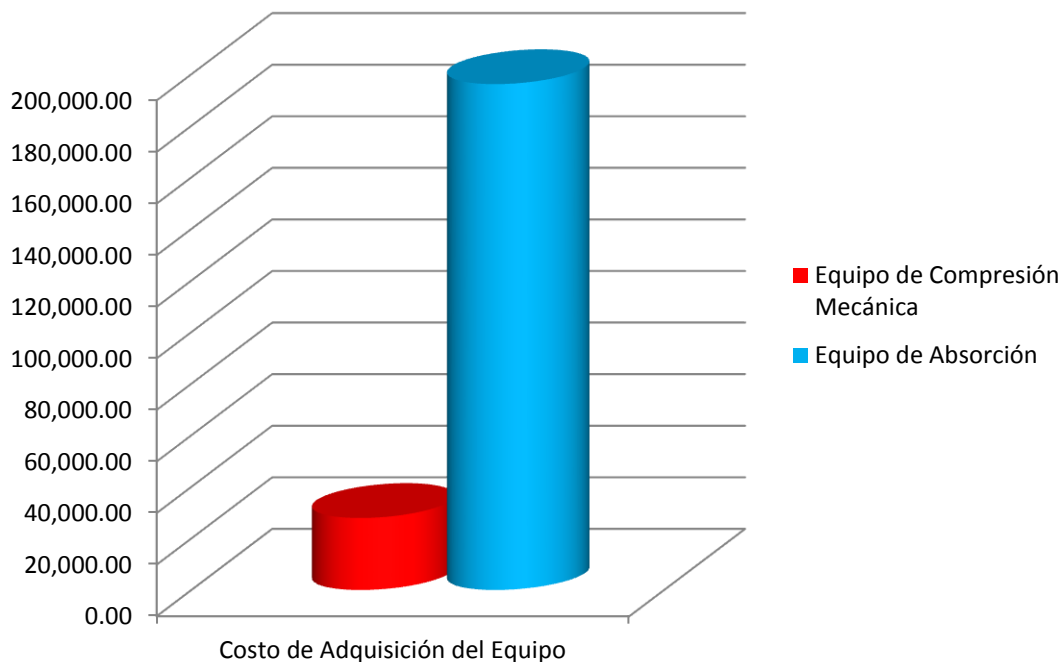


Figura 5. 2. Gráfica comparativa de coste de adquisición (compresión mecánica-absorción) en moneda nacional.



5.4 Costos de operación

Los costos de operación son todos aquellos costos directos e indirectos que vienen después de que el equipo ha sido instalado, su magnitud depende del diseño y de los factores ambientales. El consumo de energía eléctrica debe de considerarse como uno de los principales costos de operación y un gasto para analizar la viabilidad de cualquier proyecto. El equipo de compresión mecánica requiere de un alto consumo de energía eléctrica pues requiere accionar una bomba, un ventilador y un compresor mecánico este último requiere una gran demanda de energía, mientras que el equipo de refrigeración por absorción solo requiere de una bomba y un ventilador.

En la tabla 5.2 se muestra un comparativo de los gastos de operación tanto para el sistema de refrigeración por compresión mecánica como para el sistema de refrigeración por absorción, tomando como promedio de consumo energético, uno punto dos pesos (\$1.20) por cada kilowatt hora (kWh).

Tabla 5. 2. Comparativo de costos de operación.

Concepto	Costo de equipo de compresión mecánica	Costo de equipo de absorción
Energía consumida por el compresor	12.3 kw/hr. \$14.76 pesos/hr	0 kw/hr. \$0.00 pesos/hr
Energía consumida por la bomba.	3.5×10^{-3} kw \$0.0042 pesos/hr	3.5×10^{-3} kw \$0.0042 pesos/hr
Energía consumida por el ventilador	0.5 kw/hr \$0.6 pesos/hr	0.5 kw/hr \$0.6 pesos/hr

Teniendo en cuenta que el dispositivo trabajará 12 horas al día pero descansará cuando la temperatura de confort esté estabilizada, es decir, trabajara 30 minutos por 15 minutos de descanso, a esto se le llama ciclo de



trabajo, para las 12 horas de operación, el equipo dará 16 ciclos, es decir, 16 veces encenderá y apagará automáticamente, esto es como si el equipo trabajará únicamente 8 horas al día y trabajará durante los 183 días que dura el verano al año, entonces el gasto de operación será como se muestra en la tabla siguiente.

Tabla 5. 3. Comparativo de gastos de operación anual.

Concepto	Costo de equipo de compresión mecánica	Costo de equipo de absorción
Energía consumida por el compresor	\$21,608.00 pesos	\$0.00 pesos
Energía consumida por la bomba	\$183.96 pesos	\$183.96 pesos
Energía consumida por el ventilador	\$878.40 pesos	\$878.40 pesos
Costos total de operación	\$22,670.36 pesos	\$1,062.36 pesos

En la figura 5.3 se muestra la comparación en cuanto a costo de operación, en esta gráfica se muestra claramente la disminución de costos que tiene el sistema de aire acondicionado por absorción en cuanto al de compresión mecánica.

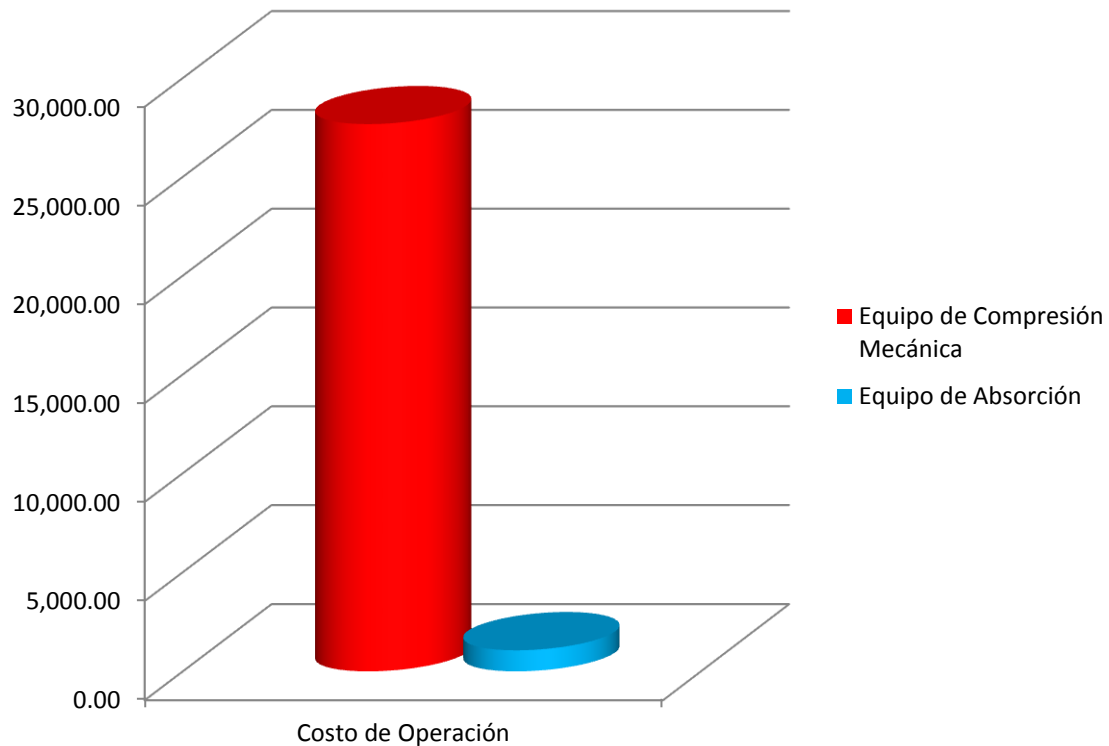


Figura 5. 3. Gráfica comparativa de coste de operación (compresión mecánica-absorción) en moneda nacional.

5.5 Costos de mantenimiento

Los costos de mantenimiento son tanto correctivos, preventivos y predictivos y son tanto costos de mano de obra como de los materiales, los fabricantes proporcionan tanto el periodo de tiempo para hacer el mantenimiento así como el tipo de mantenimiento que se habrá de efectuar, para estos casos son 1 mantenimiento cada 6 meses de operación, para este proyecto, debido a que únicamente se pondrá en marcha en verano (6 meses), sólo se efectuará un mantenimiento al año.



Para las refacciones se contemplan cambio de pre-filtros, filtros y lubricación de partes móviles.

Tabla 5. 4. Comparativo gastos de mantenimiento.

Concepto	Costo de equipo de compresión mecánica	Costo de equipo de absorción
Mantenimiento	\$1,200.00 Pesos.	\$1,600.00 Pesos.
Refacciones	\$4,000.00 Pesos Aprox.	\$6,000 Pesos Aprox.
Total	\$5,200. Pesos Aprox.	\$6,600.00 Pesos Aprox.

En la figura 5.4 se muestra la comparación en cuanto a costo de mantenimiento, en él se suman el costo aproximado de refacciones. En esta gráfica nuevamente el costo es mayor para el equipo de absorción sin embargo es mínima la diferencia y a medida que estos equipos tengan mayor demanda seguramente este gasto disminuirá.

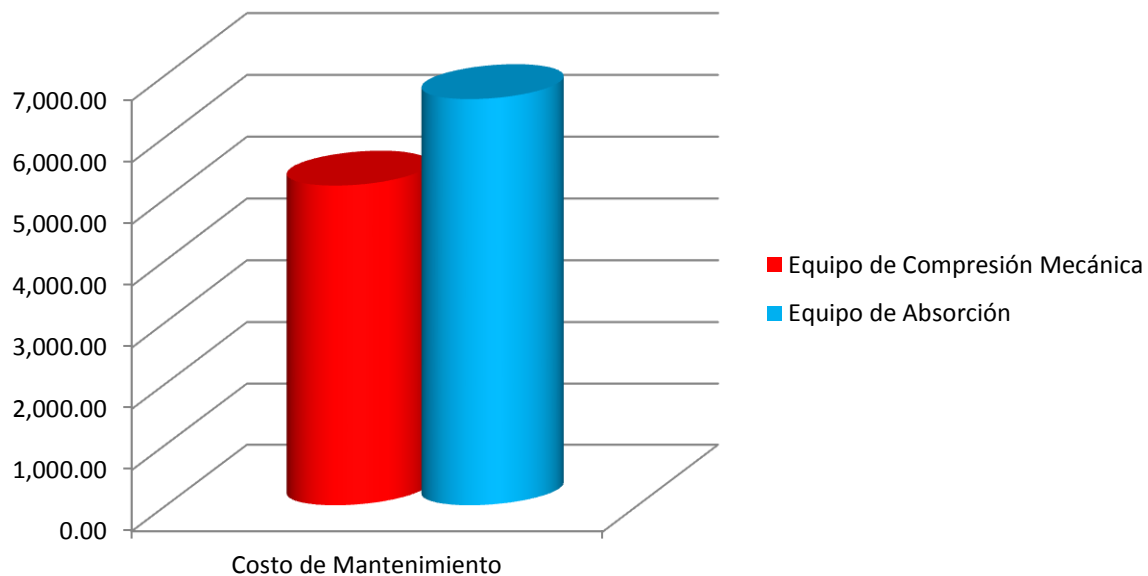


Figura 5. 4. Gráfica comparativa de coste de mantenimiento (compresión mecánica-absorción) en moneda nacional.



¿Por qué los costos de refacciones se dan como aproximaciones? Porque varían las refacciones a cambiar, dependen del modo en que lo use el cliente, la calidad del producto y la correcta instalación. Realmente no se sabe todo lo que se va a cambiar en cada mantenimiento.

5.6 Comparación de gastos totales en un año

La suma total de todos los costos empleados tanto en el equipo compresión mecánico como de absorción será como se muestra en la siguiente tabla.

Tabla 5. 5. Comparativo de costos totales del primer año.

Concepto	Costo de equipo de compresión mecánica	Costo de equipo de absorción
Costo total de adquisición	\$27,915.16 pesos	\$196,155.25 pesos
Costo total de operación	\$22,670.36 pesos	\$1,062.36 pesos
Costo total de mantenimiento	\$5,200.00 pesos	\$6,600.00 pesos
Total	\$55,785.52 pesos	\$203,817.61 pesos



En la figura 5.5 se muestra el comparativo que hay entre la máquina de absorción y la máquina de compresión mecánica en cuanto al costo total.

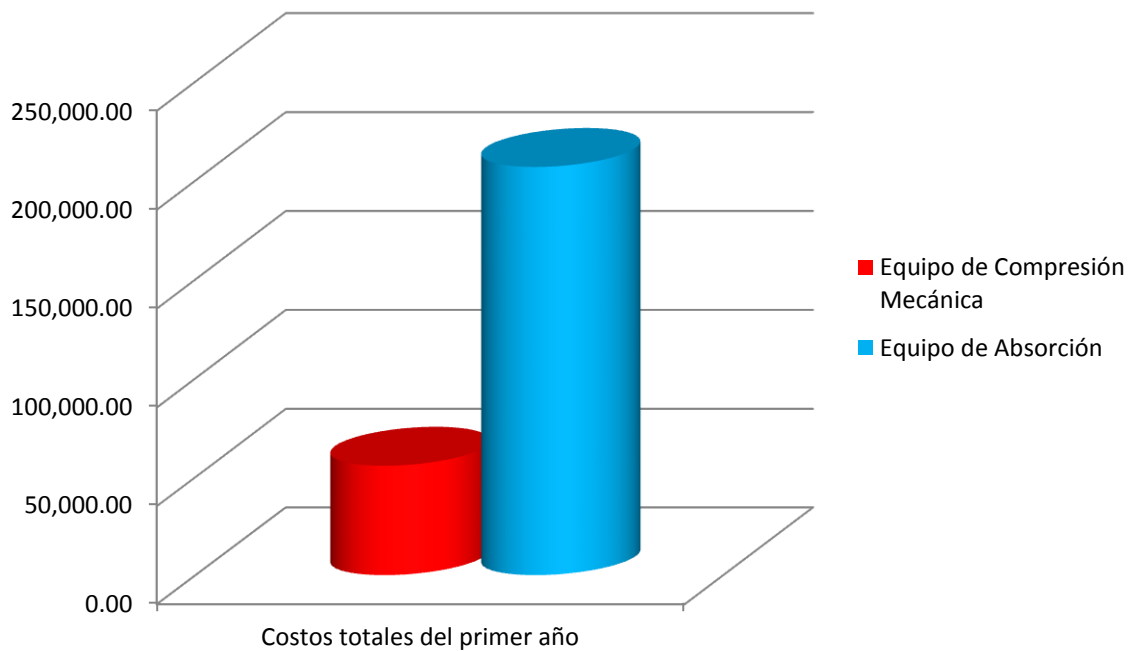


Figura 5. 5. Gráfica comparativa de costos totales (compresión mecánica-absorción) en moneda nacional.

5.7 Comparación de gastos totales en el segundo año

Los costos mostrados en la tabla anterior son los del primer año, para el segundo año en adelante, son los mismos exceptuando que se quita el costo de adquisición.



Tabla 5. 6. Comparativo de costos totales a partir del segundo año.

Concepto	Costo de equipo de compresión mecánica	Costo de equipo de absorción
Costo total de operación	\$22,670.36 pesos	\$1,062.36 pesos
Costo total de mantenimiento	\$5,200.00 pesos	\$6,600.00 pesos
Total	\$27,870.36 pesos	\$7,662.36 pesos

En la tabla anterior ya se puede ver una disminución de costos del equipo de absorción en comparación con el de compresión mecánica, este se da a partir del segundo año de uso y se muestra en la siguiente gráfica.

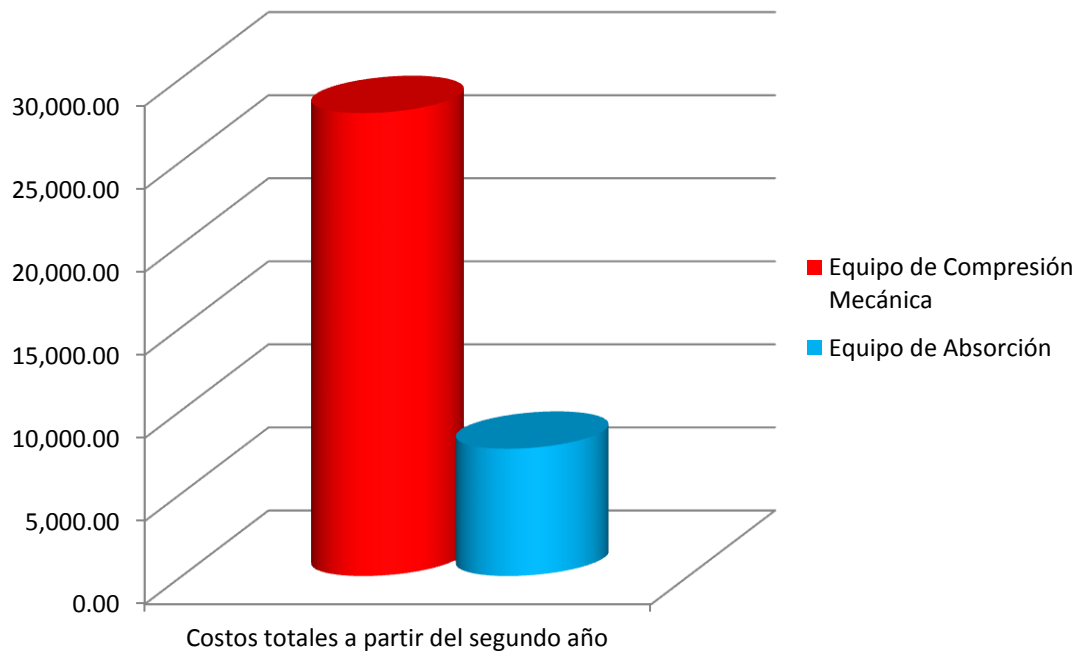


Figura 5. 6. Comparación de costos totales en el segundo año (compresión mecánica-absorción).



En la figura 5.6 es muy visible la reducción de costos a partir del segundo año, dicha reducción es la que avala que no sea solo una solución ecológica sino también económica.

5.8 Costos totales durante la vida útil del equipo (20 años)

La siguiente gráfica muestra el comparativo de costos durante los 20 años de vida que se les da a estos equipos.

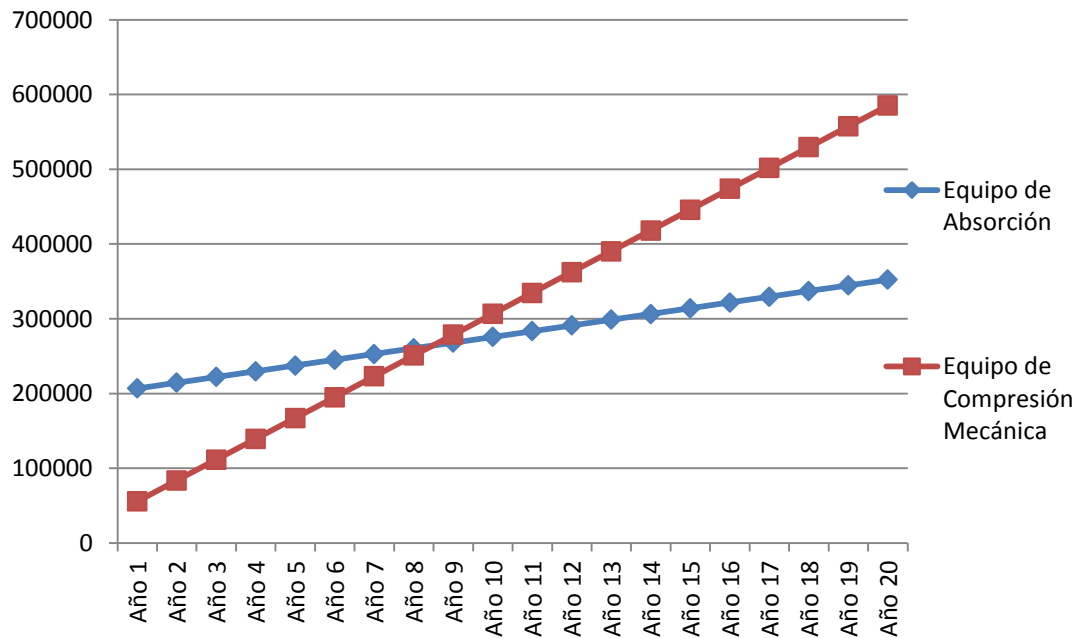


Figura 5. 7. Comparación de costos totales durante la vida útil del sistema, 20 años (compresión mecánica-absorción).

En la gráfica anterior se puede ver que la inversión del sistema de aire acondicionado por absorción es muy costosa su inversión en comparación con el sistema de aire acondicionado por compresión mecánica, pero debido a los costos de operación que son constantes para ambos pero en mayor cantidad para el de compresión mecánica, llega el momento en que se gasta más con el equipo de



compresión mecánica, para este caso a partir del noveno año ya se tiene un ahorro en el equipo de absorción en comparación con el de compresión mecánica.

Tabla 5. 7. Comparativo de costos totales desde el primer año hasta el vigésimo.

Año	Costo de Equipo de Absorción	Costo de Equipo de Compresión Mecánica
Año 1	\$206,817.61	\$55,785.52
Año 2	\$214,479.97	\$83,655.88
Año 3	\$222,142.33	\$111,526.24
Año 4	\$229,804.69	\$139,396.60
Año 5	\$237,467.05	\$167,266.96
Año 6	\$245,129.41	\$195,137.32
Año 7	\$252,791.77	\$223,007.68
Año 8	\$260,454.13	\$250,878.04
Año 9	\$268,116.49	\$278,748.40
Año 10	\$275,778.85	\$306,618.76
Año 11	\$283,441.21	\$334,489.12
Año 12	\$291,103.57	\$362,359.48
Año 13	\$298,765.93	\$390,229.84
Año 14	\$306,428.29	\$418,100.20
Año 15	\$314,090.65	\$445,970.56
Año 16	\$321,753.01	\$473,840.92
Año 17	\$329,415.37	\$501,711.28
Año 18	\$337,077.73	\$529,581.64
Año 19	\$344,740.09	\$557,452.00
Año 20	\$352,402.45	\$585,322.36



CONCLUSIONES

Actualmente el acondicionamiento de aire en casas, en prácticamente todo el país y en especial en el Estado de Sinaloa, se basa en equipos de aire acondicionado por compresión de vapor, ya sea con serpentines de agua helada o de expansión de agua, los cuales requieren de energía eléctrica en grandes cantidades, para hacer funcionar el compresor, así como también requieren de mantenimiento más constante y cambio de partes, debido al desgaste de las partes móviles ocasionado por la acción mecánica.

Los sistemas presentan ventajas en su uso para sistemas de cogeneración y recuperación de calor por el hecho de requerir una fuente de calor externa para llevar a cabo el ciclo, aunque la principal implicación son las grandes dimensiones de equipo, por lo que se puede seguir investigando y trabajando para optimizar el generador y el absorbedor, lo que reduciría el tamaño del equipo y seguramente el coeficiente de operación.

El uso de estos equipos es una opción viable para poder aprovechar las fuentes de energía que tenemos a nuestro alcance que son limpias, baratas y económicas, pero hay que trabajar en el desarrollo tecnológico para que los costos disminuyan al igual que las dimensiones del equipo.

El consumo de energía disminuirá de manera drástica al solo utilizarla para accionar una bomba de agua de poca capacidad en lugar de un compresor mecánico que por su función utiliza demasiada energía.

Si bien al principio los costos de la máquina de aire acondicionado por absorción son mucho más altos, comenzarán a disminuir año con año con respecto al tradicional equipo de aire acondicionado por compresión, y a partir del noveno año se tendrá un ahorro significativo por lo que al final de los 20 años que tienen de vida útil ambos sistemas tendrán un ahorro de \$232,929.91 (dos-cientos treinta y dos mil novecientos veintinueve pesos con noventa y un centavos).



REFERENCIAS

1. Incropera, Frank P. y De Witt, David P., Fundamentos de transferencia de calor, Editorial Prentice Hall 4^o Ed. 1999.
2. Hernández Goribar, Eduardo, Fundamentos de Aire Acondicionado y Refrigeración, Ed. Limusa 1995.
3. Perales Benito, Tomas, Instalación de Paneles Solares Térmicos, tercera edición, Ed. Alfaomega.
4. Ramírez Fonseca, Ariel, Tesis Acondicionamiento de aire con un ciclo de refrigeración por absorción aprovechando los gases de escape de una turbina de gas. ESIME sección de estudios de posgrado e investigación, 2006.
5. Romero Romero, Gerardo Martín, Tesis Análisis termodinámicos de ciclos de refrigeración por absorción (amoniacó-agua). ESIME sección de estudios de posgrado e investigación, 2006.
6. A. Manrique, José, Energía Solar fundamentos y Aplicaciones Foto térmicas, Ed. HARLA, 1984.



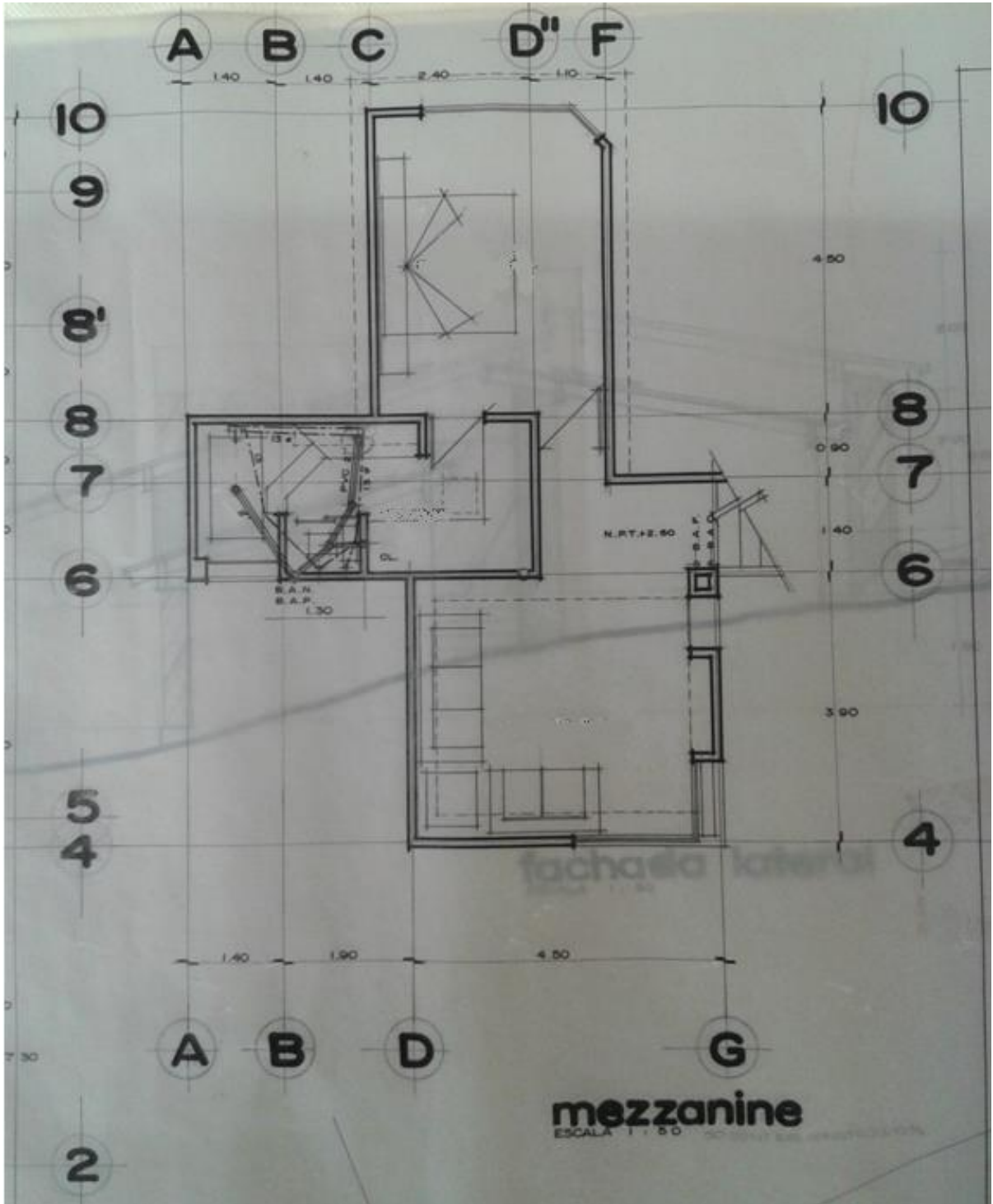
Direcciones web

7. www.ecoenergiasolar.com/Mexico/Mexico_DF
8. PNUMA extiende proyecto de energía solar en zonas rurales pobres - <http://www.un.org/spanish/News/fullstorynews.asp?newsID=9361&criteria1=ambiente&criteria2=>
9. www.egsa.com.mx
10. http://www.egsa.com.mx/descargas/FORO_EGSA_HISTORIA_REGO.pdf



ANEXOS

A1. Plano de la casa a acondicionar



A2. Diagrama de Dühring

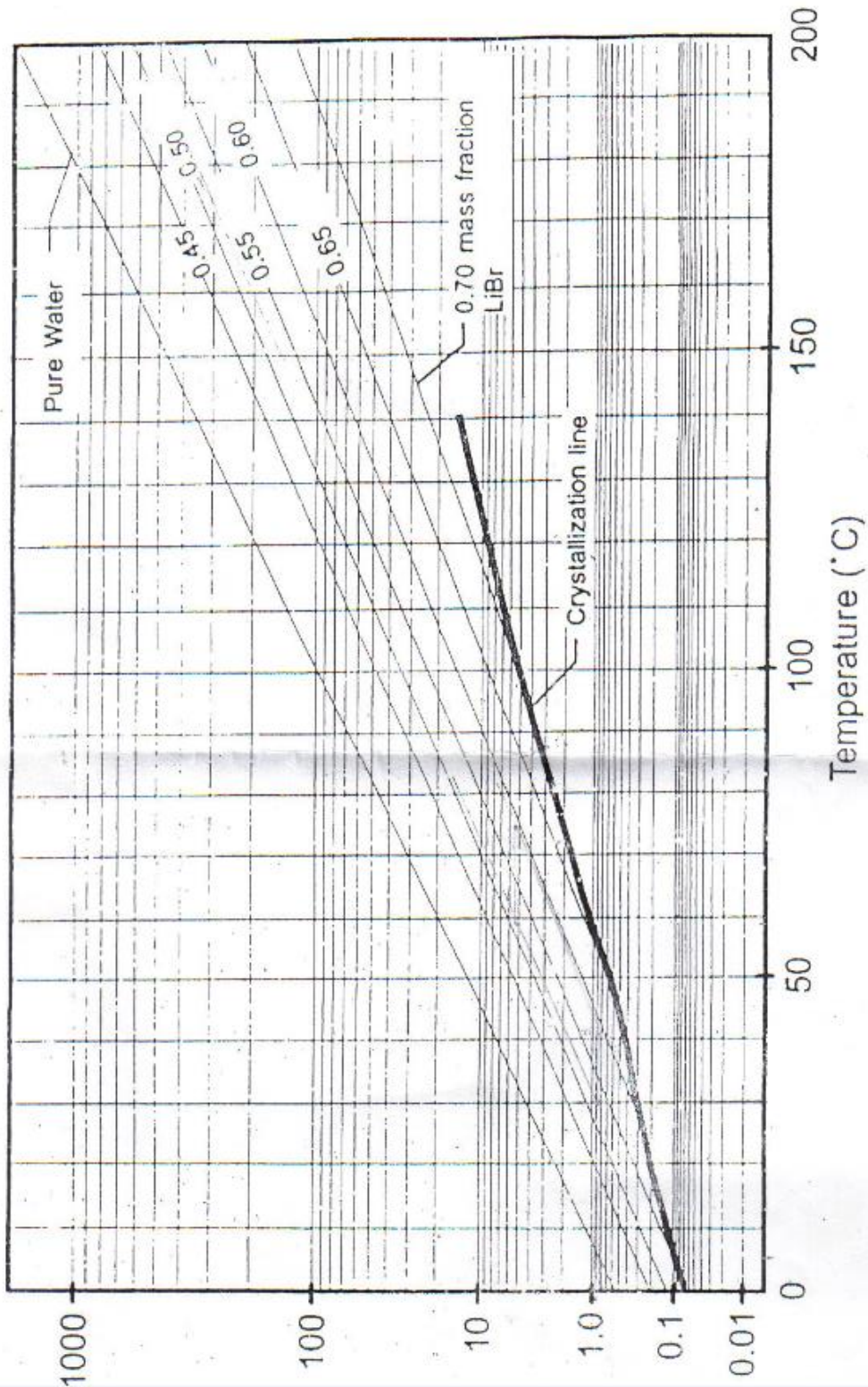


Figure 3.18 Pressure-temperature diagram for water/lithium bromide

A3. Diagrama de Merkel

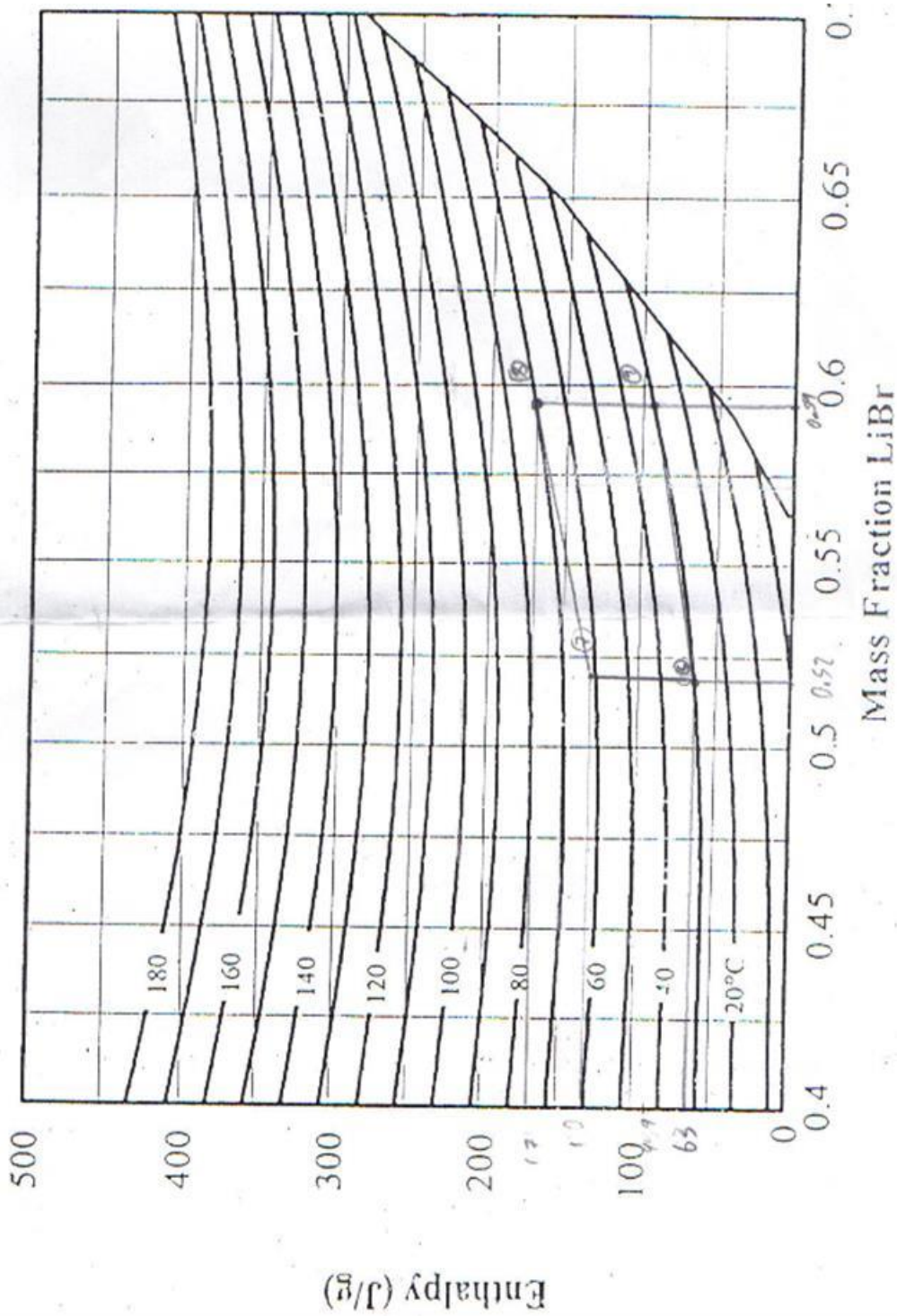
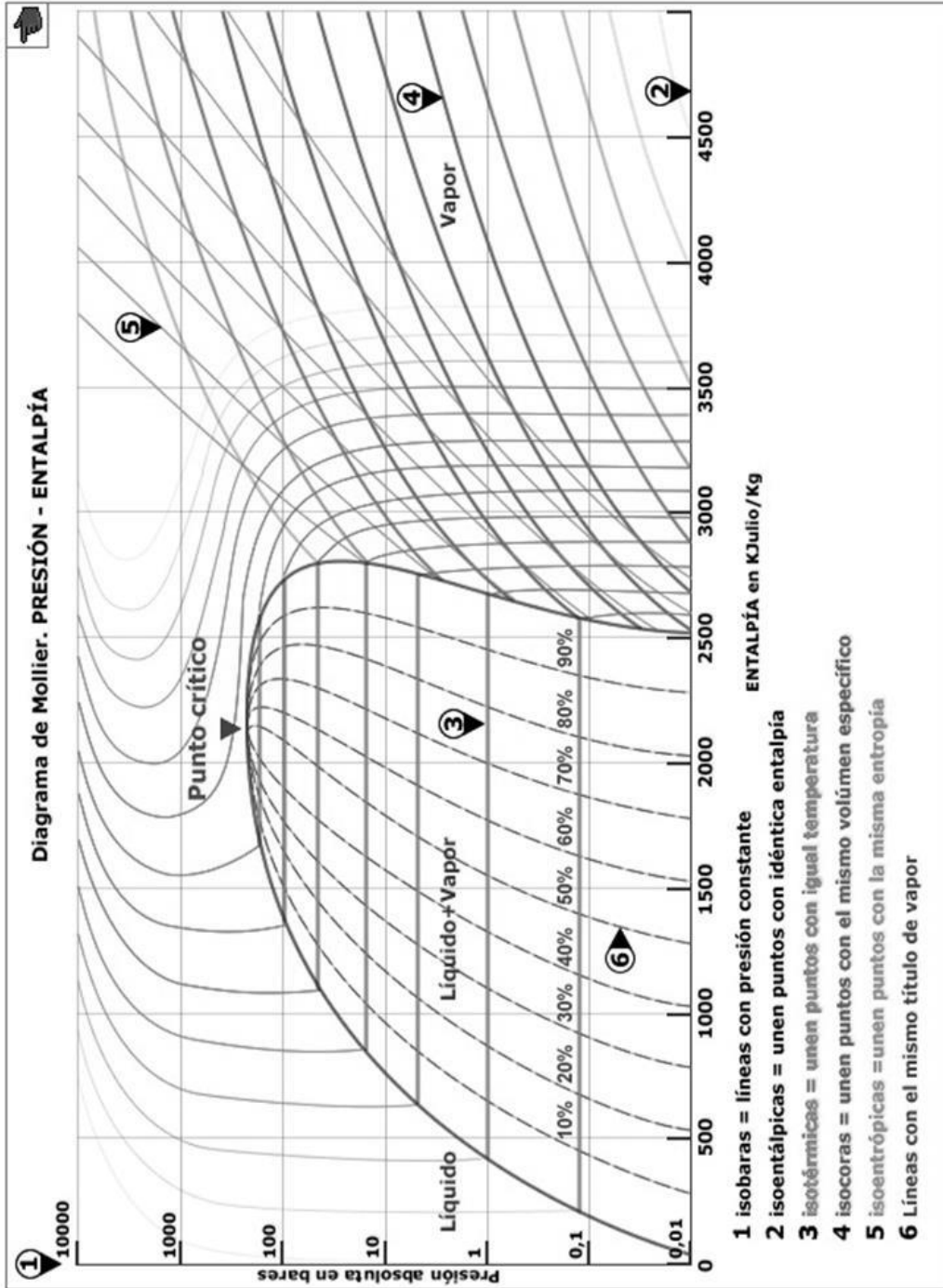


Figure 3.10 Enthalpy-mass fraction diagram for water-lithium bromide

A4. Diagrama de Mollier (Presión Entalpía)





A5. Tabla de calor producido por personas de acuerdo a la actividad física realizada, Hernández Goribar.

carga de refrigeración 289

TABLA IX-7. Calor producido por las personas

Grado de actividad	Aplicación típica	Grupo de personas			Temperaturas del cuarto (°F, BS)											
		% de composición del grupo			82°F		78°F		75°F		70°F					
		Hombre	Mujer	Niño	Btu/h	Sens. Lat.	Btu/h	Sens. Lat.	Btu/h	Sens. Lat.	Btu/h	Sens. Lat.				
		Relación metabólica de un hombre adulto			Promedio de la relación metabólica											
		Btu/h			Btu/h	Sens. Lat.	Btu/h	Sens. Lat.	Btu/h	Sens. Lat.	Btu/h	Sens. Lat.				
Sentado	Teatro	390	45	10	350	175	195	155	210	140	230	120	260	90		
Sentado; trabajo ligero	Escuela	450	50	50	0	400	180	220	195	205	215	185	240	160	275	125
Trabajo de oficina, actividad moderada	Oficinas, hoteles, departamentos	475	50	50	0	450	200	270	200	250	215	235	245	205	285	165
Parados; caminando despacio	Tienda de ropa, almacenes	550	10	70	20	450	200	270	200	250	215	280	245	205	285	165
Caminando; sentado, de pie; caminando despacio	Cafeterías, Bancos	550	20	70	10	500	180	320	200	300	220	280	255	245	290	210
Trabajo sedentario	Restaurantes	500	50	50	0	550	190	360	220	330	240	310	280	270	320	230
Trabajo ligero	Fábrica, trabajo ligero	800	60	40	0	750	190	560	220	530	245	505	295	455	365	285
Baile moderado	Salas de baile	900	50	50	0	850	220	630	245	605	275	575	325	525	400	450
Caminando, 3 mph	Fábricas, trabajo algo pesado	1,000	100	0	0	1,000	270	730	300	700	330	670	380	620	460	540
Jugando	Boliche	1,500	75	25	0	1,450	450	1,000	465	985	485	965	525	925	605	845

De Modern Air Conditioning, Heating, and Ventilating, 3ª edición, por Willis H. Carrier, Realto E. Cherne, Walter A. Grant y William H. Roberts, con autorización de Pitman Publishing Corporation.