

# UNIVERSIDAD DEL BÍO-BÍO

FACULTAD DE INGENIERÍA

DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA



**“DISEÑO DE UN SISTEMA DE CLIMATIZACIÓN BASADO EN BOMBA DE CALOR POR ABSORCIÓN UTILIZANDO ENERGÍA SOLAR TÉRMICA COMO PRINCIPAL FUENTE DE CALENTAMIENTO.”**

Informe de Habilitación Profesional  
presentado en conformidad a los requisitos  
para optar al Título de Ingeniero Civil Mecánico

Profesor Guía:

**Sr. Reinaldo Sánchez Arriagada**

**CHARLES BILLY VIDAL SMITH**

**CONCEPCIÓN - CHILE**

**2015**

## Sumario

En el marco de la presente habilitación profesional se realiza el diseño de un sistema de climatización para un recinto de 500 [m<sup>2</sup>] utilizado por personas que asisten a charlas, exposiciones, premiaciones, etc. en la ciudad de Concepción; que posee la novedad de utilizar una bomba de calor por absorción y energía solar térmica como principal fuente de calentamiento.

Estimadas las cargas térmicas de invierno y verano del recinto que se desea climatizar y a partir de una serie de datos y antecedentes, como los grados-días, es que se logra determinar la demanda energética para los períodos de climatización considerados.

Acto seguido se investiga, analiza y se da a conocer el recurso solar existente en la ciudad en cuestión. El análisis determina que la mejor inclinación con respecto a la horizontal para los colectores solares de tubos evacuados es de 45° dirección Norte, con esta inclinación y dirección la incidencia solar aumenta y con ello su rendimiento llega al 56[%] en promedio, obteniéndose un mayor y mejor aporte energético al sistema, desestimando la inclinación más tradicional de 37°.

Luego, a partir de la demanda de energía y recurso solar con el que se cuenta, se diseña un sistema de climatización invierno-verano mediante agua, que se calienta gracias a un conjunto de 46 colectores solares tipo Heat-Pipe. En período de invierno el agua a unos 55[°C] aprox. alimenta 7 Fan-Coil encargados de calefaccionar el recinto. Por otra parte en el periodo de verano el agua caliente acciona la bomba de calor por absorción, la que entrega a su vez agua fría a unos 7[°C] aprox. y que alimenta los Fan-Coil encargados de refrigerar el recinto. Todo el proceso es apoyado por un calefón destinado a suplir la diferencia de energía que falte al agua.

La evaluación económica está a cargo de la metodología de “Análisis del ciclo de vida de instalaciones y sistemas”, Norma ASTM E917, para un período de 20 años, en donde además del sistema propuesto son analizadas otras dos alternativas: Una considera utilizar una bomba de calor por absorción reversible a llama directa y la otra considera utilizar una bomba de calor aire-aire.

Finalmente, se determina que el sistema más atractivo desde el punto de vista económico es la alternativa 2 con un costo total traído al presente de 72.343,98[US\$], seguido de la alternativa 1 con un costo total de 121.280,08[US\$] y luego el sistema propuesto con un costo total de 122.215,42[US\$]. Pero sin duda alguna desde el punto de vista ambiental y social el sistema propuesto tiene una gran ventaja por ser innovador y sustentable además de aprovechar energía limpia e inagotable proveniente del sol.

## Sumario

### Contenidos

<b>Capítulo 1: Introducción</b> .....	11
1.1 Problemática y origen del proyecto.....	11
1.2 Objetivos del proyecto.....	12
1.2.1 Generales	12
1.2.2 Específicos	12
1.3 Alcances del tema a desarrollar.....	13
<b>Capítulo 2: Sistema de climatización</b> .....	14
2.1 Producción térmica.....	14
2.1.1 Introducción	14
2.1.2 Ciclo de absorción	14
2.1.2.1 Componentes básicos de un ciclo de absorción.....	15
2.1.2.2 Eficiencia de la bomba de calor.....	16
2.1.3 Ciclo por compresión mecánica (C.C.M)	18
2.1.3.1 Componentes básicos del ciclo por compresión mecánica.....	18
2.1.3.2 Coeficiente de prestación (C.O.P <sub>BC</sub> ).....	19
2.1.3.3 Eficiencia energética de Refrigeración (E.E.R).....	19
2.1.3.4 Bomba de calor aire-aire considerada.....	20
2.2 Distribución.....	20
2.2.1 Circuitos de circulación a considerar	21
2.2.2 Fluido de trabajo circuito primario	21
2.2.3 Fluido de Trabajo circuito secundario, terciario, cuaternario y a torre de enfriamiento	22
2.3 Emisión.....	22

2.3.1 Sistema todo - agua	22
2.4 Subsistemas y sus componentes.....	23
2.4.1 Subsistema de captación solar	23
2.4.1.1 Colector solar de tubos evacuados tipo Heat -Pipe.....	23
2.4.2 Subsistema de intercambio	24
2.4.3 Subsistema de acumulación solar	25
2.4.4 Subsistema de energía auxiliar	25
2.4.5 La bomba de calor por absorción	28
2.4.5.1 Torre de enfriamiento.....	29
2.4.6 Equipo terminal (Fan-Coil)	29
2.4.7 Subsistema de circulación	29
2.4.8 Subsistema de regulación y control	31
2.5 Diseño del circuito de climatización solar invierno-verano.....	32
<b>Capítulo 3: Requerimiento energético del recinto.....</b>	<b>35</b>
3.1 Antecedentes del recinto.....	35
3.2 Cargas térmicas.....	37
3.2.1 Condiciones de diseño	37
3.2.2 Estimación de la carga de refrigeración	38
3.2.3 Estimación de la carga de calefacción	40
3.3 Estimación del consumo energético.....	41
3.3.1 Período de invierno	41
3.3.2 Período de verano	45
<b>Capítulo 4: Recurso solar en la ciudad de Concepción.....</b>	<b>49</b>

4.1	Introducción.....	49
4.2	Determinación de la irradiancia útil solar.....	49
4.2.1	Irradiación bruta diaria media mensual sobre superficie horizontal (H)	49
4.2.2	Cálculo de la irradiancia media mensual efectiva sobre superficie horizontal (He)	50
4.2.3	Selección de la orientación e inclinación del colector solar	51
4.2.4	Aplicación del factor de corrección $k$ para superficies inclinadas	51
4.2.5	Presentación de las horas útiles de sol en un día medio de cada mes	52
4.2.6	Cálculo de la intensidad útil en un día medio de cada mes	53
	<b>Capítulo 5: Selección de los equipos y elementos del circuito propuesto.....</b>	<b>54</b>
5.1	Subsistema de captación solar.....	54
5.1.1	Introducción	54
5.1.2	Colector solar seleccionado	54
	5.1.2.1 Rendimiento del colector solar ( $\eta$ ).....	55
	5.1.2.2 Cálculo de rendimiento del colector solar.....	57
5.1.3	Cálculo del aporte solar ( $A_s$ )	59
5.1.4	Cálculo de la energía neta disponible ( $E_{\text{neto}}$ )	60
5.1.5	Cálculo del rendimiento del sistema solar ( $\eta_{ss}$ )	61
5.1.6	Área necesaria de captación ( $A_{nc}$ )	62
5.1.7	Cálculo del número de colectores solares necesarios	63
5.1.8	Cálculo cobertura de los colectores solares ( $C_c$ )	63
5.1.9	Potencia térmica que entrega el conjunto de colectores solares ( $P_T$ )	64
5.1.10	Distancia mínima, conexión y distribución de los colectores solares	65

5.1.11 Caudal en circuito primario a partir del campo de colectores	69
5.1.11.1 Cálculo del caudal circuito primario.....	70
5.2 Subsistema de intercambio.....	72
5.2.1 Selección del intercambiador de calor	72
5.2.1.1 Método de la efectividad térmica ( $\epsilon$ ).....	73
5.3 Subsistema de acumulación.....	76
5.3.1 Selección tanque acumulador	76
5.3.1.1 Cálculo del volumen requerido.....	77
5.3.1.2 Análisis de las exigencias del artículo 32 del Ministerio de Economía.....	77
5.4 Subsistema de energía auxiliar.....	78
5.4.1 Selección equipo energía auxiliar (Calefón)	78
5.5 Selección de la bomba de calor por absorción.....	79
5.5.1 Funcionamiento de la bomba de calor por absorción	80
5.6 Selección torre de enfriamiento.....	81
5.7 Selección equipo Fan -Coil.....	82
5.7.1 Estimación del caudal de aire máximo	83
5.7.2 Cálculo de la potencia máxima de impulsión del ventilador ( $N_{vent.}$ )	90
5.7.3 Cálculo del número de equipos requeridos	92
5.7.4 Elección de la capacidad de funcionamiento	93
5.7.5 Cálculo caudal de agua requerido	94
5.8 Subsistema de circulación.....	95
5.8.1 Selección vasos de expansión	95
5.8.2 Selección bombas de circulación	102

5.8.2.1	Estimación de las pérdidas de carga en los circuitos.....	102
5.8.3	Selección aislación térmica	111
5.9	Subsistema de regulación y control.....	114
5.9.1	Selección de sus componentes	114
5.10	Alternativas al sistema de climatización propuesto.....	116
5.10.1	Alternativa 1: Bomba de calor por absorción reversible a llama directa	116
5.10.1.1	Selección bomba de calor.....	116
5.10.2	Alternativa 2: Bomba de calor tradicional aire-aire	117
5.10.2.1	Selección bomba de calor aire-aire.....	117
<b>Capítulo 6: Evaluación económica</b> .....		<b>117</b>
6.1	Costos de energía.....	117
6.1.1	Sistema de climatización propuesto	117
6.1.2	alternativa 1: Bomba de calor por absorción reversible a llama directa	119
6.1.3	alternativa 2: Bomba de calor tipo aire-aire	120
6.2	Análisis del ciclo de vida: Norma ASTM E917.....	123
6.2.1	Evaluación económica sistema propuesto	125
6.2.2	Evaluación económica alternativa 1	126
6.2.3	Evaluación económica alternativa 2	127
<b>Capítulo 7: Discusión y conclusiones</b> .....		<b>129</b>
<b>Bibliografía</b> .....		<b>132</b>
<b>ANEXOS</b> .....		<b>133</b>
Anexo I:	Detalles y características técnicas de los equipos seleccionados.....	133
ANEXO II:	Detalle costos totales de inversión del sistema propuesto y sus alternativas.....	151
<b>Índice de tablas y figuras</b>		

Tabla 3.1: Horarios a climatizar y días considerados en el año.....	36
Tabla 3.2: Registro temperaturas año 2013 de los meses de verano considerados.....	39
Tabla 3.3: Temperatura exterior de cálculo de ciudades del país.....	40
Tabla 3.4: Resumen grados –días de calefacción.....	43
Tabla 3.5: Días totales sin calefacción en cada mes.....	43
Tabla 3.6: Resumen carga de calefacción mensual.....	44
Tabla 3.7: Resumen grados –días de refrigeración.....	46
Tabla 3.8: Días totales sin refrigeración para cada mes.....	47
Tabla 3.9: Resumen carga de refrigeración mensual.....	48
Tabla 4.1: Irradiación global bruta media mensual sobre una superficie horizontal.....	49
Tabla 4.2: Valor de la irradiancia efectiva mensual sobre superficie horizontal.....	50
Tabla 4.3: Ángulo de inclinación según el periodo de utilización.....	51
Tabla 4.4: Factor de corrección $k$ para una inclinación de $45^\circ$ .....	51
Tabla 4.5: Irradiancia efectiva corregida.....	52
Tabla 4.6: Horas útiles de sol.....	53
Tabla 4.7: Resumen cálculo de la intensidad útil diaria para los meses del año.....	54
Tabla 5.1: Características técnicas más importantes del colector solar.....	55
Tabla 5.2: Temperatura ambiente promedio de los meses del año.....	56
Tabla 5.3: Temperaturas de trabajo del colector solar.....	57
Tabla 5.4: Calculo de los parámetros $X$ y $X^2$ .....	58
Tabla 5.5: Datos que se tienen para el cálculo del rendimiento ( $\eta$ ).....	58
Tabla 5.6: Cálculo del rendimiento del colector solar tipo Heat-Pipe.....	59
Tabla 5.7: Aporte solar para todos los meses del año.....	60

Tabla 5.8: Energía neta mensual disponible correspondiente a los meses del año.....	61
Tabla 5.9: Rendimiento del sistema solar para los meses del año.....	62
Tabla 5.10: Resumen del cálculo de la cobertura de los colectores solares.....	64
Tabla 5.11: Cobertura de la demanda de climatización.....	64
Tabla 5.12: Potencia total capaz de entregar los colectores meses de verano.....	65
Tabla 5.13: Potencia total capaz de entregar los colectores meses de invierno.....	65
Tabla 5.14: Valores del factor adimensional para algunas latitudes chilenas.....	67
Tabla 5.15: Características físicas más importantes del fluido calo-portador.....	70
Tabla 5.16: Principales características intercambiador de calor.....	75
Tabla 5.17: principales características de la bomba de calor por absorción seleccionada.....	79
Tabla 5.18: propiedades del aire para el estado 2 y 3 en invierno.....	84
Tabla 5.19: Resultados análisis sicrométrico circuito de climatización periodo de invierno.....	87
Tabla 5.20: Propiedades del aire para el estado 2 y 3 en verano.....	88
Tabla 5.21: Resultados análisis sicrométrico circuito de climatización periodo de verano.....	90
Tabla 5.22: Principales características equipo seleccionado.....	92
Tabla 5.23: Capacidad y requerimientos Fan – Coil seleccionado.....	93
Tabla 5.24: Capacidad del ventilador.....	94
Tabla 5.25: Capacidad y números de equipos en invierno.....	94
Tabla 5.26: Capacidad y números de equipos en verano.....	94
Tabla 5.27: Aportes y requerimientos de las 7 unidades seleccionadas.....	95
Tabla 5.28: Tabla de selección de cañerías para agua sin aditivos.....	97
Tabla 5.29: Resumen selección bomba de cada circuito.....	111

Tabla 5.30: Espesor mínimo referencial de cañerías y accesorios con fluido interior caliente.....	112
Tabla 5.31: Espesor mínimo referencial de cañerías y accesorios con fluido interior frío.....	112
Tabla 5.32: Principales características del aislante seleccionado.....	113
Tabla 5.33: Resumen cálculo de espesor de aislación para cada circuito.....	113
Tabla 5.34: Espesor de aislación sometido a factor de seguridad y espesor comercial.....	114
Tabla 6.1: Resumen costo del consumo de combustible para satisfacer la energía restante.....	118
Tabla 6.2: Resumen costo del consumo de combustible para los meses del año.....	120
Tabla 6.3: Resumen costo del consumo de electricidad para los meses del año.....	122
Tabla 6.4: Resumen principales costos del sistema propuesto y sus alternativas.....	128
Tabla A.2.1: Detalle de los costos de inversión del sistema propuesto.....	151
Tabla A.2.2: Detalle de los costos de inversión alternativa 1.....	153
Tabla A.2.3: Detalle de los costos de inversión alternativa 2.....	154
Figura 2.1: Funcionamiento simplificado de un ciclo de absorción.....	15
Figura 2.2: Funcionamiento de una bomba de calor aire-aire, modo calefacción.....	20
Figura 2.3: Esquema básico de un sistema todo - agua.....	23
Figura 2.4: Funcionamiento de un colector solar tipo Heat-Pipe.....	24
Figura 2.5: Ejemplo de un sistema Mixto de circulación forzada.....	25
Figura 2.6: Esquema representativo para el cálculo del consumo de GLP.....	26
Figura 2.7: Circuito de climatización solar propuesto.....	32
Figura 3.1: Software para el cálculo de los grados-días de calefacción.....	42
Figura 3.2: Software para el cálculo de los grados-días de refrigeración.....	46
Figura 5.1: Distancia mínima entre los colectores solares.....	66
Figura 5.2: Diagrama de distribución de los colectores solares, vista en planta.....	68
Figura 5.3: Esquema condiciones requeridas de operación en el intercambiador de calor.....	74

Figura 5.4: Esquema funcionamiento máquina de absorción seleccionada.....	80
Figura 5.5: Esquema de los flujos de aire que intervienen en el proceso de climatización.....	83
Figura 5.6: Componentes del subsistema de regulación y control.....	115
Figura 6.1: Flujos de dinero presentes durante el horizonte a evaluar.....	123

## Capítulo 1: Introducción

### 1.1 Problemática y origen del proyecto

No es nada nuevo decir, que la población mundial ha experimentado un enorme crecimiento las últimas décadas, el número de habitantes se había mantenido bajo hasta hace relativamente poco tiempo, pero gracias a los avances en el campo de la medicina y la salud se ha logrado disminuir significativamente los niveles de mortalidad. Según las proyecciones elaboradas por las Naciones Unidas, la población mundial alcanzará un valor de 7 mil 800 millones en el año 2025 y 8 mil 918 en el 2050; La cantidad proyectada de habitantes, sumado a la inercia con la que gira el mundo globalizado demandante de tiempo y comodidades, exige que la cantidad de energía eléctrica y/o térmica generada, sea cada vez mayor. No olvidar que los requerimientos son múltiples y los recursos escasos.

En nuestro país, el modelo de producción y consumo energético está pasando por un momento difícil, debido a que obtener energía cada vez se hace más difícil y los procesos para ello no dejan de ser cuestionados día tras día. Además se debe mencionar que nuestro país posee una gran dependencia energética, cerca del 70[%] de los insumos energéticos incluido el gas son importados de países como Argentina, Indonesia y Trinidad y Tobago, entre otros.

En Chile mayoritariamente se utilizan fuentes de energía no renovables en sistemas convencionales para producir energía y así poder satisfacer los requerimientos energéticos, estas se caracterizan por encontrarse en cantidades limitadas y por extinguirse con su utilización. Son fuentes de energía no renovables los combustibles fósiles (carbón, petróleo y gas) y el uranio, que es la materia prima para obtener la energía de fisión nuclear. Además, estas fuentes de energía no renovables son consideradas energías sucias, ya que su utilización es causa directa de importantes daños en el medio ambiente como la destrucción de ecosistemas, daños en acuíferos y bosques, reducción de la productividad agrícola, deterioro de la capa de ozono, sin dejar de lado los efectos indirectos como los accidentes en sondeos petrolíferos y minas de carbón o la contaminación que se produce por accidentes de derrame químico o de combustible además de la dependencia económica que crea en países no productores de materias primas, pero el problema ambiental más grave que provoca la utilización de estas fuentes de energía no renovables es sin duda alguna el denominado efecto

invernadero, que tiene por consecuencia la emisión de CO<sub>2</sub> que se genera al utilizar los combustibles fósiles y que provoca un aumento de la temperatura en todo el planeta y con ello un desequilibrio en la naturaleza.

Por lo tanto, el aumento de la población que conlleva a una mayor utilización de energía, el depender energéticamente de otros países y sumado a los problemas derivados del actual modelo basado en las energías no renovables, hacen que sea imprescindible plantearse la necesidad de un nuevo modelo basado en la eficiencia, en el ahorro energéticos y en la implementación de las energías renovables como lo es por ejemplo la energía solar térmica que se pretende utilizar en el marco de la presente habilitación profesional. Esta energía solar térmica busca satisfacer los requerimientos de climatización invierno-verano en un recinto y de esta manera lograr condiciones de confort térmico para sus ocupantes utilizando para dicha acción colectores solares planos del tipo Heat-Pipe y el denominado frío solar, que se fundamente en la implementación de una bomba de calor por absorción para el periodo de verano.

Finalmente el desafío apunta a tener una matriz diversificada, estable, competitiva en costos y respetuosa del medio ambiente dejando espacio para todas las fuentes energéticas, considerando siempre que ninguna es óptima en cada aspecto. En Chile no es tiempo de sustituir unas con otras, es tiempo de sumarlas, complementarlas y buscar sinergia energética entre ellos.

## **1.2 Objetivos del proyecto**

### **1.2.1 Generales**

- Evaluar la factibilidad técnica y económica para implementar un sistema de climatización basado en una bomba de calor por absorción, utilizando energía solar térmica como fuente de calentamiento.

### **1.2.2 Específicos**

- Desarrollar ingeniería básica y diseño del circuito de climatización propuesto.
- Comparar los costos de inversión y operación del sistema propuesto con una alternativa que utilice una bomba de calor por absorción reversible a llama directa y otra que utilice una bomba de calor tradicional tipo aire-aire para climatizar.

### **1.3 Alcances del tema a desarrollar**

Cuando se piensa en un proyecto, es fundamental considerar la existencia de una necesidad que no ha sido satisfecha parcial o totalmente. Se debe evaluar todo para poder determinar si es conveniente implementarlo, así como también para cuantificar los beneficios que se brindarán, además deben asegurar que sean capaces de resolver necesidades en forma eficiente, segura y rentable.

Dicho lo anterior, el presente proyecto de habilitación profesional tiene como objetivo satisfacer una necesidad de climatización y que a su vez logre minimizar las emisiones de gases a la atmósfera (CO<sub>2</sub>, SO<sub>2</sub> y NO<sub>x</sub>) mediante el máximo abastecimiento energético a partir de sistemas de energías renovables y a través de la reducción de la demanda por medio de estrategias de captación solar, acumulación energética, bajo consumo y gestión eficaz de los mecanismos. Para ello es necesario conocer, analizar e implementar una hasta ahora poco común alternativa de climatización basada en una bomba de calor por absorción con la particularidad de utilizar energía solar térmica como fuente de calentamiento, además de realizar una comparación técnica y económica con otras alternativas de climatización más comunes y de esta manera poder determinar cuál de ellas es la que presenta mayores ventajas para el usuario a la hora de satisfacer la demanda energética.

Se debe señalar que el proyecto no está asociado a ningún recinto físico ya existente, es por esta razón que, ciertos costos de instalación e implementación de las bombas de calor al igual que la demanda energética, fueron estimados con ayuda de conocimientos adquiridos en cursos anteriores y en el proceso de investigación, para así poder disponer de datos más confiables y menos hipotéticos.

## Capítulo 2: Sistema de climatización

Existe una gran variedad de diseños y equipos destinados a climatizar el recinto y por el hecho de existir varios sistemas y equipos con características comunes, es muy difícil incluso hacer una clasificación con diferenciaciones evidentes entre unos y otros. Lo que sí es seguro, es que todo sistema de climatización se compone de tres partes esenciales: **producción térmica, distribución, y emisión en el recinto a climatizar**. Cuando en un mismo equipo están incluidos todos los elementos, se dice que los equipos son compactos.

### 2.1 Producción térmica

#### 2.1.1 Introducción

Existen dos principales formas de producción térmica: La primera es a través de un ciclo de compresión y la segunda es por un ciclo de absorción, ambos ciclos actúan en las máquinas térmicas llamadas bombas de calor. Las bombas de calor pueden transferir calor desde las fuentes naturales del entorno a baja temperatura conocidos como focos fríos, tales como aire, agua o la propia tierra, hacia las dependencias interiores que se pretenden calefaccionar y también pueden ser utilizadas para refrigerar, en este caso la transferencia de calor se realiza en el sentido contrario, es decir desde la aplicación que requiere frío al entorno que se encuentra a temperatura superior. En algunas ocasiones, el calor extraído en el enfriamiento es utilizado para cubrir una demanda simultánea de calor.

#### 2.1.2 Ciclo de absorción

##### Antecedentes

La bomba de calor por absorción, como su nombre deja entrever, se fundamenta en un ciclo de absorción y para esta ocasión su uso será solo para satisfacer la demanda de refrigeración en el recinto considerado, por lo tanto la bomba de calor tendrá un funcionamiento unidireccional en todo momento. Al ser la bomba de calor por absorción una tecnología no conocida por la gran mayoría, se hace necesario describir su modo de funcionamiento al igual que su aplicación.

La característica principal de una bomba es su capacidad de producir frío en un medio como podría serlo un habitáculo, aprovechando que las sustancias absorben calor al cambiar de fase, de líquido a gaseoso. Así como en el sistema de compresión el ciclo se hace mediante un compresor, en el caso de la absorción, el ciclo se basa físicamente en la capacidad que tienen algunas sustancias, como

el [bromuro de litio](#) (LiBr), de absorber otra sustancia, tal como el agua, en fase de vapor. Otra posibilidad es emplear el agua como sustancia absorbente o disolvente y [amoníaco](#) (NH<sub>3</sub>) como sustancia absorbida o también llamado soluto.

Las dos soluciones nombradas son las más utilizadas en los procesos, y de estas dos alternativas la más común es utilizar la solución de agua-bromuro de litio ya que los agentes utilizados son totalmente inocuos para el medio ambiente, además, el LiBr es una sal similar a la sal común (NaCl) que como ella tiene una gran afinidad con el agua, absorbiéndola fácilmente.

Adicionalmente, un aspecto importante para entender cómo puede utilizarse el agua como refrigerante, es saber que ésta, cuando se encuentra en un espacio en el que la presión absoluta está muy por debajo de la atmosférica el agua es capaz de evaporarse a temperaturas muy por debajo de los 100[°C], por ejemplo:

Si la presión absoluta dentro del contenedor fuese de 0.9 [kPa] o 0.009 [atm], el agua se evapora a tan solo 6[°C].

### 2.1.2.1 Componentes básicos de un ciclo de absorción

En esta ocasión, la descripción será referida a la solución agua-bromuro de litio, ya que es con la que se pretende trabajar.

Un ciclo de refrigeración por absorción, con el cual opera la bomba de calor, está compuesto por cuatro equipos básicos, además utilizará como fuente de energía el calor contenido en un circuito de agua caliente procedente de un campo de paneles de captación solar térmica. La descripción de los equipos básicos que forman parte de la bomba de calor por absorción es realizada a continuación:

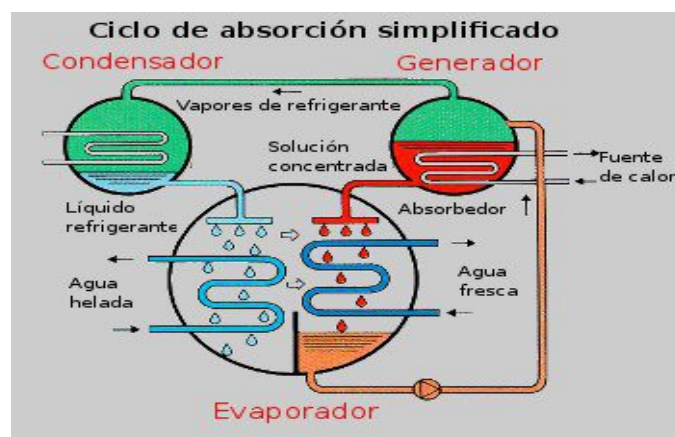


Figura 2.1: Funcionamiento simplificado de un ciclo de absorción.

**Generador:** En el generador, se produce la evaporación de la solución concentrada de agua-bromuro de litio mediante una aportación térmica suficiente, energía que para el sistema que se desea proyectar se obtendrá de la radiación solar junto con la combustión de G.L.P<sup>1</sup>. El refrigerante en forma de vapor pasa al condensador, mientras que la solución caliente y concentrada de bromuro de litio es bombeada hasta el absorbedor.

El calentamiento de la solución en el generador puede efectuarse mediante un quemador de llama directa o bien con un intercambiador de calor cuyo primario puede ser alimentado por vapor o agua caliente proveniente de un S.S.T<sup>2</sup>.

**Condensador:** El condensador, recibe el vapor de agua procedente del generador y lo condensa convirtiéndolo en líquido. Para ello el vapor es enfriado en contacto con el haz de tubos por el que circula el agua de enfriamiento exterior, procedente de una torre de refrigeración.

**Evaporador:** El evaporador se constituye por un haz de tubos generalmente de cobre por la alta conductividad, por los tubos circula el agua a refrigerar, sobre cuya superficie se evapora el agua refrigerante que fluye desde unos distribuidores. La presión en el interior del envolvente es muy baja, por lo general de 6 [mmHg] o 0.0079 [atm], lo que hace que el agua logre evaporarse a los 4[°C], extrayendo el calor latente de vaporización del agua a refrigerar que circula por el interior del haz de tubos.

<sup>3</sup>**Absorbedor:** Al absorbedor llega la solución de bromuro de litio concentrada y dada la gran afinidad que tiene con el agua, se consigue absorber el refrigerante en fase vapor procedente del evaporador. La solución de agua-Bromuro de litio, diluida por el vapor absorbido, es enviada con la ayuda de una bomba de solución al generador, para cerrar el ciclo.

### 2.1.2.2 Eficiencia de la bomba de calor

#### Antecedentes

---

1 Gas Licuado de Petróleo

2 Sistema Solar Térmico

La bomba de calor por absorción a utilizar, presenta el mayor consumo energético en el generador en donde es necesario suministrar calor para lograr separar el agua del bromuro de litio, además se requiere en menor cantidad energía mecánica para el bombeo de la solución entre el absorbedor y el generador.

El principal inconveniente de los equipos de absorción respecto de un equipo común de refrigeración es el rendimiento, en una máquina de absorción simple se obtienen aproximadamente 0,7-0,8 unidades de frío por cada unidad de calor que entra. Si se analiza bien este rendimiento es muy bajo en comparación con el de los equipos de refrigeración comunes, donde se puede llegar a obtener hasta 2 unidades de frío por cada unidad de electricidad entrante, ahora bien, el detalle que hay que considerar es que aunque el rendimiento de las máquinas de absorción es comparativamente bajo, la bomba de calor por absorción representa una alternativa económicamente atractiva si se logra que el costo de la energía térmica que se necesita para su funcionamiento sea bajo, como es el caso de obtenerla de una fuente de calor gratuita como es el sol.

### **Coefficiente de eficiencia energética (C.E.E)**

El uso de la energía en máquinas de absorción modo refrigeración, se evalúa a través del Coeficiente de Eficiencia Energética (C.E.E) y se define como el cociente entre la potencia frigorífica obtenida en el evaporador (  $\dot{Q}_{EVAP}$  ) y la potencia suministrada al generador (  $\dot{Q}_G$  ) más la electricidad suministrada a la bomba de la disolución, pero su valor no es significativo para esta ocasión.

Considerando que el calor suministrado al evaporador es la carga térmica (kW) del local que se desea climatizar, la expresión del C.O.P despreciando el consumo de energía eléctrica frente a la energía aportada al generador, será:

$$C . E . E . = \frac{\text{Efecto refrigerante}}{\text{Calor al generador}} = \frac{\dot{Q}_{EVAP}}{\dot{Q}_G} \quad (2.1)$$

En máquinas de absorción reversibles, el efecto útil se obtiene tanto del condensador ( $\dot{Q}_{COND}$ )

como del absorbedor ( $\dot{Q}_i$ ) y la bomba de circulación ( $\dot{Q}_b$ ), por lo que su eficiencia queda descrita de la siguiente manera:

$$\frac{\dot{Q}_{i+l} + \dot{Q}_{COND}}{\dot{Q}_G + \dot{Q}_b} \quad (2.2)$$

### 2.1.3 Ciclo por compresión mecánica (C.C.M)

El ciclo por compresión mecánica de un fluido en fase gaseosa, es el más utilizado en procesos de climatización y por lo tanto también el más conocido. En su aplicación convencional, el compresor es accionado por un motor eléctrico.

En el ciclo de compresión, al igual que en el ciclo de absorción, se obtiene el efecto frigorífico aprovechando que el fluido utilizado como refrigerante necesita obtener de su entorno el calor necesario para pasar de la fase líquida al de vapor cuando es introducido en un espacio donde la presión es notablemente inferior a la que estaba sometido cuando se encontraba en fase líquida, antes de entrar en él. La temperatura de evaporación (ebullición) depende de la presión, pero todos los líquidos necesitan calor para hervir e inversamente, su vapor debe perder calor para condensarse y volver al estado líquido.

#### 2.1.3.1 Componentes básicos del ciclo por compresión mecánica

La mayor parte de las bombas de calor existentes trabajan con el ciclo de compresión de un fluido condensable y en todo ciclo de compresión de vapor, es posible diferenciar cuatro equipos principales para su funcionamiento, estos forman parte de un circuito cerrado por el que circula el fluido refrigerante, de acuerdo a esto, se tiene:

**Compresor:** El compresor cumple la función de aspirar el refrigerante en forma de gas que proviene del evaporador y lo transporta al condensador aumentando su presión y su temperatura.

**Evaporador:** Es el lugar de la instalación donde se produce el intercambio térmico entre el refrigerante y el medio a enfriar (aire, agua o algo que se desea enfriar).

**Condensador:** Su función es la de poner en contacto los gases que provienen del compresor con un medio condensante, de esta manera el fluido refrigerante cede su energía.

**Válvula de expansión:** Este elemento está localizado cerca del evaporador; la misión de esta válvula es la de controlar el paso de refrigerante y separar la parte de alta presión de la baja presión.

Además las bombas de calor utilizan para su funcionamiento una válvula de 4 vías encargada de cambiar de modo frío a modo caliente y viceversa según sea el requerimiento.

### 2.1.3.2 Coeficiente de prestación (C.O.P<sub>BC</sub>)

Cuando se calcula la eficiencia de una bomba de calor en calefacción, se compara la salida de calor

del condensador  $(\dot{Q}_H)$  con la potencia suministrada al compresor  $(\dot{W}_c)$ .

Por lo tanto la eficiencia de la bomba de calor queda definida de la siguiente manera:

$$\boxed{COP_{BC} = \frac{\dot{Q}_H}{\dot{W}_c}} \quad (2.3)$$

### 2.1.3.3 Eficiencia Energética de Refrigeración (E.E.R)

Otra medida utilizada para determinar la eficiencia de la máquina es la eficiencia energética de refrigeración que implica la relación entre la capacidad de refrigeración y la potencia eléctrica consumida para ello. Como su definición indica se emplea para ver la eficiencia de la bomba de calor en su modo de enfriamiento.

$$\boxed{E.E.R = COP_R = \frac{\text{capacidad de enfriamiento}}{\text{necesidad de energía eléctrica}} =} \quad (2.4)$$

De las ecuaciones (2.3) y (2.4),  $\dot{Q}_L$  se refiere al calor extraído de la vivienda en el modo de operación correspondiente a los meses de verano, mientras que  $\dot{Q}_H$  será el calor aportado en las condiciones de funcionamiento correspondientes a calefacción.

Otro indicador importante es la eficiencia térmica de una máquina térmica, la cual queda definida de la siguiente manera:

$$\eta_{Térmica} = 1 - \frac{\dot{Q}_L}{\dot{Q}_H} \quad (2.5)$$

### 2.1.3.4 Bomba de calor considerada

Un objetivo del proyecto es realizar la comparación técnica-económica del sistema propuesto y una alternativa que utilice una bomba de calor por compresión tipo aire-aire. Su nombre deriva del medio de origen y destino de la energía que se transporta.

La siguiente imagen muestra el funcionamiento de una bomba de calor aire-aire en modo calefacción.

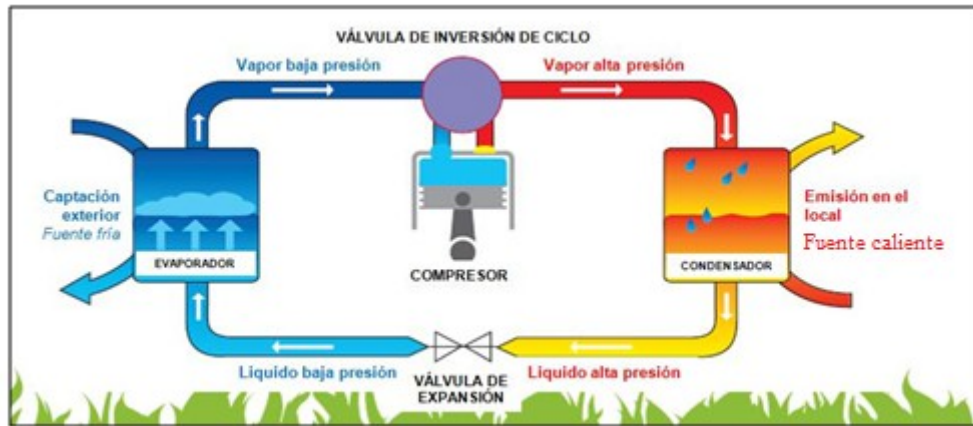


Figura 2.2: Funcionamiento de una bomba de calor aire-aire, modo calefacción.

## 2.2 Distribución

Existen distintas maneras de llevar a cabo la distribución del calor, como por ejemplo a través de un refrigerante, a partir del agua o del aire, empleándose para ello tuberías o ductos según sea el requerimiento y la disponibilidad que se tenga.

El proyecto contempla utilizar una bomba de calor por absorción en el periodo de verano (refrigeración); de esta bomba de calor se obtiene agua fría (7-8°C aproximados) y a partir de un proceso de transferencia de calor se logra extraer calor del recinto a climatizar. Para la condición de invierno, el agua pasará a ser el fluido calo-portador encargado de transportar la energía (agua caliente) necesaria para calefaccionar el aire del recinto considerado, a partir de un proceso de transferencia de calor.

Con respecto a la bomba de calor tradicional, esta utiliza un fluido refrigerante (compuesto en su gran mayoría por agua y etilenglicol) como medio de transporte de la energía, de esta manera en los meses de invierno el refrigerante es capaz de ceder calor a un fluido que puede ser agua o aire y en los meses de verano es capaz de absorber el calor del aire existente en el recinto, con el propósito de refrigerar.

### 2.2.1 Circuitos de circulación a considerar

El sistema a implementar, considera tres circuitos en los meses de invierno y cuatro circuitos en los meses de verano debido a la presencia de la bomba de calor por absorción, de esta manera se tienen:

- a. El circuito primario está compuesto principalmente por el subsistema de captación térmica solar, el subsistema de intercambio (lado caliente), el fluido de trabajo y el subsistema de circulación con su respectivo control.
- b. El circuito secundario lo compone el subsistema acumulación (entrada agua caliente), el subsistema de intercambio (lado frío), el fluido hidráulico, además del subsistema de circulación con su respectivo control.
- c. El circuito terciario se compone por el subsistema de acumulación (salida agua caliente), el subsistema de energía auxiliar, la bomba de calor por absorción (generador) y el subsistema de circulación. El circuito para los meses de invierno no utiliza bomba de calor pero si considera los equipos terminales.
- d. El circuito cuaternario se presenta en los meses de verano y se compone por la bomba de calor por absorción (evaporador), el equipo terminal de climatización y el subsistema de circulación.
- e. Además, existe otro circuito de circulación de agua entre la bomba de calor por absorción (condensador-absorbedor) y la torre de enfriamiento.

### 2.2.2 Fluido de trabajo circuito primario

En el colector solar se calienta el fluido de trabajo que es una mezcla de agua con algún anticongelante, el más utilizado es el propilenglicol y la cantidad va a depender de la temperatura mínima histórica registrada en la localidad donde se quiera implementar el sistema termo solar, en este caso la ciudad de Concepción.

### 2.2.3 Fluido de trabajo circuito secundario, terciario, cuaternario y a torre de enfriamiento

El fluido de trabajo en estos circuitos de circulación es agua, debido a su gran capacidad calorífica y a la mínima presencia de partículas que puedan afectar los conductos y equipos del circuito. Según el manual de diseño de sistemas solares térmicos de la Cámara Chilena de la Construcción (CChC), hay que tener un cuidado especial con el agua, ya que en Chile existe una gran diversidad de calidad de estas, las que no se encuentran totalmente normalizadas y por esta razón se debe especificar muy bien los materiales y la operación a la cual estarán sometidos los circuitos considerados.

## 2.3 Emisión

Tanto el “frio” como el calor se emiten en el espacio a climatizar a través de equipos destinados a esto, que pueden estar incorporadas en el recinto, o bien formar parte de una red de ductos de distribución. Lo más habitual es clasificar los sistemas de climatización, según sea el fluido que entra en el local para producir el efecto de enfriamiento o calentamiento.

Según esto, los sistemas pueden ser:

- **Todo - refrigerante:** Sistemas de expansión directa en el interior del local.
- **Refrigerante - aire:** Al local llega refrigerante y aire.
- **Todo - agua:** Al local llega sólo agua.
- **Agua - aire:** Al local llega aire y agua.
- **Todo - aire:** El único fluido que entra en el local es el aire.

De los sistemas mencionados anteriormente, el sistema todo-agua es el adecuado para el funcionamiento del Fan-Coil que se pretende utilizar, por esta razón, será descrito a continuación:

### 2.3.1 Sistema todo-agua

Son aquellos en los que el único fluido calo-portador que llega al espacio que se quiere acondicionar desde el exterior es agua. El aporte de “frío” o calor al aire del local se realiza a través de aparatos terminales, y para esta ocasión serán equipos Fan-Coil. Estos aparatos pueden adoptar formas, disposiciones y colocaciones variadas, desde el más conocido de suelo con envolvente metálica para instalación vista, hasta el oculto sobre el techo falso que aspira e impulsa el aire a través de rejillas, pasando por colocaciones de pared o techo vistos, empotrados en nichos o los más recientes compactos de techo vistos, que incluyen los elementos de difusión.

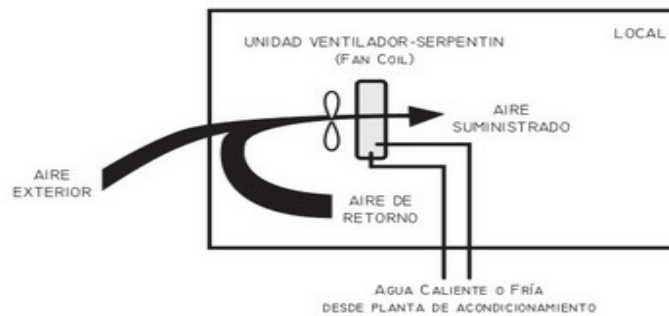


Figura 2.3: Esquema básico de un sistema todo-agua.

## 2.4 Subsistemas y sus componentes

### 2.4.1 Subsistema de captación solar

El circuito de climatización comienza a partir del subsistema de captación solar, aquí la radiación proveniente del sol se transforma en energía térmica y se transfiere al fluido calo-portador; se constituye básicamente por los colectores solares, los elementos de fijación e interconexión.

#### 2.4.1.1 Colector solar de tubos evacuados tipo Heat -Pipe

Una vez analizados los distintos tipos de colectores solares que existen actualmente en el mercado, la mejor opción para los fines que se pretenden es utilizar los colectores solares de tubos evacuados tipo Heat-Pipe, debido a la resistencia de los tubos, a la conexión seca entre el absorbedor y la cabecera, a la versatilidad (tanto práctico como estético al ser cilíndricos) y eficiencia que otorgan por sus bajas pérdidas, a la irreversibilidad de la transferencia de calor, desechando la opción de utilizar los colectores de tubos evacuados de flujo directo y los colectores planos.

En este sistema los tubos evacuados llevan un fluido vaporizante que no puede salir del interior del tubo y que funciona como calo-portador. Este fluido se evapora por efecto de la radiación solar,

asciende hasta el extremo superior del tubo que se encuentra a temperatura inferior, esto hace que el vapor se condense, ceda su energía y retorne a su fase líquida cayendo por acción de la gravedad a la parte inferior del tubo, donde al recibir más radiación, vuelve a evaporarse y comienza un nuevo ciclo.

Los tubos de calor son considerados como los “superconductores” del calor, debido a su baja capacidad calorífica y a su excepcional conductividad (miles de veces superior a la del mejor conductor sólido del mismo tamaño).

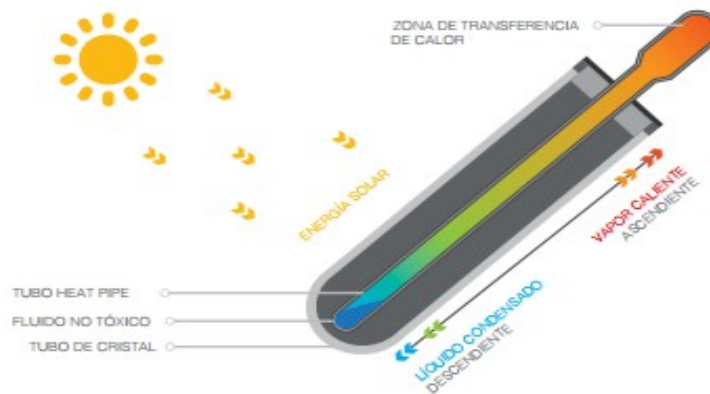


Figura 2.4: Funcionamiento de un colector solar tipo Heat-Pipe

#### 2.4.2 Subsistema de intercambio

El intercambiador de calor es el dispositivo donde se realiza la transferencia de calor desde el fluido calo-portador del circuito primario, al fluido del circuito secundario que conforma la instalación, manteniendo separadas las corrientes de ambos fluidos sin que lleguen a mezclarse.

Según su emplazamiento, se pueden distinguir dos grandes grupos de intercambiadores: los de intercambio interno y los de intercambio externo, siendo los de intercambio externo los más utilizados en instalaciones termo-solares con campo de captación sobre los 10 [m<sup>2</sup>] y temperaturas de trabajo sobre los 50 [°C]. Además teniendo en consideración el volumen del recinto y las temperaturas de trabajo, se estima que el volumen de acumulación necesario será superior a los 1000 litros de agua caliente, por estas razones se opta por utilizar un intercambiador de calor externo de placas planas.

### 2.4.3 Subsistema de acumulación solar

En un sistema de climatización basado en energía solar el uso de un tanque acumulador de agua es indispensable, su principal función será almacenar la energía producida por el colector solar térmico para cubrir la demanda en momentos de poca o nula radiación solar (en la noche o en la madrugada). En el sistema proyectado será utilizado un acumulador sin serpentín, lo que se busca con esto es mejorar la transferencia de calor y rendimientos asociados, además esta elección implica utilizar el intercambiador de calor de placas planas mencionado.

### 2.4.4 Subsistema de energía auxiliar

El sistema de climatización al utilizar energía proveniente del sol presenta ciertas limitaciones que pueden ser resueltas con la implementación de un calefón que cumpla con los requerimientos exigidos por la instalación y que a través de su aporte energético al agua, se logre conseguir la temperatura de trabajo deseada.

El problema se presenta en la época de mayor demanda de agua caliente para calefacción (meses de invierno) y que a su vez coincide con la temporada de menor disponibilidad de radiación solar, además para no sobredimensionar la instalación solar es conveniente y necesario disponer de un sistema de energía auxiliar o de apoyo para suplir esa diferencia energética requerida, este conjunto se conoce como sistema mixto. El sistema de apoyo también busca lograr satisfacer la demanda cuando esta se incrementa de manera inesperada.

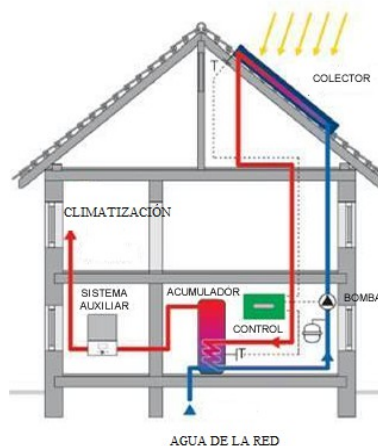


Figura 2.5: Ejemplo de un sistema mixto de circulación forzada

El calefón que se pretende instalar utiliza GLP como fuente de calentamiento; esta elección se realiza a partir de la disponibilidad que se tiene de este y por su alto poder calorífico 12,8 [kWh/kg] en relación a otras alternativas como el gas natural.

Para poder determinar la cantidad de GLP que será necesario combustionar con el fin compensar la energía restante, se hará uso del siguiente esquema para tener mayor claridad de lo propuesto.

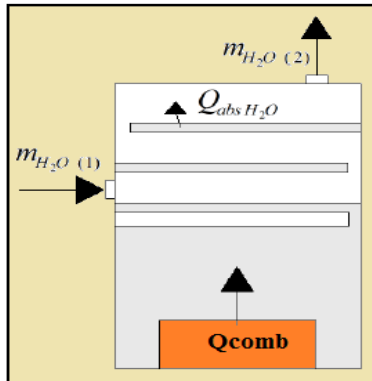


Figura 2.6: Esquema representativo para el cálculo del consumo de GLP

A partir de la figura 2.5, es posible realizar los balances de masa y energía, los cuales quedan determinados de la siguiente manera:

Balance de masa:

$$\dot{m}_{agua(1)} = \dot{m}_{agua(2)} = \dot{m}_{agua} \quad (2.6)$$

Balance de energía:

$$Q_{comb} = \dot{m} (h_2 - h_1) \quad (2.7)$$

Donde

$\dot{m}_{agua(1)}$  : Flujo másico de agua en la entrada del calefón en [kg/mes].

$\dot{m}_{agua(2)}$  : Flujo másico de agua en la salida del calefón en [kg/mes].

$h_1$ : Entalpía del agua en la entrada del calefón en [kWh/kg].

$h_2$ : Entalpía del agua en la salida del calefón en [kWh/kg].

$Q_{|-agua|}$  : Calor absorbido por el agua en [kWh/mes].

Ahora bien, al mantenerse en fase líquida el agua, la ecuación (2.7) se puede escribir de la siguiente manera:

$$Q_{|-agua|} = \dot{m}_{agua} * C_{agua} * (T_s - T_e) \quad (2.8)$$

Donde

$C_{agua}$  : Es el calor específico del agua en [kJ/kg K].

$T_e$ : temperatura de entrada del agua al calefón en [°C].

$T_s$ : Temperatura de salida del agua al calefón en [°C].

Y el calor máximo que es capaz de aportar el GLP al entrar en combustión, viene dado por la siguiente expresión:

$$Q_{comb} = \dot{m}_{GLP} * PCI \quad (2.9)$$

Donde

$Q_{comb}$  : Representa el calor aportado por el GLP en [kWh/mes].

$\dot{m}_{GLP}$  : Representa el flujo másico de GLP en [kg/mes].

$PCI$ : Representa el poder calorífico inferior del GLP en [kWh/kg].

Por otra parte, si se desea obtener el rendimiento del equipo de apoyo auxiliar, este viene dado por la relación entre la cantidad de calor transmitido al fluido calo-portador o carga (potencia útil) y la cantidad de calor suministrado al mismo tiempo en el equipo generador por el combustible y el aire, la expresión queda de la siguiente forma:

$$\eta_{\text{calefón}} = \frac{\dot{m}_{\text{agua}} * C_{\text{agua}} * (T_s - T_e)}{\dot{m}_{\text{GLP}} * PCI} \quad (2.10)$$

Cabe señalar, que el rendimiento del calefón que será seleccionado, representa un dato referencial que viene dado exclusivamente por el fabricante y de esta manera se logra calcular la cantidad de masa de combustible que se debe quemar, necesaria para suplir los requerimientos energéticos faltantes.

Finalmente, el rendimiento del sistema queda determinado por la siguiente expresión:

$$\eta_{\text{Sistema}} = \eta_{\text{calefón}} * \eta_{\text{instalación}} \quad (2.11)$$

De esta manera, la masa de combustible de GLP que será requerida para ayudar a satisfacer los requerimientos energéticos de climatización, se determina a partir de la ecuación (2.12):

$$\dot{m}_{\text{GLP}} = \frac{Q_{\Delta \text{Energía}}}{\eta_{\text{Sistema}} * PCI} \quad (2.12)$$

Donde

$Q_{\Delta \text{Energía}}$  : Representa la energía a suplir cuando la temperatura del agua no sea suficiente en [kWh/mes].

Una vez conocido el flujo másico de GLP ( $\dot{m}_{\text{GLP}}$ ) del que se debe disponer, es posible determinar el costo que implica, a partir de la siguiente expresión:

$$\text{Costo}_{\text{combustible}} = \dot{m}_{\text{GLP}} * \text{Costo}_{\text{GLP}} \left[ \frac{\text{US \$}}{\text{mes}} \right] \quad (2.13)$$

#### 2.4.5 La bomba de calor por absorción

Esta máquina térmica es otro equipo que forma parte del circuito terciario pero que solo será utilizada en el periodo de verano. La bomba de calor se fundamenta en el ciclo de absorción donde a partir de agua caliente que ingresa a unos 80[°C] aprox. a la parte conocida como generador,

produce agua fría a unos 7[°C] aprox. lista para refrigerar el espacio. Con respecto a los requisitos de la bomba de calor que se desea implementar, se pretende que esta sea de simple efecto (generador único), simple etapa (absorbedor único), el par refrigerante/absorbente sea agua y bromuro de litio respectivamente, condensada por agua y de ciclo continuo (no existe aporte extra ni pérdida de refrigerante en todo el proceso).

#### **2.4.5.1 Torre de enfriamiento**

Las torres de enfriamiento son equipos que se usan para enfriar agua en grandes volúmenes, extrayendo el calor del agua mediante evaporación o conducción. El proceso es económico, comparado con otros equipos de enfriamiento como los intercambiadores de calor donde el enfriamiento ocurre a través de una pared.

La máquina de absorción a utilizar trabaja simultáneamente con una torre de enfriamiento, ésta cumple la función de extraer el calor del fluido que circula por el absorbedor y condensador disminuyendo su temperatura.

#### **2.4.6 Equipo terminal (Fan-Coil)**

El sistema todo-agua que se desea utilizar, va a emplear unidades terminales denominados Fan-Coil, en estos circula agua fría o caliente por serpentines (Coil) y con un ventilador (Fan), se toma el aire del ambiente y se hace pasar por el serpentín para que a partir de un proceso de transferencia de calor se logre calentar o “enfriar” el aire ambiente según sea el caso expulsándolo nuevamente hacia el recinto a climatizar. El agua fría necesaria para el funcionamiento se obtiene de la bomba de calor por absorción para el caso del verano y el agua caliente de los colectores solares Heat-Pipe, ambos procesos apoyados del equipo auxiliar cuando sea requerido.

#### **2.4.7 Subsistema de circulación**

Tanto en el circuito primario, secundario, terciario y cuaternario se hace presente el circuito hidráulico, sus principales elementos están unidos entre sí mediante conductos y accesorios con el objetivo de hacer llegar los fluidos y la energía asociada a las zonas que se requiere.

Asimismo el circuito hidráulico se compone por los siguientes elementos:

### **Bombas de circulación**

Las bombas de circulación, accionadas por un motor eléctrico, se encargarán de transportar el fluido en el circuito. Estas pueden ser de rotor seco o húmedo y deberán ajustarse a las condiciones de operación de cada circuito.

La selección de la bomba se realiza a partir de las pérdidas de carga y caudales asociados a cada circuito.

### **Cañerías**

Las cañerías y sus accesorios correspondientes (reductores, te, codos de 45 y 90°, entre otros) se encargan de canalizar el movimiento del fluido desde los colectores solares hasta los equipos terminales.

Por muchos años se han utilizado cañerías de cobre y acero inoxidable debido a su gran capacidad de soportar altas temperaturas y elevadas presiones, pero para esta ocasión serán utilizadas cañerías HDPE<sup>3</sup> que son cañerías de polietileno de alta resistencia a la abrasión y corrosión, su facilidad de manejo e instalación, resistencia mecánica y costos relativamente menores la hacen ideal para el circuito de climatización a realizar

El diámetro de las cañerías se determina a partir del caudal que debe circular por cada tramo y teniendo en consideración el fluido calo-portador seleccionado además de la velocidad del fluido que debe ser siempre superior a 0,5[m/s] para facilitar el desplazamiento del aire en las cañerías e inferior a 2 [m/s] para evitar ruidos, erosión de cañerías y pérdidas de carga elevadas.

En lo referido a la longitud del circuito, este debe ser lo más corto posible para reducir pérdidas térmicas, en el circuito primario la relación entre metros de tubería por superficie de captador debería ser inferior a 5 m por m<sup>2</sup> de superficie de captación (según el sitio en línea [www.mundohvac.com](http://www.mundohvac.com)).

Con respecto a las pérdidas de carga, se debe asegurar que nunca sea superior a 40 mm de columna de agua por metro lineal; como se ha establecido, en el circuito primario actúa una mezcla de agua

---

<sup>3</sup> Polietileno de Alta Densidad

con etilenglicol y por lo tanto la pérdida de carga se ha de incrementar en un factor de 1,1 (según el sitio en línea [www.Censolar.com](http://www.Censolar.com)).

Finalmente se debe considerar la presencia de algún tipo de aislación térmica en las cañerías con el fin de reducir las pérdidas de calor debidas al transporte del fluido.

### **Válvulas de regulación**

Las válvulas consideradas tienen la función de regular la presión, el caudal y enviar señales para decidir por donde va el fluido calo-portador y de trabajo.

Se agrupan en tres categorías generales, las de control de presión, las de control de flujo y las de control direccional.

Finalmente las válvulas que serán utilizadas son:

- Válvula mezcladora termostática de 3 vías
- Válvula Motorizada
- Válvula de Seguridad o Alivio
- Válvula de Corte o Esfera
- Válvula de Equilibrado
- Válvulas Anti-retorno o Retención
- Válvula de Vaciado
- Válvula Purgadora

### **Vaso de expansión**

El vaso de expansión a utilizar va a permitir absorber las variaciones de volumen y presión en los circuitos producidos por las variaciones de temperatura del fluido que se encuentra circulando.

Los vasos pueden ser de tipo abierto o cerrado y para el sistema de climatización serán utilizados los de tipo cerrado con membrana que permite la operación de la instalación a presión superior a la atmosférica, lo que reduce el riesgo de ebullición. También presentan otras ventajas tales como, posibilidad de montaje en cualquier punto, no necesidad de aislamiento, no absorción de oxígeno del aire evitando por lo tanto la corrosión, ausencia de pérdidas y con evita problemas con el agua de reposición.

### **Aislación térmica**

Con motivo de disminuir al máximo las pérdidas de energía a lo largo del circuito, es que se debe aislar térmicamente los conductos destinados a transportar el fluido caliente. El mercado dispone de una gran variedad de aislantes, dentro de los cuales se pueden nombrar: La espuma elastomérica, la lana de vidrio, la lana mineral poliuretano y el silicato de calcio, entre otros.

#### **2.4.8 Subsistema de regulación y control**

En un sistema de generación térmica, se deben ajustar para un correcto funcionamiento, los equipos relacionados con el consumo, la captación o generación térmica, la acumulación y el monitoreo de presión y temperatura. De aquí surge la necesidad de que la instalación proyectada incluya un subsistema de control para el correcto funcionamiento del circuito primario y secundario.

## 2.5 Diseño del circuito de climatización solar invierno-verano propuesto

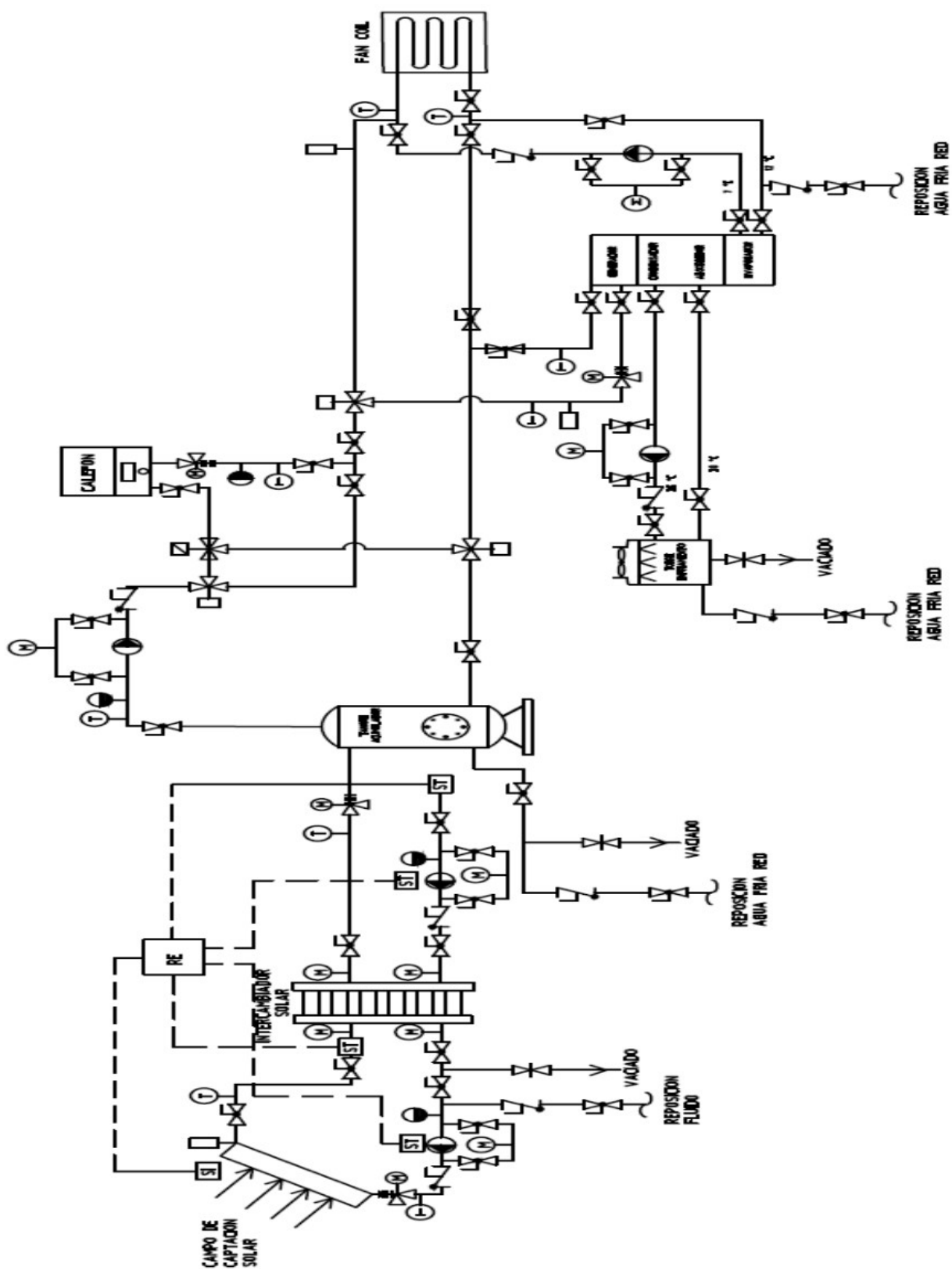


Figura 2.7: Circuito de climatización solar propuesto

**Funcionamiento del circuito propuesto**

## Periodo de invierno

El circuito comienza en el campo de colectores solares tipo Heat-Pipe en donde el fluido vaporizante que se encuentra dentro del tubo se evapora al aumentar su temperatura debido a la incidencia de la radiación solar, el vapor asciende y transfiere su energía al fluido calo-portador del circuito primario. El fluido calo-portador circula hacia el intercambiador de calor exterior de placas planas, este equipo es el encargado de realizar la transferencia de energía entre este fluido y el del circuito secundario sin que exista mezcla alguna entre ambos, acto seguido el calo-portador regresa a la entrada del campo solar impulsado por una bomba de circulación cerrándose el circuito primario.

El fluido del circuito secundario (agua) al recibir la energía del intercambiador se dirige al tanque acumulador, el circuito secundario se cierra cuando el agua utilizada en los Fan-Coil regresa al tanque acumulador y con la ayuda de una bomba de circulación ingresa al intercambiador en busca de más energía. Conjuntamente cuando el caudal ha disminuido entra en funcionamiento el sistema de reposición de agua fría conectado al tanque acumulador.

El circuito terciario comienza con la salida de agua caliente por la zona superior del tanque, el excedente de presión y temperatura es controlado por un vaso de expansión cerrado ubicado al comienzo del circuito, el agua es impulsada gracias a una tercera bomba de circulación justo después del vaso hasta encontrarse con una válvula motorizada de tres vías que es la encargada de determinar si el fluido a partir de la temperatura de trabajo requerida puede continuar su recorrido o debe detener su paso y ser direccionado al sistema de energía auxiliar (calefón) destinado a compensar el delta energía requerido.

A continuación otra válvula motorizada de tres vías es la encargada de establecer si el fluido caliente es dirigido a los Fan-Coil instalados en el recinto o al generador de la bomba de calor por absorción según sea la temperatura registrada. El agua caliente llega a la batería de los equipos climatizadores con temperaturas cercanas a los 55[°C] activándose un ventilador encargado de hacer circular el aire del recinto por el equipo y este por transferencia convectiva aumente su temperatura logrando cumplir con el requerimiento de confort establecido. A la salida del Fan-Coil se registra una caída de temperatura del orden de unos 5[°C] en promedio.

El fluido circula en dirección al tanque de acumulación y es donde una tercera válvula motorizada de tres vías determina si el fluido necesita continuar con su recorrido o solo es necesario un pequeño aporte de energía direccionando el fluido al calefón.

## Periodo de verano

El circuito en el periodo de verano es similar al descrito, con la diferencia de que en los meses que aquí se consideran el aporte de radiación solar es mucho mayor pudiendo conseguir temperaturas más altas.

En esta ocasión la válvula motorizada de tres vías corta el paso hacia los equipos Fan-Coil y dirige el fluido hacia el generador de la bomba de calor, el aporte de energía térmica produce la evaporación de la solución concentrada de agua-Bromuro de litio, el fluido presenta una caída de temperatura de 5 [°C] aprox. y al igual que en el circuito primario este es evaluado por la válvula motorizada de tres vías que determina si continua su recorrido hacia el tanque o bien es dirigido al calefón.

Del evaporador de la bomba de calor sale agua refrigerada a unos 7[°C] aprox. y es transportada a los equipos Fan-Coil con la ayuda de una bomba de circulación, a continuación el agua regresa al evaporador con una temperatura de unos 12[°C] aprox. cerrándose el circuito cuaternario.

Existe un último circuito formado por el condensador - absorbedor de la bomba de calor y la torre de enfriamiento, en este circuito el agua sale de la torre con una temperatura de 30[°C] y regresa con una temperatura de 35 [°C], proceso que es apoyado siempre por una bomba de circulación.

Cabe destacar que el proceso que ocurre en el circuito primario y secundario es controlado por un regulador electrónico central que se encarga de automatizar y coordinar la circulación del agua cuando es necesaria mayor aportación térmica, controlar la temperatura de los colectores solares, garantizar la seguridad del sistema y de esta manera evitar alguna situación, problema y/o inconveniente no deseado.

## Capítulo 3: Requerimiento energético del recinto

### 3.1 Antecedentes del recinto

La presente habilitación profesional tiene por objetivo principal realizar una evaluación técnica y económica de un sistema de climatización invierno-verano, el cual tiene como principal característica utilizar energía renovable proveniente del sol y una bomba de calor por absorción para su funcionamiento, apartándose en cierta medida de sistemas de climatización convencionales que implican gastos elevados, eficiencias bajas y conflictos con el medio ambiente; la evaluación a realizar implica proporcionar condiciones de confort térmico para un recinto ficticio, recinto que para efectos de cálculos, se le otorgan las siguientes características:

#### **Prestación**

El recinto considerado debe ser climatizado ya que es utilizado por personas, en él se dicta charlas, se realizan exposiciones y premiaciones además de conferencias, entre otras actividades.

#### **Periodos**

Los meses considerados para ser calefaccionados son Mayo, Junio, Julio, Agosto, Septiembre; los meses considerados para ser refrigerados son Enero, Febrero, Marzo, Abril, Octubre, Noviembre y Diciembre.

#### **Horarios**

-Invierno: Se determina calefaccionar de lunes a viernes de las 8:00 hasta las 18:00 hrs.

-Verano: Se determina refrigerar de lunes a viernes de las 12:00 hasta las 18:00 hrs.

Para ambos escenarios, los días sábado y domingo el recinto se encuentra cerrado, por ende el sistema de climatización no funcionará.

#### **Dimensiones**

- De largo 25 [m], de ancho 20 [m] y de alto 6,5 [m]

- Área (A)= 500 [m<sup>2</sup>]

- Volumen (V)= 3.250 [m<sup>3</sup>]

### Ubicación

El recinto se encuentra en la ciudad de Concepción, con coordenadas geográficas de 36,78° de latitud Sur y 73,06 ° de longitud Oeste.

### Potencias requeridas

$$P_{ref.} = 50,0 \left[ \frac{W}{m^2} \right] \quad y \quad Q_{calef.} = 60,0 \left[ \frac{W}{m^2} \right]$$

Los valores son obtenidos a partir de antecedentes bibliográficos y recomendaciones realizadas por el profesor guía.

Tabla 3.1: Horarios a climatizar y días considerados en el año. Fuente [Propia]

Mes	Horarios a climatizar (hrs)	Días considerados
Enero	12:00 a 18:00	22
Febrero	12:00 a 18:00	20
Marzo	12:00 a 18:00	21
Abril	12:00 a 18:00	21
Mayo	8:00 a 18:00	21
Junio	8:00 a 18:00	21
Julio	8:00 a 18:00	22
Agosto	8:00 a 18:00	20
Septiembre	8:00 a 18:00	20
Octubre	12:00 a 18:00	22
Noviembre	12:00 a 18:00	20
Diciembre	12:00 a 18:00	21

### 3.2 Cargas térmicas

Para el cálculo de las cargas térmicas es importante conocer las características del espacio que se quiere climatizar, como lo son sus materiales, volumen, número de personas, equipos y orientación con respecto al sol; pero como fue mencionado en un principio, el presente proyecto de climatización no está relacionado a ningún recinto físico ya existente, por lo que las cargas térmicas serán estimadas basándose en antecedentes y literatura relacionada con el tema. Es importante tener en cuenta que conocer las cargas térmicas es un paso obligado y fundamental que permite saber

cómo se comporta térmicamente el recinto y a su vez poder llevar a cabo una selección fiable de los equipos de climatización que permitirán satisfacer las necesidades de invierno y verano.

### **3.2.1 Condiciones de diseño**

Las cargas térmicas tanto de invierno como de verano están condicionadas por el propósito de la instalación, su localización y las características de los cerramientos del ambiente que se pretende climatizar.

Estas condiciones se especifican como condiciones interiores y exteriores de diseño o de proyecto y están definidas en el RITCH<sup>1</sup> y sus instrucciones técnicas complementarias en el caso de instalaciones térmicas de los edificios.

#### **Condiciones interiores**

En aplicaciones de aire acondicionado destinadas al confort las variables que se deben mantener controladas son: la temperatura seca, la humedad relativa, la calidad del aire interior, la renovación del aire, el nivel de ruido, y la velocidad del aire.

Las condiciones interiores como ya fue mencionado dependen de muchos factores, pero los parámetros de confort normalmente utilizados según el manual de instalaciones térmicas de la cámara chilena de la construcción, son:

#### **<sup>2</sup>Invierno**

- Temperatura interior: 20 [°C] y humedad relativa: 50 [%]

#### **Verano**

- Temperatura interior: 24 [°C] y humedad relativa: 50 [%]

#### **Condiciones exteriores**

El ambiente exterior de una localidad viene definido por la temperatura seca, la temperatura húmeda, la velocidad y dirección del viento. Así mismo, la radiación solar es una variable importante a tener en cuenta en los cálculos de instalaciones.

---

1 Reglamento de Instalaciones Térmicas en los edificios en Chile

Estas magnitudes no son constantes ni a lo largo del día ni del año, frente a esto se va a recurrir a la asignación de valores típicos según el mes considerado y la localidad, pero se debe tener claro que los datos que se requieren para proyectar instalaciones de refrigeración en verano son distintos a los datos necesarios para calefacción.

### 3.2.2 Estimación de la carga de refrigeración

Para poder realizar una correcta estimación de la carga de refrigeración, es preciso tener conocimientos acerca de las cargas exteriores e interiores involucradas.

#### Cargas exteriores

- Cargas de transmisión a través de paredes, suelos, techos y superficies acristaladas
- Cargas de radiación a través de superficies acristaladas
- Carga debido a la ventilación
- Carga por infiltraciones

#### Cargas interiores

- Ocupantes
- Iluminación
- Maquinaria/equipos

Las cargas de refrigeración y calefacción que serán estimadas para evaluar el sistema de climatización no están sujetas a ningún otro cálculo que el que se presenta a continuación, se debe recordar que el interés principal es comparar la factibilidad técnico-económica de climatizar el ambiente de un recinto a partir de la energía solar y una bomba de calor por absorción.

Las condiciones de diseño con las cuales se va a trabajar, son determinadas a partir de literatura y conocimientos propios adquiridos de cursos realizados durante el período de estudio, se tiene:

- La temperatura interior de cálculo o de ambiente  $T_a=22$  [°C].
- Temperatura exterior de diseño en épocas de refrigeración  $T_{ei}=23,2$  [°C].
- La temperatura de locales no climatizados en meses de verano  $T_{incv}=23$  [°C]
- La velocidad del viento sea de 24 [km/h].
- La humedad relativa (HR) es de 50[%].
- La humedad relativa de locales no climatizados ( $HR_{incv}$ ) es de 55[%].

La tabla 3.2 que sigue a continuación, ayuda a estimar la temperatura exterior de diseño en los meses de refrigeración ya que no se encuentra normalizada. Luego se tiene:

Tabla 3.2: Registro temperaturas año 2013 de los meses de verano considerados. Fuente [1]

Temperatura /Mes	Ener o	Febrer o	Marz o	Abri l	Octubr e	Noviembr e	Diciembr e
T° <sub>media</sub> (°C)	16,9	17,2	14,9	13,5	11,9	14,0	16,0
T° <sub>máxima</sub> (°C)	22,8	<b>23,2</b>	22,0	19,5	17,0	19,7	22,4
T° <sub>mínima</sub> (°C)	12,7	11,7	8,8	9,6	7,2	8,8	10,5

Como se logra apreciar en la tabla 3.2, la temperatura exterior máxima registrada en el año 2013 se presenta en el mes de Febrero, con un valor de 23,2 [°C], siendo la condición más desfavorable cuando se trata de refrigerar el recinto.

Teniendo conocimiento de los factores que intervienen, de las condiciones de diseño, del área del recinto de 500[m<sup>2</sup>] y una altura de 6,5 [m] y que la potencia requerida de refrigeración es de P<sub>ref.</sub>=50

,0  $\left[ \frac{W}{m^2} \right]$ , se procede a determinar la carga de refrigeración a partir de la ecuación (3.1):

$$Q_{ref.} = P_{ref.} * A \tag{3.1}$$

Reemplazando valores se tiene

$$Q_{ref.} = 50,0 \left[ \frac{W}{m^2} \right] * 500 [m^2] = 25.000 [W] \approx 25,0 [kW]$$

El resultado de la carga de refrigeración (  $Q_{ref}$  ) se somete a una corrección debido a la incertidumbre que existe sobre la hora en donde las condiciones de verano son más desfavorables, esto se debe a que la hora más desfavorable depende directamente de factores como la ocupación y orientación a diferencia del período de invierno en donde las condiciones más desfavorables se presentan a una determinada hora. La corrección se obtiene del producto entre la carga de refrigeración y un coeficiente de simultaneidad.

$$Q_{ref\ correjido} = C . S * Q_{ref} \tag{3.2}$$

A partir de la ecuación (3.2) se tiene

$$Q_{\text{ref. corregido}} = 1 * 25,0 [kW] = 25,0 [kW]$$

En esta ocasión, el coeficiente de simultaneidad (C.S) es 1, ya que el lugar considerado no presenta sub-divisiones en su interior (pasillos, salas, piezas, etc.). En el caso de presentar se utiliza un C.S de 0,75.

### 3.2.3 Estimación de la carga de calefacción

En invierno se presenta el caso contrario al de refrigeración, ya que se debe contabilizar todas las pérdidas que tendrá el edificio para poder compensarlas y mantener una temperatura confortable en el interior. Las condiciones de diseño interior como ya se ha mencionado son distintas, ya que en invierno el grado de vestimenta es distinto. Las cargas a satisfacer son principalmente:

- Cargas por conducción a través de cerramientos.
- Carga debida a ventilación.
- Carga debida a infiltraciones.

Las condiciones de diseño fueron determinadas basándose en bibliografías y de lo extraído de la tabla N° 2 de la norma Chilena NCh 1078.c73, estas son:

- La temperatura exterior de diseño en épocas de calefacción  $T_{ei} = 5 [^{\circ}C]$
- La temperatura interior de cálculo o de ambiente  $T_a = 20 [^{\circ}C]$
- La temperatura de locales no climatizados en periodo de calefacción  $T_{inci} = 13 [^{\circ}C]$
- La humedad relativa (HR) es de 50[%].
- La humedad relativa de locales no climatizados (HR<sub>inci</sub>) es de 55[%].
- La velocidad del viento de 24 [km/h].

Tabla 3.3: Temperatura exterior de cálculo de ciudades del país. Fuente [2]

Lugar	Latitud S	Zona Climática	Temperatura ext. de cálculo °C
Achao	42°28'	F	5
Aisén	45°24'	D	1
Algarrobo	33°22'	F	7
Ancud	41°52'	F	5
Angol	37°48'	E	3
Antofagasta	23°42'	F	9
Arica	18°28'	F	13
Calama	22°27'	F	5
Caldera	27°03'	F	9
Cartagena	33°33'	F	7
Castro	42°29'	F	5
Cauquenes	35°58'	E	3
Coyhaique	45°34'	B	-3
Combarbalá	31°11'	E	3
Concepción	36°50'	F	5
Constitución	35°20'	F	5
Copiapó	27°21'	F	7
Coquimbo	29°56'	F	7
Coronel	37°01'	F	5
Curacautín	38°26'	D	1
Curicó	34°59'	E	3
Chaitén	42°54'	E	3
Chañaral	26°20'	F	9
Chile Chico	46°34'	B	-3
Chillán	36°36'	E	3
Huasco	28°27'	F	9
Iloapel	31°37'	F	5
Iquique	20°12'	F	11
Islas Juan Fernandéz	33°37'	F	9
La Calera	32°48'	E	3
La Ligua	32°27'	F	7
La Serena	29°55'	F	7
La Unión	40°15'	E	3
Lautaro	38°33'	E	3
Lebu	37°37'	F	5
Linache	33°01'	F	5
Linares	35°51'	E	3
Loncoche	39°23'	E	3

Con la misma metodología que se obtuvo la carga de refrigeración anteriormente, se procede a determinar la carga de calefacción, existe una salvedad y es que para esta condición la potencia

requerida de calefacción es de  $60,0 \left[ \frac{W}{m^2} \right]$ , frente a esto se tiene:

$$Q_{calef.} = P_{calef.} * A \tag{3.3}$$

A partir de la ecuación (3.3) se tiene

$$Q_{calef.} = 60,0 \left[ \frac{W}{m^2} \right] * 500 [m^2] = 30.000 [W] \approx 30,0 [kW]$$

### 3.3 Estimación del consumo energético

#### 3.3.1 Período de invierno

El cálculo de la carga anual de calefacción requerida se debe realizar para cada mes, por lo tanto y a modo de ejemplo se realizará el cálculo para el mes de Agosto, la ecuación es la siguiente:

$$Q_{Agosto} = 24 * GV * \mu * i * GD_{Calef.}$$

(3.4)

Donde

$Q_{\text{Agosto}}$ : Carga de calefacción para el mes de agosto en [Wh/mes]

G: Coeficiente de transferencia de calor volumétrico del local se mide [ $\text{W}/\text{m}^3\text{°C}$ ].

V: Volumen del recinto en [ $\text{m}^3$ ].

$\text{GD}_{\text{calef}}$ : Grados-día [ $\text{°C}/\text{día}$ ] periodo calefacción.

$\mu$  : Factor que corrige los grados-día por interrupción del servicio de calefacción en [hrs].

$i$  : Factor que considera si las ventanas tienen o no protección.

### Cálculo del GV

Para el cálculo del GV, se utiliza la ecuación práctica de la carga de calefacción por lo tanto se tiene:

$$Q_{\text{calef}} = GV(T_a - T_{ei}) \quad (3.5)$$

A partir de la ecuación (3.5) se tiene

$$GV = \frac{30.000[\text{W}]}{(20-5)[\text{°C}]} = 2.000 \left[ \frac{\text{W}}{\text{°C}} \right]$$

### Cálculo de los grados-días

Para determinar los grados – días (GD) para los meses considerados, se procede a determinar una temperatura base la cual viene dada a partir de la siguiente expresión:

$$T_{base} = T_a - 3[\text{°C}] \quad (3.6)$$

A partir del desarrollo de la ecuación (3.6) se obtiene la temperatura base de  $T_{base} = 17[\text{°C}]$ , la sustracción de los  $3[\text{°C}]$  es debido a que se estima que producto del calor que aportan las personas, luces y equipos encendidos, aumenta en  $\pm 3 \text{°C}$  la temperatura ambiente ( $T_a$ ), por lo tanto el

equipo de calefacción debe ser capaz de aportar calor para llegar a la temperatura base que es  $\pm 3[^\circ\text{C}]$  menos que la temperatura deseada por el local.

Para determinar los GD de la ciudad de Concepción, existen tablas especiales las cuales deben especificar la  $T_{base}$  y la temperatura exterior mínima ( $T_{e_{min}}$ ) para un periodo de calefacción determinado. Las tablas más conocidas son la que establece la norma chilena (NCh 1078.c73) y la tabla de grados-día de la Universidad Técnica Federico Santa María (UTFSM); un método muy práctico para el cálculo de los GD es a través de un software de uso online, software que queda detallado a continuación:



Figura 3.1: Software para el cálculo de los grados-días de calefacción.

Considerando una  $T_{base} = 17[^\circ\text{C}]$ , los grados – días (GD) del año 2014 y de los meses que se desean calefaccionar se especifican en la siguiente tabla:

Tabla 3.4: Resumen grados –días de calefacción. Fuente [3]

Mes	GD <sub>calef.</sub> [ $^\circ\text{C}/\text{mes}$ ]
Mayo	162
Junio	206
Julio	223
<b>Agosto</b>	<b>195</b>
Septiembre	167
Total	953 [ $^\circ\text{C}/\text{año}$ ]

**Cálculo del factor ( $\mu$ )**

A continuación, para el desarrollo de la ecuación (3.4), es necesario realizar el cálculo del factor que corrige los grados-días por interrupciones del servicio ( $\mu$ ):

$$\mu = \frac{n^{\circ} \text{ hrs totales período calefacción} - n^{\circ} \text{ hrs sin calefacción en el período}}{n^{\circ} \text{ hrs totales período de calefacción}} \quad (3.7)$$

Los días considerados sin calefacción para el desarrollo de la ecuación (3.7), son detallados a continuación:

Tabla 3.5: Días totales sin calefacción en cada mes. Fuente [Propia]

Mes	Días del mes	Días s/ calefacción (sábado, domingo y festivos)
Mayo	31	10
Junio	30	9
Julio	31	9
Agosto	31	11
Septiembre	30	10

Por lo tanto y a partir de la información presente en la tabla 3.5 se puede calcular lo siguiente:

$$\text{- N}^{\circ} \text{ horas totales} = 24 \left[ \frac{\text{hrs}}{\text{día}} \right] * \text{total de días} = 24 * 31 = 744 \text{ [hrs]}$$

$$\text{- N}^{\circ} \text{ horas sin calefacción en el período} = 24 \left[ \frac{\text{hrs}}{\text{día}} \right] * 11 \text{ [días]} + 14 \left[ \frac{\text{hrs}}{\text{día}} \right] * 20 \text{ [días]} = 544 \text{ [hrs]}$$

Cabe recordar que el espacio no será calefaccionado los sábados, domingos ni festivos y que la calefacción será efectiva desde las 8:00 hasta las 18:00 [hrs], de aquí las 14 horas al día en las cuales el sistema se encuentra apagado.

El desarrollo de la ecuación (3.7) para el mes de agosto es:

$$\mu_{\text{Agosto}} = \frac{(744 - 544) \text{ [hrs]}}{744 \text{ [hrs]}} = 0,27$$

De esta manera se obtiene que  $\mu_{\text{Agosto}} = 0,27$ , esto determina que de las horas reales, se procederá a calefaccionar un 27[%].

Finalmente para poder desarrollar la ecuación (3.4), se debe determinar el factor ( $i$ ), el cuál considera si las ventanas del recinto tienen o no protección (refiérase a persianas o cortinas), en esta ocasión y para efectos de cálculo, se va a considerar ventanas con protección.

De esta manera, se cuenta con todo lo requerido, el cálculo es el siguiente:

$$Q_{agosto} = 24 * GV * \mu * i * GD_{calef}$$

Reemplazando los valores se obtiene

$$Q_{agosto} = 24 [h] * 2.000 \left[ \frac{W}{^{\circ}C} \right] * 0,268 * 0,9 * 195 \left[ \frac{^{\circ}C}{mes} \right]$$

$$Q_{agosto} = 2.257.632,1 \left[ \frac{Wh}{mes} \right] \approx 2.257,6 \left[ \frac{kWh}{mes} \right]$$

El cálculo de los meses restantes es realizado de la misma manera, los resultados son tabulados a continuación:

Tabla 3.6: Resumen carga de calefacción mensual. Fuente [Propia]

Mes	Cte [h]	GV [W/°C ]	$\mu$	Factor i	GD <sub>calef</sub> [°C/mes ]	Q <sub>mes</sub> [Wh/mes]
Mayo	24	2.000	0,28	0,9	162	1.973.548,8
Junio	24	2.000	0,29	0,9	206	2.589.667,2
Julio	24	2.000	0,29	0,9	223	2.841.912,3
Agosto	24	2.000	0,27	0,9	195	2.257.632,1
Septiembre	24	2.000	0,28	0,9	167	1.998.388,8
Q <sub>anual de calef.</sub>						<b>11.661.148,8</b>

El consumo de energía por concepto de calefacción durante los meses y horario considerado se obtiene de:

$$Q_{anual\ calef.} = Q_{mayo} + Q_{junio} + Q_{julio} + Q_{agosto} + Q_{sept} \tag{3.8}$$

El desarrollo de la ecuación (3.8) determina la carga anual de calefacción:

$$Q_{\text{anual calef.}} = 11.661.148,8 \left[ \frac{\text{Wh}}{\text{año}} \right] \approx 11.661,2 \left[ \frac{\text{kWh}}{\text{año}} \right]$$

### 3.3.2 Período de verano

El cálculo de la carga anual de refrigeración requerida se debe realizar para cada mes que ha sido contemplado de manera idéntica a lo realizado para la carga de calefacción, por lo tanto y a modo de ejemplo se realizará el cálculo para el mes de Enero, la ecuación es la siguiente:

$$Q_{\text{Enero}} = 24 * GV * \mu * i * GD_{\text{Refri.}} \quad (3.9)$$

#### Cálculo del GV

Como la temperatura exterior de diseño ( $T_{ei}$ ) para el período de verano no se encuentra tabulada ni normalizada, se procede a utilizar la temperatura más alta registrada en el año 2013, que fue de 23,2 [°C] (tabla 4.2); considerando una temperatura ambiente  $T_a$  de 22[°C] que se pretende medir. El cálculo del GV es el siguiente:

$$Q_{\text{refri.}} = GV * (T_a - T_{ei}) \quad (3.10)$$

Reemplazando los valores considerados se obtiene el valor de GV

$$GV = \frac{25.000 [W]}{(23,2 - 22)[^{\circ}C]} = 20.833,3 \frac{[W]}{[^{\circ}C]}$$

#### Cálculo de los grados-días

Para conocer los grados – días (GD) a partir del software de uso online de los meses considerados, se procede a fijar primero una temperatura base de trabajo y a partir de bibliografías consultadas y recomendaciones se decide utilizar una temperatura base de 18[°C].

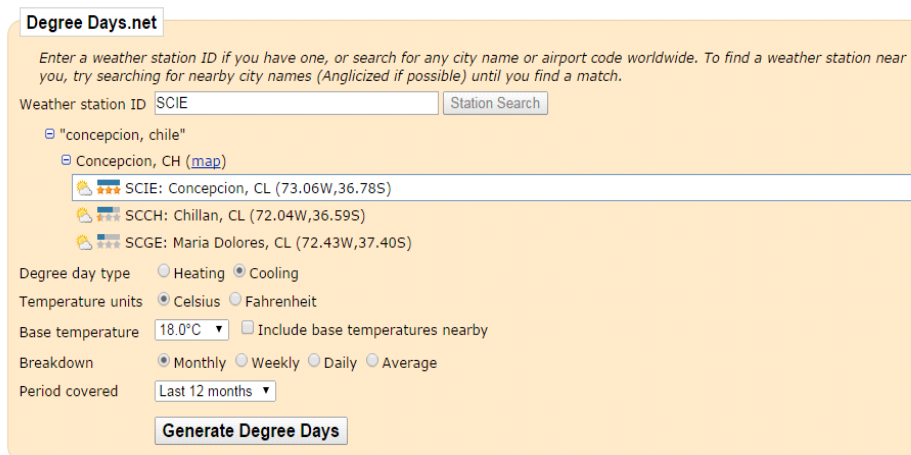


Figura 3.2: Software para el cálculo de los grados-días de refrigeración.

Considerando la  $T_{base} = 18 [^{\circ}C]$ , los grados – días (GD) para el mes de diciembre del 2013 y los demás meses correspondientes al año 2014 a refrigerar, son determinados y presentados en la siguiente tabla:

Tabla 3.7: Resumen grados –días de refrigeración. Fuente [3]

Mes	GD <sub>refri.</sub> [°C/mes]
Enero	44
Febrero	25
Marzo	12
Abril	2
Octubre	5
Noviembre	8
Diciembre	27
Total	123

**Cálculo del factor ( $\mu$ )**

El cálculo del factor ( $\mu$ ) para partir de la ecuación (3.11), a calcular el factor correspondiente

los meses de verano se realiza a modo de ejemplo se procede a al mes de Enero.

$$\mu_{Enero} = \frac{n^{\circ} \text{ hrs totales período refrigeración} - n^{\circ} \text{ hrs sin refrigeración en el período}}{n^{\circ} \text{ hrs totales período de refrigeración}} \tag{3.11}$$

Tabla 3.8: Días totales sin refrigeración para cada mes. Fuente [Propia]

Mes	Días del	Días s/ refrigeración
-----	----------	-----------------------

	mes	(sábado, domingo y festivos)
Enero	31	9
Febrero	28	8
Marzo	31	10
Abril	30	9
Octubre	31	9
Noviembre	30	10
Diciembre	31	10

A partir de la tabla 3.8 se tiene:

$$\text{- N° horas totales} = 24 \left[ \frac{\text{hrs}}{\text{día}} \right] * \text{total de días} = 24 * 31 = 744 [\text{hrs}]$$

$$\text{- N° horas sin refrigeración en el periodo} = 24 \left[ \frac{\text{hrs}}{\text{día}} \right] * 9 [\text{días}] + 18 \left[ \frac{\text{hrs}}{\text{día}} \right] * 22 [\text{días}] = 612 [\text{hrs}]$$

Al igual que para el período de calefacción, los sábados, domingos y festivos no se procede a refrigerar, además, la refrigeración se realiza desde las 12:00 hasta las 18:00 [hrs], de lo anterior se determinan las 18 horas al día en las cuáles el sistema se encuentra en modo off.

Con los valores determinados, se procede al desarrollo de la ecuación (3.11):

$$\mu_{Enero} = \frac{(744 - 612) [\text{hrs}]}{744 [\text{hrs}]} = 0,177$$

De esta manera el  $\mu_{Enero} = 0,177$  determina que de las horas reales, se procederá a refrigerar un 17,7%.

Con respecto al factor ( $i$ ), en el período de refrigeración también se consideran protecciones en las ventanas, por lo que el factor  $i = 0,9$

Con todos los factores ya conocidos y calculados, se procede al desarrollo de la ecuación (3.9) que entrega el requerimiento energético o consumo para el mes de Enero para efectos de refrigerar, se tiene:

$$Q_{Enero} = 24 * GV * \mu * i * GD_{refri} \left[ \frac{\text{Wh}}{\text{mes}} \right]$$

Reemplazando

$$Q_{Enero} = 24 [h] * 20.833 \left[ \frac{W}{\circ C} \right] * 0,177 * 0,9 * 44 \left[ \frac{\circ C}{mes} \right] = 3.504.544 \left[ \frac{Wh}{mes} \right] \approx 3.504,5 \left[ \frac{kWh}{mes} \right]$$

Para el cálculo de los meses restantes del período considerado de refrigeración, el procedimiento es el mismo y se detalla en la tabla 3.9:

Tabla 3.9: Resumen carga de refrigeración mensual. Fuente [Propia]

Mes	Cte.	GV	$\mu$	Factor i	GD <sub>refri.</sub>	Q <sub>mes</sub>
	[h]	[W/°C]			[°C/mes]	[Wh/mes]
Enero	24	20.833,3	0,177	0,9	44	3.504.544,5
Febrero	24	20.833,3	0,178	0,9	25	2.002.496,8
Marzo	24	20.833,3	0,169	0,9	12	912.598,5
Abril	24	20.833,3	0,175	0,9	2	157.499,8
Octubre	24	20.833,3	0,177	0,9	5	398.249,4
Noviembre	24	20.833,3	0,166	0,9	8	597.599,1
Diciembre	24	20.833,3	0,169	0,9	27	2.053.346,7
Q <sub>anual de refri.</sub>						<b>9.626.384,6</b>

El cálculo del consumo de energía por concepto de refrigeración durante los meses y horario considerado se obtiene de:

$$Q_{anual\ refri} = Q_{Enero} + Q_{Febrero} + Q_{Marzo} + Q_{Abril} + Q_{Oct.} + Q_{Nov.} + Q_{Dic.} \tag{3.12}$$

El desarrollo de la ecuación (3.12) queda de la siguiente manera:

$$Q_{anual\ refri.} = 9.626.384,6 \left[ \frac{Wh}{año} \right] \approx 9.626,4 \left[ \frac{kWh}{año} \right]$$

## Capítulo 4: Recurso solar en la ciudad de Concepción

### 4.1 Introducción

Un dato de partida importante para este proyecto será la energía solar disponible. Éste, como muchos otros datos más del proyecto, es muy difícil conocer de antemano, por lo que es necesario recurrir a estadísticas de datos tomados con anterioridad por alguna estación meteorológica para poder obtener valores confiables. Censolar<sup>5</sup> ha publicado estos datos para las ciudades más importantes de Chile, entre las que se encuentra la ciudad de Concepción. Dado que los cálculos que aquí se realizarán serán en régimen estacionario, no es necesario que se conozca la variación de la intensidad hora a hora, sino que será más útil disponer de un valor medio de ésta, es por esto que el valor que se utilizará en este proyecto será el de la intensidad media útil sobre la horizontal en un día medio de cada mes.

### 4.2 Determinación de la irradiancia útil solar

#### 4.2.1 Irradiación bruta diaria media mensual sobre superficie horizontal (H)

La siguiente tabla, registra la irradiación global bruta media mensual sobre una superficie horizontal (H), se obtiene del registro Solarimétrico, el cual es editado por el gobierno de Chile y la Comisión Nacional de Energía (CNE).

Unidad: [kWh/m <sup>2</sup> ]												
Localidad/Mes	Enero	Febrero	Marzo	Abril	Mayo	Junio	Julio	Agosto	Sept.	Oct.	Nov.	Dic.
Concepción	213,3	163,0	143,0	95,2	60,0	39,8	52,2	81,1	114,1	160,2	190,0	207,4

Tabla 4.1: Irradiación global bruta media mensual sobre una superficie horizontal. Fuente [4]

<sup>5</sup> Centro de estudios de la energía solar

A partir de la tabla 4.1, es posible extraer la siguiente información:

- La irradiancia total acumulada durante el año es de 1.519,3 [kWh/m<sup>2</sup>]
- La irradiancia promedio mensual es de 126,6 [kWh/m<sup>2</sup>]
- La irradiancia media diaria es de 4,2 [kWh/m<sup>2</sup>]

#### 4.2.2 Cálculo de la irradiancia media mensual efectiva sobre superficie horizontal (He)

La irradiancia efectiva está sujeta a factores de corrección por no perpendicularidad, suciedad y envejecimiento; estos factores son los utilizados por Censolar y están basados en experiencias de usuarios en cuanto a la mantención y eficiencia del diseño e instalación del sistema solar térmico.

La irradiancia diaria media mensual efectiva, se calcula a partir de la siguiente expresión:

$$H_{e-mes} = F_e * F_{np} * H_{mes} \tag{4.1}$$

Donde

H<sub>e-mes</sub>: Representa la irradiancia media mensual efectiva sobre superficie horizontal en [kWh/m<sup>2</sup>].

H<sub>mes</sub>: Representa la irradiancia media mensual bruta sobre superficie horizontal en [kWh/m<sup>2</sup>].

F<sub>np</sub>: Representa el factor de corrección por no perpendicularidad con un valor de 0,97.

F<sub>e</sub>: Factor de corrección por suciedad y envejecimiento con un valor de 0,97.

El resultado de la ecuación (4.1) para todos los meses del año es presentado en la siguiente tabla:

Tabla 4.2: Valor de la irradiancia efectiva mensual sobre superficie horizontal. Fuente [Propia]

Mes	F <sub>e</sub>	F <sub>np</sub>	(H)	(H <sub>e</sub> )
			[kWh/m <sup>2</sup> ]	[kWh/m <sup>2</sup> ]
Enero	0,97	0,97	213,3	200,7
Febrero	0,97	0,97	162,9	153,4
Marzo	0,97	0,97	142,9	134,4
Abril	0,97	0,97	95,2	89,5
Mayo	0,97	0,97	59,9	56,4
Junio	0,97	0,97	39,8	37,4
Julio	0,97	0,97	52,2	49,1

Agosto	0,97	0,97	81,1	76,3
Septiembre	0,97	0,97	114,1	107,4
Octubre	0,97	0,97	160,2	150,7
Noviembre	0,97	0,97	189,3	178,1
Diciembre	0,97	0,97	207,4	195,2
Media diaria anual			<b>4,2</b>	<b>3,9</b>

### 4.2.3 Selección de la orientación e inclinación del colector solar

La orientación del colector solar tipo Heat-Pipe, según bibliografía y recomendaciones, debe ser hacia el norte geográfico, ya que es en esta dirección en donde se presentan los niveles más altos de irradiancia anual. Además, el ángulo de inclinación de los colectores solares sobre el plano horizontal ( $\beta$ ) se determinó con respecto a la latitud geográfica y el período que prestará servicios la instalación solar térmica.

Tabla 4.3: Ángulo de inclinación según el período de utilización. Fuente [5]

Periodo de utilización	Inclinación de los colectores
Anual con consumo cte.	$\beta$
De preferencia invierno	$(B+10)^\circ$
De preferencia verano	$(B-10)^\circ$

Se admiten en cualquiera de los tres casos, desviaciones de  $\pm 10^\circ$  como máximo, luego y a partir de la tabla 4.3 se determina lo siguiente:

- Inclinación de los paneles solares:  $45^\circ$
- Orientación de los paneles solares: Norte

### 4.2.4 Aplicación del factor de corrección $k$ para superficies inclinadas

Existe un factor de corrección de la irradiación efectiva mensual de superficies horizontales que se encuentran en ángulos de inclinación entre  $0^\circ$  y  $90^\circ$ .

El factor de corrección  $k$ , se encuentra tabulado en el Manual de Diseño para el calentamiento de Agua con Sistema Solares CDT<sup>6</sup> y es particular para cada latitud, para este caso, se considera la latitud en la cual se encuentra la ciudad de Concepción, que es 36,83°S.

<sup>1</sup>Tabla 4.4: Factor de corrección  $k$  para una inclinación de 45°. Fuente [7]

Mes	Ene o	Feb .	Marzo .	Abri l	May o	Juni o	Juli o	Ago .	Sep .	Oct. .	Nov.	Dic. .
Factor $k$	0,85	0,9 7	1,17	1,44	1,71	1,86	1,78	1,53	1,2 4	1,0 2	0,87	0,8 1

El factor  $k$  se multiplica por la irradiancia media mensual efectiva sobre superficie horizontal, a modo de ejemplo, se procede a realizar el cálculo para el mes de Septiembre:

$$H_{e_{45^\circ}} = H_e * k \tag{4.2}$$

A partir de la ecuación (4.2), se obtiene la irradiancia efectiva corregida para el mes de Septiembre

$$H_{e_{45^\circ}} = 107,4 \left[ \frac{kWh}{m^2} \right] 1,24 = 133,2 \left[ \frac{kWh}{m^2} \right]$$

Para los demás meses del año, el procedimiento es similar al ejemplificado, los resultados fueron tabulados y son presentados a continuación:

Tabla 4.5: Irradiancia efectiva corregida. Fuente [Propia]

Mes	Factor $k$ para 45°	$H_e$ [kWh/m <sup>2</sup> ]	$H_{e_{45^\circ}}$ [kWh/m <sup>2</sup> ]
Enero	0,85	200,7	170,6
Febrero	0,97	153,4	148,8
Marzo	1,17	134,4	157,3
Abril	1,44	89,6	129,0
Mayo	1,71	56,4	96,4
Junio	1,86	37,4	69,6

<sup>6</sup> Corporación de Desarrollo Tecnológico

Julio	1,78	49,1	87,5
Agosto	1,53	76,3	116,8
Septiembre	1,24	107,4	133,2
Octubre	1,02	150,7	153,7
Noviembre	0,87	178,1	155,0
Diciembre	0,81	195,2	158,1
Media diario anual		<b>3,9</b>	<b>4,3</b>

**4.2.5 Presentación de las horas útiles de sol en un día medio de cada mes**

Las horas útiles de sol a utilizar, son las tabuladas por Censolar y corresponden a lugares que se encuentran entre las latitudes -25° a -45°.

Tabla 4.6: Horas útiles de sol. Fuente [7]

Mes	Enero	Feb	Marzo	Abri	May	Juni	Juli	Ago	Sep	Oct	Nov.	Dic
Hrs. útiles	9,5	9,5	9,0	9,0	8,0	7,5	8,0	9,0	9,0	9,5	9,5	9,5

**4.2.6 Cálculo de la intensidad útil en un día medio de cada mes**

La intensidad útil diaria que se obtiene es igual a la irradiancia que incide sobre los colectores solares, estos valores son determinantes para poder obtener el rendimiento o factor de conversión de estos.

El cálculo de la irradiación efectiva diaria para el mes de Mayo se puede obtener a partir de la siguiente expresión:

$$H_{e_{45^\circ \text{ mayo}}} = \frac{H_{e_{45^\circ}}}{\text{días del mes}} \tag{4.3}$$

Reemplazando los valores en la ecuación (4.3) se obtiene

$$H_{e_{45^\circ \text{ mayo}}} = \frac{96,4 [kWh/m^2]}{31 [día]} = 3,1 \left[ \frac{kWh}{m^2 \text{ día}} \right]$$

Una vez obtenido el valor de la irradiación efectiva diaria para el mes de Mayo, se procede a calcular la intensidad útil a partir de la ecuación (4.4):

$$I_{45^\circ \text{ mayo}} = \frac{H_{e_{45^\circ \text{ mayo}}}}{\text{hrs útiles de sol}} \quad (4.4)$$

Al desarrollar la ecuación (4.4) se obtiene

$$I_{45^\circ \text{ mayo}} = \frac{3,1 \left[ \frac{\text{kWh}}{\text{m}^2 \text{ día}} \right]}{1 [\text{día}] * 8,0 [\text{h}]} = 0,38 \left[ \frac{\text{kW}}{\text{m}^2} \right]$$

Para los meses restantes del año, el procedimiento es similar al realizado obteniéndose la siguiente tabla resumen.

Tabla 4.7: Resumen cálculo de la intensidad útil diaria para los meses del año. Fuente [Propia]

Mes	(H <sub>e 45°</sub> ) [kWh/m <sup>2</sup> ]	Días del mes	(H <sub>e 45°</sub> ) [kWh/m <sup>2</sup> día]	N° de horas útiles de sol	Irradiancia (I <sub>45°</sub> ) [kW/m <sup>2</sup> ]
Enero	170,6	31	5,5	9,5	0,58
Febrero	148,8	28	5,3	9,5	0,56
Marzo	157,3	31	5,1	9,0	0,57
Abril	129,0	30	4,3	9,0	0,48
Mayo	96,4	31	3,1	8,0	0,39
Junio	69,6	30	2,3	7,5	0,31
Julio	87,5	31	2,8	8,0	0,35
Agosto	116,8	31	3,8	9,0	0,42
Septiembre	133,2	30	4,5	9,0	0,50
Octubre	153,7	31	5,0	9,5	0,53
Noviembre	155,0	30	5,2	9,5	0,55
Diciembre	158,1	31	5,1	9,5	0,54
Media anual	<b>131,3</b>		<b>4,3</b>		<b>0,47</b>

## Capítulo 5: Selección de los equipos y elementos del circuito propuesto

### 5.1 Subsistema de captación solar

#### 5.1.1 Introducción

El colector solar que se desea implementar es del tipo prefabricado, es un colector de tubos al vacío de funcionamiento Heat-Pipe, que opera con la presión de la red y del cual se calculan los rendimientos instantáneos para cada mes según sea el aporte solar correspondiente. El uso de colectores planos no es una opción adecuada ya que el sistema generador (calentador) perteneciente a la bomba de calor por absorción utiliza altas temperaturas para su correcto funcionamiento (75-90°C), y los colectores planos presentan un rendimiento casi nulo a partir de los 80[°C].

#### 5.1.2 Colector solar seleccionado

Se tiene la carga de calefacción ( $Q_{\text{calef.}}$ ) y refrigeración ( $Q_{\text{refri.}}$ ) a satisfacer de 30,0 [kW] y 25,0[kW] respectivamente, con esta información se procede a seleccionar el colector solar.

El colector solar térmico a evaluar es un colector de tubos evacuados de la marca Anpasol modelo TZ58/1800-10, sus características técnicas más importantes son presentadas en la tabla 5.1:

Tabla 5.1: Características técnicas más importantes del colector solar. Fuente [8]

Modelo:	TZ58/1800-10R
Dimensiones: longitud x ancho x alto	2,008[m] x 0,854[m] x 0,189 [m]
<b>Coef. perdida de calor (<math>a_1</math>):</b>	1,529 [W/m <sup>2</sup> k]
<b>Coef. Cuadrático perdida de calor (<math>a_2</math>):</b>	0,0166 [W/m <sup>2</sup> k <sup>2</sup> ]
Nº de tubos:	10
<b>Rendimiento óptico (<math>\eta_0</math>):</b>	0,734
Área total del colector:	1,715[m <sup>2</sup> ]
Área de apertura:	0,936[m <sup>2</sup> ]
Área de absorción:	0,808[m <sup>2</sup> ]
Volumen de fluido:	0,7 [l]
Coeficiente de transmisión:	>91%
Material del tubo de calor:	Cobre
Material del condensador:	Cobre
Máxima presión del fluido:	1.000[kPa]
Presión de trabajo máxima:	600[kPa]
Temperatura máxima de servicio:	95[°C]

Inclinación recomendada:	15°-75°
Caudal rango recomendado:	50-150 [l/h m <sup>2</sup> ]

Para mayor detalle de las características técnicas del colector solar seleccionado, ver ANEXO I, sección A.1.1

### 5.1.2.1 Rendimiento del colector solar ( $\eta$ )

Son dos los métodos utilizados para determinar el rendimiento de un colector solar, a través de la norma Americana o norma Europea. En esta ocasión se analiza solo la norma Europea ya que existen valores y factores proporcionados por el fabricante que ayudan a facilitar el cálculo a través de este método.

#### Norma Europea

Esta ecuación se rige por una función cuadrática donde el rendimiento óptico como los factores de pérdida son valores conocidos.

$$\eta = \eta_0 - \frac{a_1 * (\dot{T}_m - T_a)}{I_{ns}} - a_2 * I_{ns} * \left[ \frac{(\dot{T}_m - T_a)}{I_{ns}} \right]^2 \quad (5.1)$$

Donde

$\eta_0$ : Eficiencia del colector sin pérdida de calor al ambiente, lo que significa que la temperatura del fluido en el colector es igual a la temperatura ambiente, es un valor constante para todos los meses.

$a_1$  : Coeficiente lineal de pérdida de calor del colector en [W/m<sup>2</sup>K], es un valor constante para todos los meses.

$a_2$ : Coeficiente cuadrático de pérdida de calor del colector en [W/m<sup>2</sup>K<sup>2</sup>], es un valor constante para todos los meses.

$T_a$  : Temperatura ambiente [°C].

$I_{ns}$ : Radiación horaria directa de la superficie receptora medida en [W/m<sup>2</sup>].

$T_e$  : Temperatura entrada agua a colector en [°C].

$T_s$  : Temperatura salida agua de colector en [°C].

$\dot{T}_m$ : Temperatura media del fluido calo-transportador [°C].

Otra información con la que se debe contar es la de temperatura ambiente ( $T_a$ ), que para la ciudad de Concepción se encuentra tabulada según localización en el Anexo X del Manual de Diseño para calentamiento de agua con sistemas solares CDT-Cámara Chilena de la Construcción, el extracto para la ciudad en cuestión queda detallado en la tabla siguiente:

Tabla 5.2: Temperatura ambiente promedio de los meses del año. Fuente [6]

Latitud	37°S												
Ciudad/Mes	Ene.	Feb.	Mar.	Abril	Mayo	Junio	Julio	Ago.	Sept.	Oct.	Nov.	Dic.	Anual
Concepción [°C]	18,4	17,9	16,6	14,3	12,4	11,1	10,4	11,2	12,1	13,7	15,6	17,6	14,3

Conocidos los datos de radiación horaria directa de la superficie receptora ( $I_{ns}$ ) y la temperatura ambiente ( $T_a$ ) para la ciudad de Concepción, solo queda establecer las temperaturas de trabajo del colector solar para de esta manera determinar su rendimiento ( $\eta$ ); Además hay que considerar que la eficiencia de captación es mayor cuando la temperatura del circuito primario es baja y la eficiencia del intercambiador de calor es mayor cuando la temperatura del circuito primario es alta, por lo tanto el desafío es encontrar el equilibrio de operación para obtener los mejores resultados.

Frente a lo señalado anteriormente, las temperaturas de trabajo son presentadas a continuación:

Tabla 5.3: Temperaturas de trabajo del colector solar. Fuente [Propia]

Periodo / t°. trabajo	Temperatura entrada agua a colector ( $T_e$ )	Temperatura salida agua de colector ( $T_s$ )
	[°C]	[°C]
Calefacción	40	60
Refrigeración	75	90

### 5.1.2.2 Cálculo de rendimiento del colector solar

Como fue mencionado, el cálculo del rendimiento se realiza a partir de la Norma Europea y a modo de facilitar los cálculos, la ecuación (5.1) puede ser escrita de la siguiente manera:

$$\eta = \eta_0 - a_1 * X - a_2 * X^2 \tag{5.2}$$

Además se considera

$$X = \tag{5.3}$$

Como ejemplo se realiza el cálculo para el mes de Julio:

$$X_{\text{julio}} = \frac{(T_m - T_a)}{I_{45^\circ}} = \frac{(50 - 10,4) [^\circ C]}{349,92 \left[ \frac{W}{m^2} \right]} = 0,113 \left[ \frac{^\circ C m^2}{W} \right]$$

$$X^2_{\text{julio}} = \left( 0,113 \left[ \frac{^\circ C m^2}{W} \right] \right)^2 = 0,013 \left[ \frac{^\circ C^2 m^4}{W^2} \right]$$

El cálculo de los demás parámetros se realiza de la misma forma y los resultados para los meses restantes son tabulados a continuación:

Tabla 5.4: Cálculo de los parámetros X y X<sup>2</sup>. Fuente [Propia]

Mes/Variable	Ta	Tm	I <sub>45°</sub>	X	X <sup>2</sup>
	[°C]	[°C]	[W/m <sup>2</sup> ]	[°C m <sup>2</sup> /W]	[°C m <sup>2</sup> /W] <sup>2</sup>
Enero	18,4	82,5	574,6	0,112	0,013
Febrero	17,9	82,5	554,7	0,116	0,013
Marzo	16,6	82,5	559,2	0,118	0,014
Abril	14,3	82,5	473,9	0,144	0,020
Mayo	12,4	50,0	385,8	0,097	0,009

Junio	11,1	50,0	307,3	0,127	0,016
Julio	10,4	50,0	349,9	0,113	0,012
Agosto	11,2	50,0	415,2	0,093	0,009
Septiembre	12,1	50,0	489,3	0,077	0,006
Octubre	13,7	82,5	518,1	0,133	0,018
Noviembre	15,6	82,5	539,3	0,124	0,015
Diciembre	17,6	82,5	532,5	0,122	0,015

A partir de la ecuación (5.2) y con todos los datos necesarios conocidos, se procede al cálculo del rendimiento del colector solar para cada mes. A modo de ejemplo, se procede a realizar el cálculo para el mes de Noviembre, de esta manera se tiene:

Tabla 5.5: Datos que se tienen para el cálculo del rendimiento ( $\eta$ ). Fuente [Propia]

Me s	Noviembre
$\eta_0$	0,734
X	0,124 [°C m²/W]
X²	0,015 [°C m²/W]²
$a_1$	1,529 [W/m²K]
$a_2$	0,0166 [W/m²K²]

El resultado es el siguiente

$$\eta_{nov} = \eta_0 - a_1 * X - a_2 * X^2$$

$$\eta_{nov} = (0,734 - 1,529 * 0,124 - 0,0166 * 0,015) * 100 = 54,42 [ ]$$

Para el cálculo de los meses restantes, el procedimiento es el mismo y los resultados son presentados a continuación:

Tabla 5.6: Cálculo del rendimiento del colector solar tipo Heat-Pipe. Fuente [Propia]

Mes/variable	X	X <sup>2</sup>	η
	[°C m <sup>2</sup> /W]	[°C m <sup>2</sup> /W] <sup>2</sup>	[%]
Enero	0,112	0,013	56,3
Febrero	0,116	0,013	55,6
Marzo	0,118	0,014	55,3
Abril	0,144	0,021	51,4
Mayo	0,097	0,009	58,6
Junio	0,127	0,016	54,0
Julio	0,113	0,012	56,1
Agosto	0,093	0,009	59,2
Septiembre	0,077	0,006	61,6
Octubre	0,133	0,018	53,0
Noviembre	0,124	0,015	54,4
Diciembre	0,122	0,015	54,7
<b>Media anual</b>	<b>0,115</b>	<b>0,013</b>	<b>56,0</b>

### 5.1.3 Cálculo del aporte

Antes de proceder a

solar (A<sub>s</sub>)

realizar el cálculo del

aporte solar, que en definitiva es la energía proveniente del sol (radiación) capaz de captar el colector solar además de materializarla en energía térmica y con ello aportar total o parcialmente en el proceso de satisfacer la demanda de climatización existente, es preciso determinar los porcentajes destinados a ser cubiertos por el campo de colectores, de esta manera se tiene:

Recordando que las potencias necesarias a satisfacer son  $Q_{calef}=30,0[kW]$  y  $Q_{ref}=25,0[kW]$  ;

como el requerimiento en invierno es mayor, se establece que el aporte solar para el periodo de calefacción debe satisfacer cerca del 80[%] de la demanda señalada, luego el 80[%] de la demanda energética anual de calefacción, equivale a:

$$Q_{anual\ calef} = 11.661,2 \left[ \frac{kWh}{año} \right] * 0,8 = 9.328,96 \left[ \frac{kWh}{año} \right]$$

Teniendo en consideración la demanda que se quiere satisfacer, se procede a determinar el aporte solar a partir de la ecuación (5.4) y a modo de ejemplo se evalúa el mes de Junio:

$$A_s = \frac{H_{e-45^\circ} * \eta}{100}$$

(5.4)

De la tabla 4.7 se obtiene la irradiación efectiva útil y de la tabla 5.6 se obtiene el rendimiento del colector solar, al reemplazar estos valores en la ecuación (5.4) se tiene:

$$A_s = \frac{2,3 \left[ \frac{kWh}{m^2 \text{ día}} \right] * 54 [ ]}{100 [ ]} = 1,25 \left[ \frac{kWh}{m^2 \text{ día}} \right]$$

El cálculo para los meses restantes, se realiza de la misma manera y los resultados son presentados en la siguiente tabla:

Tabla 5.7: Aporte solar para todos los meses del año. Fuente [Propia]

Mes	(H <sub>e_45°</sub> )	η	A <sub>s</sub>
	[kWh/m <sup>2</sup> día]	[%]	[kWh/m <sup>2</sup> día]
Enero	5,5	56,3	3,1
Febrero	5,3	55,6	2,9
Marzo	5,1	55,3	2,8
Abril	4,3	51,4	2,2
Mayo	3,1	58,6	1,8
Junio	2,3	54,0	1,3
Julio	2,8	56,1	1,6
Agosto	3,8	59,2	2,2
Septiembre	4,5	61,6	2,7
Octubre	5,0	53,0	2,6
Noviembre	5,2	54,4	2,8
Diciembre	5,1	54,7	2,8

### 5.1.4 Cálculo de la energía neta disponible ( $E_{\text{neto}}$ )

Para determinar la energía neta disponible del colector solar seleccionado, la CDT estima un factor de pérdida característico de los sistemas con colectores solares de tubos de calor del 25[%].

Para el mes de Junio el cálculo queda de la siguiente manera:

$$E_{\text{neto-Junio}} = A_s * (1 - 0,25) \tag{5.5}$$

Al reemplazar el aporte solar ( $A_s$ ) de la tabla 5.7 y someterlo al 25[%] de pérdida, se obtiene

$$E_{\text{neto-Junio}} = 1,3 \left[ \frac{\text{kWh}}{\text{m}^2 \text{ día}} \right] * 0,75 = 0,98 \left[ \frac{\text{kWh}}{\text{m}^2 \text{ día}} \right]$$

Los resultados de los cálculos para los meses restantes son tabulados y se presentan a continuación:

Tabla 5.8: Energía neta mensual disponible correspondiente a los meses del año. Fuente [Propia]

Mes	$A_s$ [kWh/m <sup>2</sup> día]	$E_{\text{neto}} \text{ diaria}$ [kWh/m <sup>2</sup> día]	Día s	$E_{\text{neto-mes}}$ [kWh/m <sup>2</sup> mes ]
Enero	3,1	2,3	31	71,4
Febrero	2,9	2,2	28	61,5
Marzo	2,8	2,1	31	64,6
Abril	2,2	1,6	30	49,1
Mayo	1,8	1,4	31	42,1
Junio	1,3	0,9	30	28,1
Julio	1,6	1,2	31	36,7
Agosto	2,2	1,7	31	51,4
Septiembre	2,7	2,1	30	61,2
Octubre	2,6	2,0	31	60,7
Noviembre	2,8	2,1	30	62,8
Diciembre	2,8	2,1	31	64,4
<b>Media Anual</b>	<b>2,4</b>	<b>1,8</b>		<b>54,5</b>
<b>Total Anual</b>				<b>654,0</b>
<b>Total Meses Calif.</b>				<b>219,5</b>
<b>Total Meses Refri.</b>				<b>434,5</b>

### 5.1.5 Cálculo del rendimiento del sistema solar ( $\eta_{ss}$ )

El rendimiento del sistema solar queda definido a partir de la siguiente ecuación:

$$\eta_{ss} = \frac{A_s - (1 - Q_{\text{perd}_{\text{sis}}})}{H_{e45^\circ} * A_a}$$

(5.6)

Donde

$A_s$  : Aporte de energía solar útil generado por un colector en [kWh/día].

$Q_{\text{perd\_sist}}$ : Todas las pérdidas térmicas del sistema solar. En este término no se incluyen los consumos energéticos parásitos, como bombas y equipos de monitoreo y control, se estiman del 25[%].

$H_{e\ 45^\circ}$ : Irradiación efectiva incidente sobre la superficie del colector solar en [kWh/m<sup>2</sup> día] con una inclinación de 45°.

$A_a$ : Área de apertura del colector solar, su valor es de 0,936 [m<sup>2</sup>].

Los resultados de los cálculos realizados fueron tabulados y se presentan en la siguiente tabla:

Tabla 5.9: Rendimiento del sistema solar para los meses del año. Fuente [Propia]

Mes	$A_s$ [kWh/día ]	$H_{e\ 45^\circ}$ [kWh/m <sup>2</sup> día ]	$\eta_{ss}$ [%]
Enero	3,1	5,5	45,1
Febrero	2,9	5,3	44,6
Marzo	2,8	5,1	44,3
Abril	2,2	4,3	41,0
Mayo	1,8	3,1	46,9
Junio	1,3	2,3	43,4
Julio	1,6	2,8	45,1
Agosto	2,2	3,8	47,4
Septiembre	2,7	4,5	49,4
Octubre	2,6	5,0	42,5
Noviembre	2,8	5,2	43,

			6
Diciembre	2,8	5,1	43,9
<b>Media</b>	<b>2,4</b>		<b>44,8</b>

### 5.1.6 Área necesaria de captación

El área necesaria de captación que satisface el 80[%] de la demanda requerida en calefacción, es posible determinar a partir de la siguiente ecuación:

$$A_{n.c.} = \frac{Q_{anual-calef.}}{E_{periodo calef.}} \tag{5.7}$$

Donde

$Q_{anual-calef.}$  : 80[%] de la energía que demanda los meses de invierno en  $\left[ \frac{kWh}{año} \right]$  del valor extraído de la tabla 3.6.

$E_{periodo calef.}$  : Energía que entrega un colector solar en  $\left[ \frac{kWh}{m^2 año} \right]$ . Valor extraído de la tabla 5.8.

Al reemplazar estos valores en la ecuación (5.7) se obtiene

$$A_{n.c.} = \frac{9.328,9 \left[ \frac{kWh}{año} \right]}{219,5 \left[ \frac{kWh}{m^2 año} \right]} = 42,5 [m^2]$$

### 5.1.7 Cálculo del número de colectores solares necesarios

El número máximo de colectores, corresponde a la división entre la superficie colectora máxima necesaria, respecto del área de apertura de un colector, de esta manera se tiene:

$$N^{\circ}_{colectores} = \frac{A_{n.c.}}{A_{apertura}} \tag{5.8}$$

Al reemplazar los valores

$$N^{\circ}_{\text{colectores}} = \frac{42,5 [m^2]}{0,936 [m^2]} = 45,4 \approx 46 [u]$$

El número de colectores se aproxima al entero mayor, requiriéndose así 46 unidades y la superficie o área total disponible se obtiene del producto del área de un colector y el total de colectores, el resultado es:

$$A_{\text{total-colectores}} = 46 [u] * 0,936 [m^2] = 43,06 [m^2]$$

### 5.1.8 Cálculo cobertura de los colectores solares ( $C_c$ )

La cobertura de los colectores relaciona la energía neta disponible mensual, la superficie colectora y la demanda requerida, a modo de ejemplo se realiza el cálculo para el mes de Enero:

$$C_{c-\text{mes}} = \frac{E_{\text{neto-mes}} * A_{\text{total-colectores}}}{Q_{\text{mes}}} = \frac{A_s}{Q_{\text{mes}}} \tag{5.9}$$

Al reemplazar los valores en la ecuación (5.9) se tiene

$$C_{c-\text{enero}} = \frac{71,4 \left[ \frac{kWh}{m^2 \text{ mes}} \right] * 43,06 [m^2]}{3.504,6 \left[ \frac{kWh}{\text{mes}} \right]} * 100 [ ] = 87,7 [ ]$$

El cálculo de la energía que transforman los colectores para los meses restantes se realiza de la misma manera que el realizado, los valores obtenidos han sido tabulados y son presentados a continuación:

Tabla 5.10: Resultado del cálculo de la cobertura de los colectores solares. Fuente [Propia]

Mes	$Q_{\text{mes}}$ [kWh/mes ]	$E_{\text{neto-mes}}$ [kWh/m <sup>2</sup> mes]	$A_s$ [kWh/ mes]	$(C_{c-\text{mes}})$ [%]
Enero	3.504,6	71,4	3.073,34	87,7
Febrero	2.002,5	61,5	2.649,24	132,3
Marzo	912,6	64,6	2.783,14	305,0

Abril	157,5	49,1	2.111,90	1.340,9
Mayo	1.973,6	42,1	1.811,80	91,8
Junio	2.589,7	28,1	1.211,17	46,8
Julio	2.841,9	36,7	1.581,88	55,7
Agosto	2.257,6	51,4	2.212,22	98,0
Septiembre	1.998,4	61,2	2.635,03	132,0
Octubre	398,3	60,7	2.612,64	656,0
Noviembre	597,6	62,8	2.703,06	452,3
Diciembre	2.053,3	64,4	2.772,81	135,0

Con los datos obtenidos de cobertura de colectores o dicho de otra manera como porcentaje mensual de aporte solar, se realiza la siguiente tabla que relaciona los datos obtenidos de cobertura solar con las demandas requeridas de climatización, de esta manera se tiene:

Tabla 5.11: Cobertura de la demanda de climatización. Fuente [Propia]

Período	Q <sub>anual</sub> [kWh/año]	A <sub>s-período</sub> [kWh/año]	C <sub>c-período</sub> [%]
Calefacción	11.661,2	9.452,1	81,1
Refrigeración	9.626,4	18.706,1	194,3

### 5.1.9 Potencia térmica que entrega el conjunto de colectores solares (P<sub>T</sub>)

Para poder seleccionar la bomba de calor por absorción de la instalación solar, es necesario conocer la potencia térmica que entrega el conjunto de colectores solares, el resultado se obtiene a partir de la siguiente ecuación:

$$P_T = \eta * I_{45^\circ} * A_T \tag{5.10}$$

Donde

$P_T$  : Potencia térmica entregada por el conjunto de colectores solares en [kW].

$\eta$ : Rendimiento del conjunto de colectores solares en [%], valor obtenido de la tabla 5.6.

$I_{45^\circ}$ : Irradiancia media mensual efectiva sobre el colector solar en [kW/m<sup>2</sup>], valor obtenido de la tabla 5.7.

$A_T$ : Área total correspondiente al conjunto de colectores solares, su valor es 43,06 [m<sup>2</sup>].

El resultado de los cálculos de potencia obtenidos de la ecuación (5.10) para los meses del año, son presentados a continuación:

Tabla 5.12: Potencia térmica total capaz de entregar el conjunto de colectores meses de verano.

Fuente [Propia]

Mes	$\eta$	$I_{45^\circ}$	$P_T$
	[%]	[kW/m <sup>2</sup> ]	[kW]
Enero	56,3	0,58	13,9
Febrero	55,6	0,55	13,3
Marzo	55,3	0,56	13,3
Abril	51,4	0,47	10,5
Octubre	53,0	0,52	11,8
Noviembre	54,4	0,54	12,6
Diciembre	54,7	0,53	12,6
<b>Media</b>			<b>12,6</b>

Tabla 5.13: Potencia térmica total capaz de entregar el conjunto de colectores meses de invierno.

Fuente [Propia]

Mes	$\eta$	$I_{45^\circ}$	$P_T$
	[%]	[kW/m <sup>2</sup> ]	[kW]
Mayo	58,6	0,39	9,7
Junio	54,0	0,31	7,1
Julio	56,1	0,35	8,5
Agosto	59,2	0,42	10,6

Septiembre	61,6	0,49	13,0
<b>Media</b>			<b>9,8</b>

### 5.1.10 Distancia mínima, conexión y distribución de los colectores solares

El cálculo de la distancia mínima que debe existir entre un colector y otro busca principalmente evitar sombras entre ellos. Para tales fines se hace uso del RITCH el cual exige un mínimo de distancia entre los colectores, que deben garantizar un mínimo de 4 horas de sol en torno al mediodía del solsticio de invierno. El cálculo es un problema netamente geométrico como se puede apreciar en la figura 5.1. Además se debe analizar si el área total de colectores solares que son requeridos para el proyecto representa una alternativa viable en relación a la superficie con la que se dispone; el tipo de conexión y su distribución también son puntos que se deben analizar.

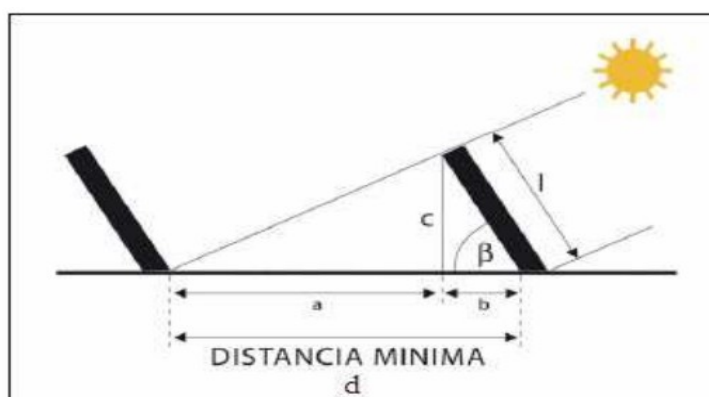


Figura 5.1: Distancia mínima entre los colectores solares.

- **Cálculo de la distancia mínima entre colectores (d)**

Como ya fue mencionado, la distancia mínima se traduce en el desarrollo de relaciones trigonométricas y a partir de la figura 5.1 es posible extraer la siguiente relación:

$$d \geq a+b \tag{5.11}$$

Donde

d: Distancia mínima entre los colectores solares en [mm].

$l$  : Largo del colector solar seleccionado en [mm].

$\beta$  : Ángulo de inclinación de colector solar respecto al plano horizontal en [°].

Junto a la ecuación de distancia, se pueden establecer otras relaciones como:

$$c = \text{sen}(\beta) * l \tag{5.12}$$

$$b = \text{cos}(\beta) * l \tag{5.13}$$

$$a = c * k \tag{5.14}$$

Donde

k: El valor k es un coeficiente adimensional es cual se extrae de un serie de relaciones trigonométricas y es función de la latitud de Concepción. El valor del coeficiente k se encuentra tabulado en el Manual de buenas prácticas de la CDT, un extracto puede ser apreciado en la tabla 5.14.

Tabla 5.14: Valores del factor adimensional para algunas latitudes de Chile. Fuente [6]

Latitud d	Azimuth h	Coefficiente k
35	0	1,85
<b>36</b>	<b>0</b>	<b>1,93</b>
37	0	2,01

Recordar que el ángulo Azimuth que fue considerado es de 0°, valor típico para captadores orientados al Norte, y la latitud para la ciudad de Concepción es 36°S aproximado, se tiene:

-  $l = 2.008 [mm]$  (Información obtenida de la tabla 5.1)

-  $\beta = 45^\circ$  (Información obtenida de la tabla 4.3)

Con estos datos y a partir de la ecuación (5.12), se puede obtener el valor de “c”:

$$c = \text{sen}(45^\circ) * 2.008 [mm] = 1.419,87 [mm]$$

Al acudir a la ecuación (5.14), se obtiene el valor de “a”, el desarrollo es:

$$a = 1.419,87 [mm] * 1,93 = 2.740,35 [mm]$$

De la misma manera, el valor de “b” se obtiene de la ecuación (5.13):

$$b = \cos(45^\circ) * 2.008 [mm] = 1.419,87 [mm]$$

Finalmente el valor de la distancia mínima “d” se obtiene de la ecuación (5.11):

$$d = 2.740,35 [mm] + 1.419,87 [mm] = 4.160,22 [mm] \approx 4,2 [m]$$

De esta manera, la distancia mínima entre los captadores solares que se desean instalar debe ser igual o superior a 4,2 [m], esta distancia asegura que entre los colectores no se produzca sombra durante cuatro horas en el solsticio de invierno.

- **Conexión entre los colectores solares**

En la actualidad, la conexión entre las filas de los colectores solares puede ser en serie, paralelo o ambas. Como fue determinado serán evaluados 46 colectores y el fabricante recomienda un máximo de 4 colectores en serie, luego la conexión será en serie-paralelo considerando una superficie de 500 [m<sup>2</sup>], con 9 baterías de 4 colectores c/u y 2 baterías de 5 colectores c/u todas conectadas en paralelo y los colectores solares conectados en serie.

La distribución de los 46 colectores queda de la siguiente manera:

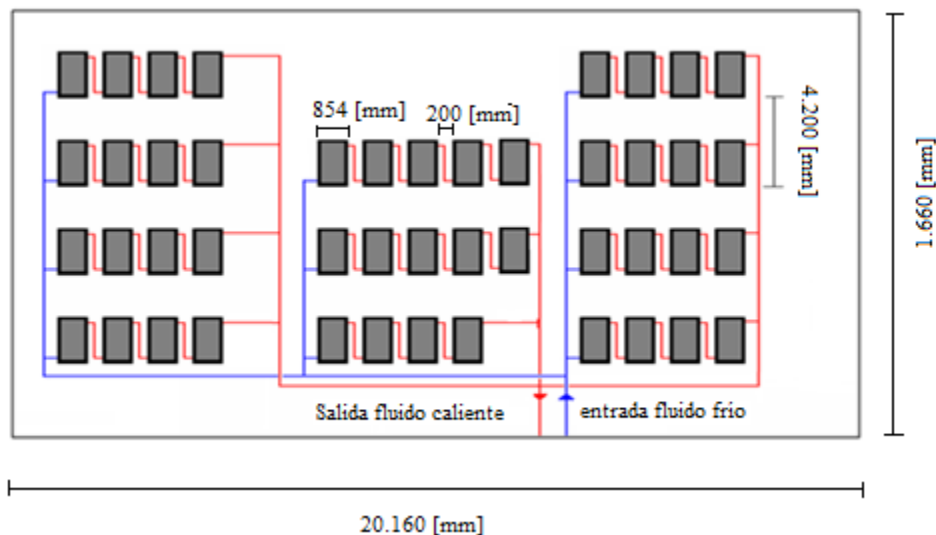


Figura 5.2: Diagrama de distribución de los colectores solares, vista en planta.

Considerando que el largo de cada colector es de 854 [mm], que la distancia lateral entre ellos sea de 200 [mm], que la distancia entre baterías sea de 1.000[mm] y que exista una distancia de seguridad con las paredes laterales de 2.000[mm], el largo y ancho se obtiene de la siguiente forma:

$$L_{total-necesaria} = [(854 * 14) + (200 * 11) + (1.000 * 2) + (2.000 * 2)] [mm] : 1000 = 20,16 [m]$$

$$AN_{total-necesaria} : [4.200 * 3 + 2.008 + 2.000 * 2] [mm] : 1000 = 16,6 [m]$$

Como la superficie considerada es rectangular, el área requerida se obtiene de:

$$A_{total-necesaria} = L * AN \quad (5.15)$$

Donde

L: Representa el largo total estimado en [m].

H: Representa el ancho total estimado en [m].

Al reemplazar los valores obtenidos se tiene

$$A_{total-necesaria} = (20,16 * 16,6) [m^2] = 334,7 [m^2]$$

Por lo tanto, el proyecto es viable ya que la superficie requerida para la instalación de los 46 colectores solares es de 334,7 [m<sup>2</sup>] y la superficie con la que se dispone es de 500[m<sup>2</sup>].

### 5.1.11 Caudal en circuito primario a partir del campo de colectores

- **Características fluido calo-portador**

Por el circuito de captación solar circula el fluido calo-portador, este está formado por una mezcla de agua y glicol-propilénico. Anpasol [8] recomienda utilizar Tyfocor-L que es un anticongelante y anticorrosivo de acción prolongada para instalaciones de calefacción y refrigeración en circuitos de agua, instalaciones de energía solar e instalaciones con bombas de calor.

Para determinar el porcentaje exacto de la mezcla de glicol-propilénico es necesario conocer la temperatura histórica mínima registrada en la ciudad de Concepción, que resulta ser de -5 [°C] en el año 1943; el procedimiento consiste en ingresar con un margen de tres o cuatro grados a la ecuación de congelación de las propiedades del glicol-propilénico y se determina cual es el porcentaje de la mezcla al que se evita la congelación. En este caso es del 40[%] de glicol-propilénico en agua.

Por consiguiente, las características físicas más importantes del fluido calo-portador a una temperatura de 50 [°C] y una concentración de 40[%] vol. son:

Tabla 5.15: Características físicas más importantes del fluido calo-portador. Fuente [9]

Calor específico (Cp)	0,00104 [kWh/kgK]
Viscosidad Cinemática (v)	1,79*10 <sup>-6</sup> [m <sup>2</sup> /s]
Densidad (ρ)	1.017 [kg/m <sup>3</sup> ]

### 5.1.11.1 Cálculo del caudal circuito primario

Existe una ecuación para el cálculo del caudal que relaciona el número de colectores, superficie individual, rendimiento y determinadas temperaturas, ecuación que es detallada a continuación:

$$\dot{m}_{cp} = \frac{\dot{\eta} * \dot{I} * A_a * n_1 * 4}{\Delta T * C_p} \tag{5.16}$$

Donde

$\dot{m}_{cp}$  : Representa el caudal másico en el circuito solar primario en [kg/min] .

$Q_c$  : Es la potencia del colector solar en [W] .

$\Delta T$  : Diferencia de temperatura entre la entrada y salida del colector en [°C].

$\dot{\eta}$  : Media del rendimiento del colector solar, norma Europea.

$\dot{I}$  : Radiación media anual incidente sobre el colector en  $[W/m^2]$  .

$A_a$ : Área de apertura de un colector en  $[m^2]$ .

$C_p$ : Capacidad térmica del fluido calo-portador en  $[kWmin/kg K]$ .

$n_1$ : Número de colectores conectados en serie en  $[u]$ .

Los valores con los que se cuenta para el desarrollo de la ecuación (5.16), son los siguientes:

$I= 475 [W/m^2]$  , valor extraído de la tabla 4.7

$A_a=0,936[m^2]$ , valor extraído de la tabla 5.1

$\Delta T = 20[^\circ C]$ , valor extraído de la tabla 5.3

$\dot{\eta}=55,9[ ]$  , valor extraído de la tabla 5.6

$n_1= 46 [u]$ .

$C_p= 0,00104[kWh/kgK] \approx 62,4[Wmin/kgK]$  , valor extraído de la tabla 5.15

Reemplazando los valores señalados se tiene:

$$\dot{m}_{cp} = \frac{0,559 * 475 \left[ \frac{W}{m^2} \right] * 0,936 [m^2] * 46 * 4}{20 [^\circ C] * 62,4 \left[ \frac{W min}{kgK} \right]} * 1,2 = 43,97 \left[ \frac{kg}{min} \right] \approx 2.591 \left[ \frac{l}{h} \right]$$

El flujo másico estimado a utilizar resulta ser de  $43,97 \left[ \frac{kg}{min} \right]$  , destacar que el resultado fue

sometido a un factor de seguridad de 20[%] recomendado por el fabricante Anpasol.

Una vez estimado el flujo másico a partir de los datos de trabajo con los que se cuenta, se procede a determinar el caudal máximo y mínimo recomendado por el fabricante. Anpasol recomienda para los

colectores modelo TZ58/1800-10 un caudal de 50 a 150 [l/h m<sup>2</sup>] y considerando el área de apertura del colector A<sub>a</sub>=0,936[m<sup>2</sup>] es posible obtener los siguientes resultados:

- **Cálculo caudal mínimo recomendado**

A partir de la ecuación (5.17) se determina el flujo volumétrico mínimo recomendado:

$$\dot{V} = Q_{rec.} * n * A_a \quad (5.17)$$

Donde

Q<sub>rec.</sub>: Representa el flujo volumétrico por unidad de área recomendado en  $\left[ \frac{l}{h m^2} \right]$ .

n: Representa el número total de colectores solares en [u].

A<sub>a</sub>: Representa el área de apertura de un colector solar en [m<sup>2</sup>].

El desarrollo de la ecuación (5.17) a partir de los valores considerados queda de la siguiente manera:

$$\dot{V}_{min} = 50 \left[ \frac{l}{h m^2} \right] * 46 [u] * 0,936 [m^2] = 2.153 \left[ \frac{l}{h} \right]$$

A partir de la ecuación (5.18), es posible obtener el flujo másico mínimo recomendado:

$$\dot{m} = \rho * \dot{V} \quad (5.18)$$

Reemplazando la densidad (  $\rho$  ) obtenida de la tabla 5.15 y haciendo uso de la ecuación (5.18) se tiene que:

$$\dot{m}_{min.} = 1,017 \left[ \frac{kg}{l} \right] * 2.153 \left[ \frac{l}{h} \right] = 2.189,6 \left[ \frac{kg}{h} \right] \approx 36,49 \left[ \frac{kg}{min} \right]$$

- **Cálculo caudal máximo recomendado**

$$\dot{V}_{max.} = 150 \left[ \frac{l}{h m^2} \right] * 46 [u] * 0,936 [m^2] = 6.458,4 \left[ \frac{l}{h} \right]$$

A partir de la ecuación (5.18) y del valor obtenido anteriormente se procede a determinar el flujo másico máximo:

$$\dot{m}_{\text{máximo}} = 1,017 \left[ \frac{\text{kg}}{\text{l}} \right] * 6.458,4 \left[ \frac{\text{l}}{\text{h}} \right] = 6.568,2 \left[ \frac{\text{kg}}{\text{h}} \right] \approx 109,45 \left[ \frac{\text{kg}}{\text{min}} \right]$$

Por lo tanto el caudal estimado de  $\dot{m} = 43,97 \left[ \frac{\text{kg}}{\text{min}} \right]$ , se encuentra dentro del rango mínimo y

máximo recomendado de  $\dot{m}_{\text{min}} = 36,49 \left[ \frac{\text{kg}}{\text{min}} \right]$  y  $\dot{m}_{\text{máximo}} = 109,45 \left[ \frac{\text{kg}}{\text{min}} \right]$  respectivamente.

## 5.2 Subsistema de intercambio

### 5.2.1 Selección del intercambiador de calor

Según lo descrito en el capítulo 2, el intercambiador de calor más conveniente para este proyecto es sin duda el de placas planas. Antes de realizar los cálculos necesarios para seleccionar el intercambiador de calor, se considerará lo siguiente:

- Se considerará un coeficiente global de transmisión constante para todo el intercambiador, el coeficiente global medio.
- Si alguno de los fluidos experimenta un cambio de estado, este cambio tendrá lugar a lo largo de todo el intercambiador y no en una parte de éste.
- Los caudales másicos de ambos fluidos se consideran constantes con un valor calculado de 2.591[l/h].
- Las propiedades termo físicas de los fluidos se considerarán constantes a lo largo de todo el cambiador.
- El intercambio de calor se realizará únicamente en el sentido de la normal a la superficie de intercambio (no existen pérdidas por carcasa).
- En cualquier sección transversal del intercambiador, los fluidos, en cada uno de los pasos que efectúe, pueden caracterizarse por una y solo una temperatura.

Ahora bien, para seleccionar un intercambiador de calor de placas planas, son dos los métodos más utilizados, uno se basa en determinar el número de placas requeridas y el otro en determinar la efectividad térmica, en esta ocasión se utilizará el segundo método mencionado.

### 5.2.1.1 Método de la efectividad térmica ( $\varepsilon$ )

La efectividad térmica según este método debe ser a lo menos de 70[%] y se define de la siguiente manera:

$$\varepsilon = \frac{T_{fs} - T_{fe}}{T_{ce} - T_{fe}} * 100 \quad (5.19)$$

Siendo

$T_{fs}$  : Temperatura a la salida del intercambiador por el lado de acumulación en [°C].

$T_{fe}$  : Temperatura a la entrada del intercambiador por el lado de acumulación en [°C].

$T_{ce}$  : Temperatura a la entrada del intercambiador por el lado de captación en [°C].

Así se tiene:

$$\varepsilon = \frac{(55 - 42)[^{\circ}\text{C}]}{(60 - 42)[^{\circ}\text{C}]} * 100[ ] = 72,2[ ]$$

Nota:

- $T_{fs}$  se considera de 55[°C] debido a las pérdidas que se producen durante el recorrido del fluido hacia el tanque acumulador.
- $T_{fe}$  Valor recomendado para el diseño de intercambiadores de calor a partir de lo señalado en el manual de sistemas solares térmicos del Ministerio de Vivienda y Urbanismo.
- $T_{ce}$  se obtiene de la temperatura de salida del colector solar para el periodo con mayor requerimiento energético (invierno).

Conocida la efectividad térmica del intercambiador de calor, se procede a obtener la capacidad del intercambiador en [kWh/mes] que corresponde al cociente entre el mes de mayor demanda energética de cada aplicación (calefacción o refrigeración) con la efectividad térmica y según las horas de funcionamiento mensual, se puede expresar como potencia térmica de la siguiente manera:

$$N_{IC} = \frac{Q_{max}}{\varepsilon * Hrs_{mes}} \quad (5.20)$$

Siendo

$N_{IC}$  : Potencia térmica necesaria en el intercambiador en [kW].

$Q_{max}$  : Máxima demanda energética en un mes durante el año en [kWh/mes].

$Hrs_{mes}$  : Número de horas de funcionamiento durante el mes en [hrs/mes].

Luego para el periodo de invierno se tiene:

$$N_{IC-invierno} = \frac{2.841,9 \left[ \frac{kwh}{mes} \right]}{0,722 * (10 * 21) \left[ \frac{h}{mes} \right]} = 18,74 [kW]$$

El valor de  $Q_{max}$  se obtiene de la energía necesaria de calefacción en el mes más desfavorable que es Julio y el número de horas se obtiene del producto de las 10 horas de calefacción diaria y los 21 días en promedio de cada mes.

De la misma manera, para el periodo de verano se tiene:

$$N_{IC-verano} = \frac{3.504,59 \left[ \frac{kwh}{mes} \right]}{0,722 * (6 * 21) \left[ \frac{h}{mes} \right]} = 38,52 [kW]$$

Aquí el valor de  $Q_{max}$  se obtiene de la energía necesaria de refrigeración en el mes más desfavorable que es Enero y el número de horas se obtiene del producto de las 6 horas de refrigeración diaria y los 21 días en promedio de cada mes.

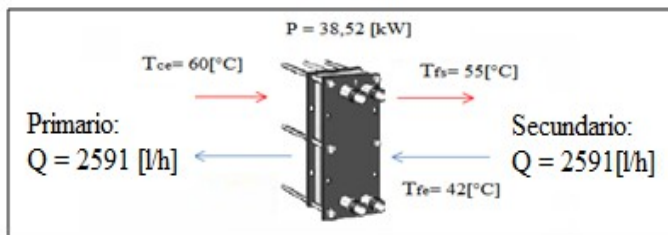


Figura 5.3: Esquema condiciones requeridas de operación en el intercambiador de calor.

Un requisito mínimo que se debe cumplir al diseñar un sistema intercambiador independiente, es el indicado en el manual de diseño para el calentamiento de agua en S.S.T de la cámara chilena de la construcción (CChC), el cual establece lo siguiente:

$$N_{min} \geq 500 * A_t \tag{5.21}$$

Siendo

$N_{min}$ : Potencia del intercambiador de calor en [kW].

$A_t$ : Área total de colectores solares instalados en [m<sup>2</sup>].

Así

$$N_{min} \geq 500 * 43,056 [m^2]$$

$$N_{min} \geq 21,53 [kW]$$

Como el requerimiento de potencia mínima del intercambiador de calor es de 21,53[kW] se procede a seleccionar un intercambiador que satisfaga el requerimiento del periodo de verano de 38,52[kW] descartando la potencia requerida en los meses de invierno, asimismo hay que considerar un intercambiador que logre satisfacer el caudal requerido en el circuito primario y secundario de 2.591[l/h] para cada uno de estos.

El intercambiador se encuentra en el catálogo de SALVADOR ESCODA, modelo M3FG H, algunas de sus características fueron tabuladas y son presentadas a continuación:

Tabla 5.16: Principales características intercambiador de calor. Fuente [10]

Marca:	Alfa Laval
Modelo:	M3FG H
N° placas:	28

Potencia [kW]:	40
Presión máxima [bar]:	10
Cantidad:	1
Caudal c. primario [l/h]:	3.600
Caudal c. secundario [l/h]:	3.600

Para mayor detalle de las características técnicas del intercambiador de calor seleccionado, ver ANEXO I, sección A.1.2.

### 5.3 Subsistema de acumulación

#### 5.3.1 Selección tanque acumulador

La selección del tanque acumulador se realiza a partir del volumen requerido, volumen que debe cumplir con la relación indicada en el numeral 1 del artículo 32 de D.S. N°331 de 2009, del Ministerio de Economía, el cual establece los siguientes puntos:

1.- El sistema de acumulación podrá estar constituido por uno o más depósitos acumuladores y el volumen total de los acumuladores deberá estar acorde con la demanda y tener un valor que cumpla con la siguiente condición:

$$40 \leq \frac{V}{A} \leq 180 \quad (5.22)$$

Siendo

A: Superficie instalada de colectores solares térmicos [m<sup>2</sup>].

V: Volumen del depósito de acumulación solar [l].

2.- Los sistemas solares térmicos (SST) con un volumen de acumulación mayor a 2 [m<sup>3</sup>] deberán llevar válvulas de corte u otros sistemas adecuados para cortar flujos no intencionados al exterior del depósito en caso de daños del sistema.

3.- Los acumuladores deberán estar completamente aislados de forma tal de reducir las pérdidas de calor. El espesor mínimo del aislamiento estará dado por la siguiente ecuación:

$$e_{min} \geq \frac{50 * \lambda}{0,04}$$

$$(5.23)$$

Donde

$e_{min}$  : Espesor mínimo de aislamiento en [mm].

$\lambda$  : Coeficiente de conductividad térmica del material aislante usado, para esta ocasión se utiliza espuma de poliuretano con un valor de 0,023 [W/m K].

4.- Los acumuladores deberán cumplir con la relación mínima de 2:1 entre altura y diámetro:

$$\frac{h}{\varnothing} \geq 2 \quad (5.24)$$

Donde

h: Altura del tanque acumulador seleccionado, su valor es 2.700[mm].

$\varnothing$  : Diámetro del tanque acumulador seleccionado, su valor es 1.250[mm].

### 5.3.1.1 Cálculo del volumen requerido

El Volumen del tanque acumulador se estima considerando un depósito mixto y a partir del catálogo del colector solar modelo TZ58/1800-10R se tiene que la relación es de 50 a 75 [l] por [m<sup>2</sup>] de panel solar instalado, por lo tanto para efectos de cálculo se procede a utilizar una relación de 65[l] por [m<sup>2</sup>].

Considerando la información anterior se procede a calcular el volumen del tanque acumulador:

$$V = R * A_t \quad (5.25)$$

Donde

V: Volumen del tanque acumulador en [l].

R: Relación entre el volumen del tanque y el área colectora en  $\left[ \frac{l}{m^2} \right]$ .

A<sub>t</sub>: Área total de colectores solares instalados en [m<sup>2</sup>].

Y partir de la ecuación (5.25) se tiene:

$$V = 65 \left[ \frac{l}{m^2} \right] * 43,056 [m^2] = 2.798,64 [l]$$

### 5.3.1.2 Análisis de las exigencias del artículo 32 del Ministerio de Economía

- El volumen determinado se evalúa a partir de la ecuación (5.22) para saber si cumple con la exigencia, de esta manera se tiene:

$$40 \leq \frac{3.000}{43,056} \leq 180$$

$$40 \leq 69,68 \leq 180$$

El valor de 69,68 se encuentra dentro de los rangos permitidos, de esta manera se da cumplimiento a la exigencia.

- El espesor mínimo del aislamiento se calcula a partir de la ecuación (5.23) y queda definido de la siguiente manera:

$$e_{min} \geq \frac{50 * 0,023 \left[ \frac{w}{mK} \right]}{0,04} = 28,75 [mm]$$

- Por último, a partir de la ecuación (5.24) perteneciente al punto 4 del artículo 32 y de la información obtenida del catálogo del tanque acumulador se obtiene:

$$\frac{2.700 [mm]}{1.250 [mm]} \geq 2$$

$$2,16 \geq 2$$

Por lo tanto el tanque seleccionado cumple con la relación mínima exigida de altura y diámetro.

Finalmente se selecciona un tanque acumulador modelo VS3000 de la marca SOLARIS con una capacidad de 3.000[l] el cual posee en su interior un tratamiento de resina termo-endurecida SMALVER, completo con protección catódica, aislamiento de espuma poliuretano y un acabado exterior de vinilo azul RAL 5015.

Las demás características del tanque acumulador seleccionado, se encuentran en el ANEXO I, sección A.1.3

## **5.4 Subsistema de energía auxiliar**

### **5.4.1 Selección equipo energía auxiliar (Calefón)**

La selección del calefón se realiza a partir de la demanda térmica máxima requerida, recordar que se da en la época de invierno y es de 30,0[kW]; el calefón debe ser capaz de cubrir por completo la demanda de calefacción pensando en el caso extremo en que la instalación no pueda aportar energía procedente del sol.

Conocida la potencia del calefón necesaria, se procede a consultar el catálogo comercial de alguna empresa. Para esta ocasión se ha seleccionado un calefón tiro forzado ionizado cámara abierta a gas licuado de petróleo de la marca SPLENDID modelo TC TFI 18-1, con una potencia útil nominal de 30,5[kW] y una capacidad de 18,0[l].

Las demás especificaciones del calefón seleccionado, se encuentran en el ANEXO I, sección A.1.4.

## **5.5 Selección de la bomba de calor por absorción**

La bomba de calor por absorción necesaria depende exclusivamente de la demanda térmica de refrigeración, recordando se tiene que el valor es de 25,0 [kW] y que la carga térmica de refrigeración que entrega el conjunto de colectores solares es de 12,6[kW], por lo que habrá que seleccionar una bomba que por lo menos logre dar esta diferencia de potencia en el evaporador, considerando también la inestabilidad e intermitencia que se pueda presentar en el sistema solar térmico.

De los principales fabricantes de bombas de calor por absorción del mercado (THERMAX, VICOT, YAZAKI), se ha seleccionado el modelo WFC-SC5 de YAZAKI, máquina que posee una capacidad frigorífica de 17,6[kW]. El sistema utilizado por el fabricante en los procesos de refrigeración, se basa en el ciclo de absorción de simple efecto con la participación de una solución de bromuro de litio (LiBr) – agua y como ya se ha mencionado el bromuro de litio representa el absorbente y el agua el elemento refrigerante.

Tabla 5.17: principales características de la bomba de calor por absorción seleccionada. Fuente [11]

YAZAKI WFC-SC5					
Agua refrigerada	Capacidad frigorífica		<i>kW</i>	17.6	
	Temperatura	entrada	°C	12.7	
		salida	°C	5	
	Caudal de agua		<i>l/s</i>	0.77	
	Calor a disipar		<i>kW</i>	42.7	
	Agua de enfriamiento (Torre)	Temperatura	entrada	°C	31
			salida	°C	35
Caudal de agua		<i>l/s</i>	2.55		
Agua caliente al generador	Potencia calorífica al generador		<i>kW</i>	25.1	
	Temperatura	entrada	°C	88	
		salida	°C	83	
		rango	°C	70-95	
	Caudal de agua		<i>l/s</i>	1.2	

Las demás características de la máquina de absorción seleccionada se encuentran en el ANEXO I, sección A.1.5.

De las características presentadas en la tabla 5.17, se puede obtener la capacidad frigorífica y la potencia calorífica al generador, estos valores son utilizados para determinar su CEE (Coeficiente de Eficiencia Energética). Recordando la ecuación (2.1) presentada en el capítulo 2, se tiene:

$$CEE = \frac{Q_{evaporador}}{Q_{generador}} = \frac{17,6 [kW]}{25,1 [kW]} = 0,7$$

### 5.5.1 Funcionamiento de la bomba de calor por absorción

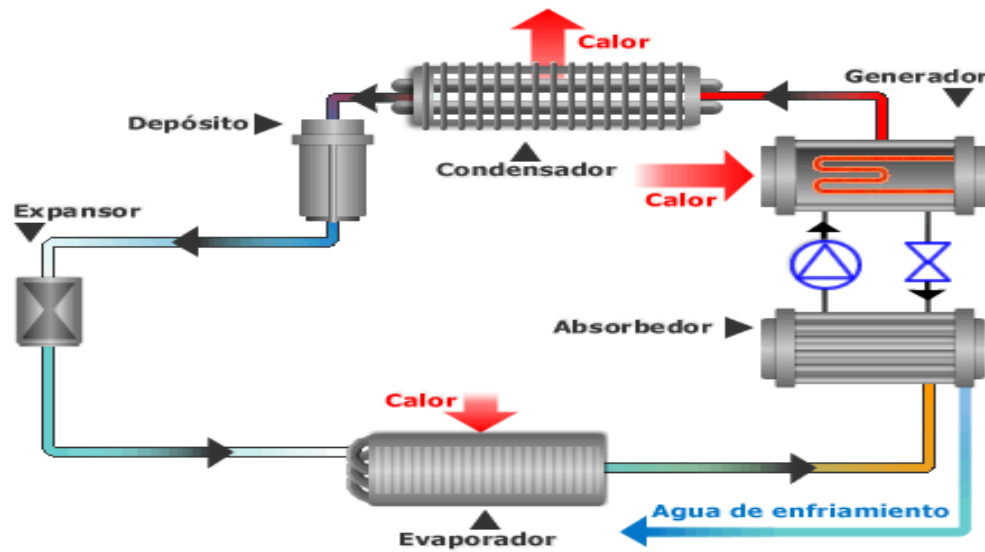


Figura 5.4: Esquema funcionamiento máquina de absorción seleccionada.

A partir de la figura 5.4 se tiene:

El proceso comienza en el generador que está situado en la parte superior derecha de la figura, donde la solución acuosa contiene un 52[%] de LiBr, siendo la temperatura nominal de entrada del agua caliente de 88[°C] y la de salida de 83[°C], mientras que la presión interior absoluta es de 8 [kPa]. Como efecto del calor aportado a dicha presión ambiente, el agua de la solución entra en ebullición y el vapor formado se encamina hacia el recipiente contiguo que es el condensador. Debido a esta separación de vapor, la solución restante se concentra hasta un 56[%] de LiBr dirigiéndose en estas condiciones hacia el absorbedor. Mientras en el condensador el vapor de agua es enfriado hasta 36[°C] gracias al circuito de agua procedente de la torre de enfriamiento y que entra a la máquina a una temperatura de 30[°C], condensando el vapor y convirtiéndolo en agua líquida. Esta agua es introducida en el evaporador donde se mantiene una presión absoluta de 0,9 [kPa] por lo que se evapora adquiriendo el calor necesario para ello del circuito de agua a refrigerar disminuyendo su temperatura a 7[°C] suponiendo que ha regresado del recinto climatizado con 12[°C]. Al mismo tiempo, la solución concentrada al 56[%] de LiBr procedente del generador fluye en el absorbedor que comparte espacio y presión con el evaporador, siendo el vapor de agua del mismo absorbido por el LiBr debido a su afinidad con el agua. Ello permite eliminar el vapor de agua a medida que se produce y continuar manteniendo la presión de 0,9 [kPa] en el espacio

compartido por el evaporador y el absorbedor. El fenómeno de la absorción produce calor que a su vez es eliminado por el mismo circuito de enfriamiento antes de dirigirse al condensador.

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

## 5.6 Selección torre de enfriamiento

Como ha sido mencionado, para el correcto funcionamiento de la máquina de absorción YAZAKI se debe instalar un sistema disipador del calor presente en el absorbedor y condensador. La selección de la torre de enfriamiento se realiza a partir de la temperatura de entrada a la máquina absorbidora, temperatura que debe estar comprendida entre los 24[°C] y 31[°C] y a partir de la potencia total de calor a disipar que según el catálogo de la máquina por absorción YAZAKI es de 42,7 [kW].

A partir de estos datos, se ingresa al catálogo técnico de SALVADOR ESCODA y se selecciona una torre de enfriamiento de la marca TEVA DECSA modelo TMR-05, la cual a una temperatura seca exterior de 24[°C] logra disipar 49,0[kW]; la torre recibe el agua caliente a 35[°C] proveniente de la máquina de absorción y la entrega a 30[°C] para disipar el calor.

Los 24[°C] utilizados se debe a que la temperatura exterior de diseño en épocas de refrigeración (

$T_{ei}$  considerada en un principio es de 23,2[°C], de esta manera se sobredimensiona la torre para evitar cualquiera inconveniente en su funcionamiento.

Las demás características de la torre de enfriamiento seleccionada, se encuentran en el ANEXO I, sección A.1.6.

En el proceso de enfriamiento del agua se produce cierta evaporación de ésta, teniendo que ser repuesta. Suponiendo un aporte de 80[%] por parte del calor latente, la cantidad de agua a reponer se obtiene a partir de la siguiente expresión:

$$\dot{m}_{agua} = \frac{0,8 * N_{torre}}{\lambda} \quad (5.26)$$

Donde

$\lambda$  : Representa el calor latente de cambio de fase, a la presión de 1 [atm] su valor es de 2.400

$$\left[ \frac{kJ}{kg} \right] .$$

$N_{torre}$  : Potencia total de calor que puede disipar la torre de enfriamiento en [kW].

Así a partir de la ecuación (5.26) se tiene

$$\dot{m}_{agua} = \frac{0,8 * 49,0 [kW]}{2.400 \left[ \frac{kJ}{kg} \right]} = 0,0163 \left[ \frac{kg}{s} \right] \approx 58,68 \left[ \frac{l}{h} \right]$$

Por lo tanto, el caudal de agua de reposición necesario para el correcto funcionamiento de la torre de enfriamiento debe ser no menor a 58,68 [l/h], lo que representa el 0,7 [%] del caudal total que entra a la torre de enfriamiento proveniente de la máquina de absorción.

Con respecto a la ubicación de la torre, se recomienda en primera medida que sea en un techo por motivos de seguridad y funcionamiento, como esto no es posible debido al espacio disponible, su instalación será en el exterior del espacio considerado, de esta manera se expulsan de mejor manera el aire contaminado de desecho de la torre, además se evita el problema de re-circulación (surge cuando las exhalaciones de aire caliente cargado de humedad entra inadvertidamente de nuevo a la toma de aire de la torre) y los problemas de interferencia dados al colocar la torre cercana a una fuente de calor.

## 5.7 Selección equipo Fan -Coil

El agua caliente proveniente del tanque acumulador y el agua fría que entrega la bomba de calor por absorción concurren al aparato climatizador para poder atender las demanda de refrigeración y calefacción.

Para la selección de un equipo Fan-Coil se debe conocer cuál es la potencia máxima que es capaz de entregar y que caudal de aire máximo necesita para realizar la transferencia de energía.

### 5.7.1 Estimación del caudal de aire máximo

#### Para la condición de invierno

En el capítulo 3 (sección 3.2.3) fueron definidos algunos parámetros de temperatura y humedad relativa a considerar, se tiene:

$$T_a = 20 [^{\circ}C]; T_{ei} = 5 [^{\circ}C]; HR = 50 [ ]; HR_{ei} = 55 [ ]$$

Con ayuda de estos parámetros iniciales y de los balances sicrométricos correspondientes, se procede a determinar los estados del ciclo de climatización respectivo.

Para mejorar el cálculo y evitar errores, se procede a utilizar el software EES<sup>7</sup> y para facilitar la comprensión se realiza un esquema gráfico de los flujos de aire que intervienen en el proceso el cual es presentado a continuación:<sup>1</sup>

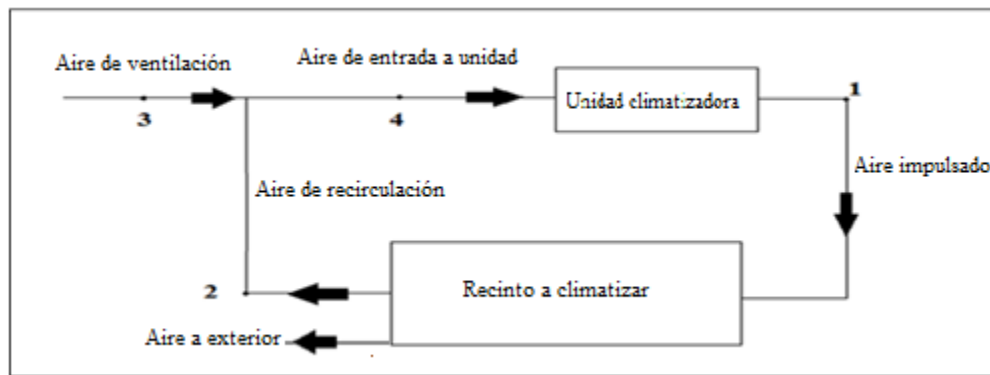


Figura 5.5: Esquema de los flujos de aire que intervienen en el proceso de climatización

Análisis de los parámetros correspondientes a cada estado:

**Estado 2 y 3:**

Los estados 2 y 3 realizan una mezcla adiabática y como resultado se obtiene el estado 4.

$$T_2 = 20 [^{\circ}C]; T_3 = 5 [^{\circ}C]; HR_2 = 50 [ ]; HR_3 = 55 [ ]$$

Con estos parámetros se trabaja en el software EES y se logra determinar la entalpía (h), la humedad específica ( $\omega$ ), el volumen específico ( $v$ ) y entropía (s).

<sup>7</sup> Engineering Equations Solver

Tabla 5.18: propiedades del aire correspondientes al estado 2 y 3 en invierno. Fuente [Propia]

Estado	TBS	HF	$\omega$	$v$	$h$	$s$
	[°C]	[ ]	[kg <sub>ah</sub> /kg <sub>as</sub> ]	[m <sup>3</sup> /kg <sub>as</sub> ]	[kj/kg <sub>as</sub> ]	[kj/kg K]
2	20	50	0,007	0,84	38,57	5,75
3	5	55	0,003	0,79	12,46	5,65

Considerando un  $\dot{V}_{vent} = 8 \left[ \frac{\dot{Q}}{s-persona} \right] \approx 30 \left[ \frac{m^3}{h-persona} \right]$  según norma RITE<sup>8</sup> para sectores de trabajo sedentarios, se realizan los balances tanto de masa como de energía.

Para efectos de cálculos, la cantidad de personas consideradas en el recinto es de 100 en promedio, el aire de salida o aire de retorno será alrededor de un 70[%] y no existen pérdidas al pasar el aire por la unidad acondicionadora, por lo tanto se tiene que  $\dot{m}_1 = \dot{m}_4$ , además se desea que la temperatura del aire tratado o aire de impulsión sea de 28[°C].

Cálculo del flujo másico  $\dot{m}_3$  :

$$\dot{m}_3 = \frac{\dot{V}_{vent} * 1}{v_3} * n_{personas} \tag{5.27}$$

A partir de los datos de la tabla 5.18 y de la ecuación (5.27) es posible determinar el flujo másico

$\dot{m}_3$  :

$$\dot{m}_3 = 30 \left[ \frac{m^3}{h-persona} \right] * 1 \left[ \frac{kg_{as}}{m^3} \right] * 100 [persona] = 3.788,36 \left[ \frac{kg_{as}}{h} \right] \approx 1,05 \left[ \frac{kg_{as}}{s} \right]$$

<sup>8</sup> Reglamento de instalaciones térmica e edificios

Cálculo del flujo másico  $\dot{m}_1$  :

$$\dot{m}_1 = \frac{Q_{\text{calef.}}}{C_{p_{\text{aire}}} * \Delta T} \quad (5.28)$$

Donde

$Q_{\text{calef.}}$  : Representa la potencia de calefacción demandada en [kW].

$\Delta T$  : Representa la temperatura de salida menos temperatura de entrada del aire de la unidad acondicionadora en [°C].

$C_{p_{\text{aire}}}$  : Calor específico del aire en  $\left[ \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot ^\circ\text{C}} \right]$  .

Reemplazando los datos que se tienen en la ecuación (5.28) se determina  $\dot{m}_1$

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_4 = \frac{30,0 [\text{kW}]}{1 \left[ \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot ^\circ\text{C}} \right] * (28 - 20) [^\circ\text{C}]} = 3,75 \left[ \frac{\text{kg}_{\text{as}}}{\text{s}} \right]$$

Balance de masa húmeda:

$$\dot{m}_2 * \omega_2 + \dot{m}_3 * \omega_3 = \dot{m}_4 * \omega_4 \quad (5.29)$$

Balance de masa de aire seco:

$$\dot{m}_2 + \dot{m}_3 = \dot{m}_4 \quad (5.30)$$

Balance de energía:

$$\dot{m}_2 * h_2 + \dot{m}_3 * h_3 = \dot{m}_4 * h_4$$

$$(5.31)$$

Al reemplazar los parámetros de la tabla 5.18 en las ecuaciones (5.29), (5.30) y (5.31) resulta:

$$\dot{m}_2 * 38,57 + \dot{m}_3 * 12,46 = \dot{m}_4 * h_4 \quad (5.32)$$

$$\dot{m}_2 * 0,007 + \dot{m}_3 * 0,003 = \dot{m}_4 * \omega_4 \quad (5.33)$$

$$\dot{m}_2 + 1,05 = \dot{m}_4 \quad (5.34)$$

A partir de la ecuación (5.34) y reemplazando  $\dot{m}_4$ , se determina  $\dot{m}_2$ :

$$\dot{m}_2 = (3,75 - 1,05) \left[ \frac{kg_{as}}{s} \right] = 2,7 \left[ \frac{kg_{as}}{s} \right]$$

Reemplazando  $\dot{m}_2$  y  $\dot{m}_4$  en la ecuación (5.32) y (5.33), se obtiene  $h_4$  y  $\omega_4$  respectivamente:

$$h_4 = 31,26 \left[ \frac{kJ}{kg_{as}} \right]$$

$$\omega_4 = 0,006 \left[ \frac{kg_{ah}}{kg_{as}} \right]$$

### Estado 1:

Los parámetros restantes son determinados a partir de la siguiente expresión:

$$Q_{calef} = \dot{m}_4 * (h_1 - h_2) \quad (5.35)$$

Donde

$Q_{calef}$  : Representa la potencia de calefacción requerida en [kW].

$h_2$  : Representa la entalpía del estado 2 a la salida del recinto en  $\left[ \frac{kJ}{kg_{as}} \right]$  , su valor se extrae de la tabla 5.18.

$\dot{m}_4$  : Representa la masa de aire necesaria que debe ingresar al equipo acondicionador, como serán omitidas las posibles pérdidas, su valor es de 3,75 [kg<sub>as</sub>/s]

Luego y a partir de la ecuación (5.35) se tiene

$$30,0 [kW] = 3,75 \left[ \frac{kg_{as}}{s} \right] * (h_1 - 38,57) \left[ \frac{kJ}{kg_{as}} \right]$$

$$h_1 = 46,57 \left[ \frac{kJ}{kg_{as}} \right]$$

Conocida la entalpía del estado 1 (  $h_1$  ) y considerando que  $\omega_1 = \omega_2$  , el estado 1 queda definido inmediatamente.

Los parámetros obtenidos de los balances de masa-energía y los cálculos realizados con el software EES fueron tabulados y son presentados a continuación:

Tabla 5.19: Resultados análisis sicrométrico circuito de climatización periodo de invierno. Fuente

[Propia]

Estado	TBS	HR	$\omega$	v	h	s	$\dot{m}$
	[°C]	[ ]	[kg <sub>ah</sub> /kg <sub>as</sub> ]	[m <sup>3</sup> /kg <sub>as</sub> ]	[kJ/kg <sub>as</sub> ]	[kJ/kg K]	[kg <sub>as</sub> /s]
1	28,0	31,1	0,0073	0,86	46,57	5,78	3,75
2	20,0	50,0	0,0073	0,84	38,57	5,75	2,70
3	5,0	55,0	0,0029	0,79	12,46	5,65	1,05
4	15,9	54,2	0,0061	0,83	31,26	5,72	3,75
i	28,0	31,1	0,0073	0,86	46,57	5,78	3,75

Finalmente el caudal de aire máximo a considerar en los meses de invierno se calcula a partir de la siguiente expresión:

$$\dot{V}_{\text{invierno}} = \frac{Q_{\text{calef}} * v_1 * 3.600}{(h_1 - h_2)} \quad (5.36)$$

Luego el desarrollo de la ecuación (5.36) es

$$\dot{V}_{\text{invierno}} = \frac{30,0 [kW] * 0,86 \left[ \frac{m^3}{kg_{as}} \right] * 3.600}{(46,57 - 38,57) \left[ \frac{kJ}{kg_{as}} \right]} = 11.655,9 \left[ \frac{m^3}{h} \right] \approx 3.237,75 \left[ \frac{l}{s} \right]$$

**Para la condición de verano**

Al igual que para la condición de invierno, en el capítulo 3 (sección 3.2.2) fueron definidos ciertos parámetros necesarios para determinar el caudal de aire, estos son:

$$T_a = 22 [^{\circ}C]; T_{ei} = 23,2 [^{\circ}C]; HR = 50 [ ]; HR_{ei} = 55 [ ]$$

Análisis de los parámetros correspondientes a cada estado:

**Estado 2 y 3:**

Los estados 2 y 3 realizan una mezcla adiabática y como resultado se obtiene el estado 4.

$$T_2 = 22 [^{\circ}C]; T_3 = 23,2 [^{\circ}C]; HR_2 = 50 [ ]; HR_3 = 55 [ ]$$

El cálculo de los parámetros correspondientes al ciclo de climatización del período de verano, se realiza de manera similar a la condición de invierno, de esta manera se obtiene:

Tabla 5.20: propiedades del aire para el estado 2 y 3 en verano. Fuente [Propia]

Estado	TBS	HR	$\omega$	$v$	$h$	$s$
	[ $^{\circ}C$ ]	[ ]	[ $kg_{ah}/kg_{as}$ ]	[ $m^3/kg_{as}$ ]	[ $kJ/kg_{as}$ ]	[ $kJ/kg K$ ]
2	22,0	50,0	0,0082	0,85	43,05	5,76
3	23,2	55,0	0,0097	0,85	48,17	5,78

Considerando un  $\dot{V}_{vent} = 8 \left[ \frac{\dot{v}}{s-persona} \right] \approx 30 \left[ \frac{m^3}{h-persona} \right]$  según norma RITE para sectores de trabajo sedentarios, se realizan los balances tanto de masa como de energía.

Para efectos de cálculos la cantidad de personas consideradas es de 100 en promedio y no existen pérdidas al pasar el aire por la unidad acondicionadora, por lo tanto se tiene que  $\dot{m}_1 = \dot{m}_4$ , además se desea que la temperatura del aire tratado o aire de impulsión sea de 9[°C].

Cálculo del flujo másico  $\dot{m}_3$  :

Reemplazando los valores de la tabla 5.20 en la ecuación (6.29) se tiene

$$\dot{m}_3 = 30 \frac{\left[ \frac{m^3}{h-persona} \right] * 1 \left[ \frac{kg_{as}}{m^3} \right] * 100 [personas]}{0,85} = 3.517,41 \left[ \frac{kg_{as}}{h} \right] \approx 0,98 \left[ \frac{kg_{as}}{s} \right]$$

Cálculo del flujo másico  $\dot{m}_1$  :

$$\dot{m}_1 = \frac{Q_{refri.}}{Cp_{aire} * \Delta T} \tag{5.37}$$

Luego

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_4 = \frac{25,0 [kW]}{1 \left[ \frac{kJ}{kg \cdot ^\circ C} \right] * (22 - 9) [^\circ C]} = 1,92 \left[ \frac{kg_{as}}{s} \right]$$

Al reemplazar los parámetros tabulados en la tabla 6.20 en las ecuaciones de balances (5.29), (5.30) y (5.31), se tiene:

$$\begin{aligned} \dot{m}_2 * 43,05 + \dot{m}_3 * 48,17 &= \dot{m}_4 * h_4 \\ \dot{m}_2 * 0,0082 + \dot{m}_3 * 0,0097 &= \dot{m}_4 * \omega_4 \end{aligned} \tag{5.38}$$

$$(5.39)$$

$$\boxed{\dot{m}_2 + 0,98 = \dot{m}_4} \quad (5.40)$$

Y a partir de la ecuación (5.40) es posible determinar  $\dot{m}_2$

$$\dot{m}_2 = (1,92 - 0,98) \left[ \frac{kg_{as}}{s} \right] = 0,94 \left[ \frac{kg_{as}}{s} \right]$$

Luego reemplazando  $\dot{m}_2$  y  $\dot{m}_4$  en la ecuación (5.38) y (5.39), se obtiene  $h_4$  y  $\omega_4$  respectivamente:

$$h_4 = 45,58 \left[ \frac{kJ}{kg_{as}} \right] \quad \text{y} \quad \omega_4 = 0,00897 \left[ \frac{kg_{ah}}{kg_{as}} \right]$$

**Estado i:**

Para cerrar el ciclo, es que se utiliza un estado imaginario, el cual presenta la siguiente ecuación:

$$\boxed{Q_{ref} = \dot{m}_4 * (h_2 - h_i)} \quad (5.41)$$

Luego y a partir de la ecuación (5.41) se tiene

$$25,0 [kW] = 1,92 \left[ \frac{kg_{as}}{s} \right] * (43,05 - h_i) \left[ \frac{kJ}{kg_{as}} \right]$$

$$h_i = 30,03 \left[ \frac{kJ}{kg_{as}} \right]$$

Y considerando que  $TBS_i = TBS_2$ , el estado i queda definido.

**Estado 1:**

El estado 1 queda resuelto a partir de la siguiente ecuación energética:

$$\boxed{Q_{ref} = \dot{m}_1 * (h_i - h_1)} \quad (5.42)$$

Luego

$$25,0[kW]=1,92\left[\frac{kg_{as}}{s}\right]*(30,03-h_1)\left[\frac{kJ}{kg_{as}}\right]=17,01\left[\frac{kJ}{kg_{as}}\right]$$

Los parámetros obtenidos de los balances de masa-energía y los cálculos realizados con el software EES fueron tabulados y se presentan a continuación:

Tabla 5.21: Resultados análisis psicrométrico circuito de climatización periodo de verano. Fuente [Propia]

Estado	TB S	HR	$\omega$	$v$	$h$	$s$	$\dot{m}$
	[°C]	[ ]	[ $kg_{ah}/kg_{as}$ ]	[ $m^3/kg_{as}$ ]	[ $kJ/kg_{as}$ ]	[ $kJ/kg K$ ]	[ $kg_{as}/s$ ]
1	9,0	45,0	0,0032	0,81	17,01	5,67	1,92
2	22,0	50,0	0,0082	0,85	43,05	5,76	0,94
3	23,2	55,0	0,0097	0,85	48,17	5,78	0,98
4	22,6	52,0	0,0089	0,85	45,58	5,77	1,92
i	22,0	19,0	0,0031	0,84	30,03	5,72	1,92

Por lo tanto, el caudal de aire a considerar en los meses de verano se calcula a partir de la siguiente expresión:

$$\dot{V}_{verano} = \frac{Q_{ref}}{(h_i - h_1)} * v_1 * 3.600 \tag{5.43}$$

Reemplazando los parámetros de tabla 5.21 en la ecuación (5.43) se tiene

$$\dot{V}_{verano} = \frac{25,0[kW]*0,81\left[\frac{m^3}{kg_{as}}\right]*3.600}{(30,03-17,01)\left[\frac{kJ}{kg_{as}}\right]} = 5.554,2\left[\frac{m^3}{h}\right] \approx 1.543\left[\frac{l}{s}\right]$$

### 5.7.2 Cálculo de la potencia máxima de impulsión del ventilador ( $N_{vent.}$ )

La potencia necesaria en el ventilador de impulsión de aire se define a partir de la siguiente ecuación:

$$N_{vent.} = \frac{\Delta P * \dot{m}_{aire}}{\rho_{aire} * \eta_{vent.}} \quad (5.4)$$

Donde

$N_{vent.}$  : Representa la potencia necesaria del ventilador en [W].

$\Delta P$  : Representa el salto de presión en el ventilador en [Pa], se considera un salto de 45 [Pa].

$\dot{m}_{aire}$  : Representa el caudal de aire de impulsión en  $\left[ \frac{kg_{as}}{s} \right]$  .

$\rho_{aire}$  : Representa la densidad del aire con un valor de 1,2  $\left[ \frac{kg}{m^3} \right]$  .

$\eta_{vent.}$  : Representa el rendimiento del ventilador, se considera un 90[%] de rendimiento.

Los caudales de aire de impulsión fueron calculados y se pueden extraer de las tablas 5.19 y 5.21, con ello se tiene:

#### Para los meses de invierno

$$\dot{m}_{imp} = 3,75 \left[ \frac{kg_{as}}{s} \right] \approx 11.250 \left[ \frac{m^3}{h} \right]$$

#### Para los meses de verano

$$\dot{m}_{imp} = 1,92 \left[ \frac{kg_{as}}{s} \right] \approx 5.760 \left[ \frac{m^3}{h} \right]$$

Con los caudales de aire de impulsión conocidos y a partir de la ecuación (5.44), es posible determinar la potencia máxima de impulsión del ventilador, se tiene:

**Meses de invierno**

$$N_{vent.} = \frac{45 [Pa] * 3,75 \left[ \frac{kg_{as}}{s} \right]}{1,2 \left[ \frac{kg}{m^3} \right] * 0,9} = 156,25 [W]$$

**Meses de verano**

$$N_{vent.} = \frac{45 [Pa] * 1,92 \left[ \frac{kg_{as}}{s} \right]}{1,2 \left[ \frac{kg}{m^3} \right] * 0,9} = 80,0 [W]$$

Finalmente se tiene que la potencia más alta necesaria que deben entregar el conjunto de ventiladores se presenta en los meses de invierno con un valor de 156,25 [W].

Para la selección del equipo Fan-Coil, se ingresa al catálogo de la marca TERMOVEN de la serie FL y se selecciona la unidad que pueda satisfacer la carga de climatización más desfavorable, además se debe considerar la potencia máxima requerida por el ventilador y que su instalación pueda efectuarse en el techo del lugar.

El resultado de la selección es el equipo con las características presentadas a continuación:

Tabla 5.22: Principales características equipo seleccionado. Fuente [12]

Fabricante:	TERMOVEN
Modelo:	TFHE
Serie:	FL
Batería:	2R
Instalación:	2T
Disp. Filtro:	Horizontal
Tamaño:	650
Otros:	Con envolvente

Tabla 5.23: Capacidad y requerimientos Fan – Coil seleccionado. Fuente [12]

Capacidad	Caudal de aire	P <sub>frigo. total</sub>	P <sub>frigo. sensible</sub>	P <sub>calorifica</sub>	Caudal de agua	Perdida de carga
	[m <sup>3</sup> /h]	[W]	[W]	[W]	[l/s]	m.c.a
Máxima	1.000	4.222	3.133	5.322	0,15	3,0
Media	750	3.698	2.711	4.525	0,15	3,0
Mínima	600	3.282	2.394	3.945	0,15	3,0

Para mayor información de las demás características del equipo Fan-Coil seleccionado, ver ANEXO I, sección A.1.7

### 5.7.3 Cálculo del número de equipos requeridos

Para determinar el número de equipos requeridos es necesario acudir a la siguiente expresión:

$$N^{\circ}_{equipos} = \frac{Q_{total}}{Q_{ventilador}} \tag{5.45}$$

Donde

$Q_{total}$  : Representa la potencia total requerida por el conjunto de ventiladores en [W].

$Q_{ventilador}$  : Representa la potencia que entrega un Fan-Coil en [W].

La potencia del motor del ventilador, se extrae de la siguiente tabla que entrega el fabricante:

Tabla 5.24: Capacidad del ventilador. Fuente [12]

Modelo	200	300	450	<b>650</b>	900	1100
Pot.al Eje [W]	13,5	15,0	20,0	<b>23,0</b>	41,0	47,0
Intensidad [A]	0,20	0,22	0,30	<b>0,35</b>	0,52	0,45

Luego el desarrollo de la ecuacion (5.45) queda definida de la siguiente manera:

$$N^{\circ}_{equipos} = \frac{156,25[W]}{23[W]} = 6,79 \approx 7[u]$$

### 5.7.4 Elección de la capacidad de funcionamiento

Existen tres opciones de funcionamiento del motor de la unidad seleccionada, esta es en capacidad máxima, media o mínima, las alternativas son evaluadas a partir de la ecuación (5.46) y presentadas a continuación:

$$N^{\circ}_{equipos} = \frac{Q_{climatización}}{Q_{entregado}} \tag{5.46}$$

Donde

$Q_{climatización}$  : Representa la carga de climatización demandada por el recinto en [W].

$Q_{entregado}$  : Representa la carga de climatización entregada por el Fan-Coil en [W].

El resultado de los cálculos realizados es presentado en las tablas 5.25 y 5.26, se tiene:

Tabla 5.25: Capacidad y números de equipos en invierno. Fuente [Propia]

Capacidad	$Q_{climatización}$	$Q_{entregado}$	N° de equipos
	[W]	[W]	[u]
Máxima	30.000	5.322	6
Media	30.000	4.525	7
Mínima	30.000	3.945	8

Tabla 5.26: Capacidad y números de equipos en verano. Fuente [Propia]

Capacidad	$Q_{climatización}$	$Q_{entregado}$	N° de equipos
	[W]	[W]	[u]
Máxima	25.000	4.222	6
Media	25.000	3.698	7
Mínima	25.000	3.282	8

Se conoce que son 7 unidades Fan – Coil a utilizar, por lo tanto al consultar las tablas 5.25 y 5.26 que capacidad es la que determina este número de equipo, estas arrojan ser la capacidad media.

### 5.7.5 Cálculo caudal de agua requerido

La cantidad de agua demandada para los meses de invierno y verano, se obtiene a partir de las expresiones (5.47) y (5.48).

#### Periodo de invierno

$$\dot{m} = \frac{Q_{calef.}}{C_{p.agua} * \Delta T} \quad (5.47)$$

Donde

$Q_{calef.}$  : Representa la potencia de calefacción requerida en el recinto en [W].

$C_{p.agua}$  : Representa el calor específico del agua en  $\left[ \frac{kJ}{kgk} \right]$  .

$\Delta T$  : Representa la caída de temperatura entre la salida y entrada de la unidad en invierno, se estima en 10[°C].

Luego

$$\dot{m} = \frac{30,0 [kW]}{4,18 \left[ \frac{kJ}{kgk} \right] * 10 [^{\circ}C]} = 1,025 \left[ \frac{l}{s} \right] \approx 3.690 \left[ \frac{l}{h} \right]$$

#### Periodo de verano

$$\dot{m} = \frac{Q_{refri.}}{C_{p.agua} * \Delta T} \quad (5.48)$$

Donde

$Q_{refri.}$  : Representa la potencia de refrigeración requerida en el recinto en [W].

$\Delta T$  : Representa la caída de temperatura entre la salida y entrada de la unidad en verano, se estima en 6[°C].

Luego

$$\dot{m} = \frac{25,0 [kW]}{4,18 \left[ \frac{kJ}{kgk} \right] * 6 [^{\circ}C]} = 0,99 \left[ \frac{l}{s} \right] \approx 3.564 \left[ \frac{l}{h} \right]$$

Finalmente y a partir de las 7 unidades Fan-Coil se obtiene:

Tabla 5.27: Aportes y requerimientos de las 7 unidades seleccionadas. Fuente [Propia]

Potencia total al eje del ventilador:	161 [W]
Caudal de agua teórico:	1,050 [l/s]
Caudal de agua real:	1,025 [l/s]
Potencia frigorífica entregada:	25.886 [W]
Potencia calorífica entregada:	31.675 [W]

## 5.8 Subsistema de circulación

### 5.8.1 Selección vasos de expansión

Su instalación se realiza en el circuito primario, secundario, terciario y a la salida del calefón, pero en esta ocasión no será analizado el vaso de expansión correspondiente al calefón ya que su intervención será variable y ocasional.

Según el ASHRAE<sup>9</sup>, para el dimensionamiento de los vasos de expansión se debe utilizar la ecuación propuesta por Brian W. Coad, ecuación que plantea lo siguiente:

$$V_r = \frac{V_c * \left[ \left( \frac{v_2}{v_1} \right) - 2 \right] - 3\alpha \Delta T}{P_2} \tag{5.49}$$

<sup>1</sup>

<sup>9</sup> American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers

Donde

$V_r$  : Volumen requerido en [l].

$V_c$  : Volumen del circuito en [l].

v: Volumen específico en  $\left[ \frac{kg}{m^3} \right]$  .

$\Delta T$  : Diferencia de temperatura en [°C].

$\alpha$ : Coeficiente lineal de expansión térmica para el cobre con un valor de  $17,1 \times 10^{-6} \left[ \frac{1}{^\circ C} \right]$  .

P: Presión de trabajo en [kPa].

Las variables con subíndice 1 denotan las propiedades a la temperatura baja y las del subíndice 2 a la temperatura alta.

- **Análisis circuito primario**

Inicialmente, se debe determinar cuánto volumen de mezcla agua-propilenglicol contiene el circuito, para ello se calcula el volumen de las cañerías que conforman el circuito, el volumen del fluido presente en los colectores y el volumen del intercambiador de calor (lado caliente).

### **Cálculo volumen del circuito ( $V_{c.1}$ )**

El volumen del fluido presente en los colectores es el más significativo, de su ficha técnica se obtiene un volumen de 0,7 [l/u] y como serán instalados 46 unidades el volumen total resulta ser de 32,2[l]. El volumen del intercambiador se obtiene de su ficha técnica y es de 1,14[l].

El volumen de las cañerías se estima a partir de su longitud y diámetro a través de la siguiente expresión:

$$V_{cañeria} = \frac{L * \pi * D_i^2}{4} \quad (5.50)$$

Donde

$D_i$ : Diámetro interior de la cañería en [m].

L: largo de la cañería en [m].

Primero, se debe determinar el diámetro de las cañerías instaladas en el circuito primario, esto se puede realizar utilizando una tabla de selección de cañerías para agua sin aditivos que depende del caudal y del fluido calo-portador, tabla que es presentada a continuación:

Tabla 5.28: tabla de selección de cañerías para agua sin aditivos. Fuente [13]

Diámetro nominal [mm]	Espesor de pared [mm]	Diámetro interior [mm]	Caudal [l/h]
18	1,0	16,0	Hasta 500
22	1,0	20,0	Hasta 950
28	1,0	26,0	Hasta 1.900
35	1,0	33,0	Hasta 3.600
42	1,0	40,0	Hasta 6.200
54	1,2	51,6	Hasta 12.000

A partir de la tabla 5.28 y del caudal conocido de 2.591 [l/h], se tiene que el diámetro interior debe ser de 33[mm] y el diámetro nominal de 35[mm].

Posteriormente, los metros de cañería del circuito primario serán estimados ya que su cálculo no forma parte de los objetivos de la presente habilitación profesional. La estimación se realiza a partir de la condición que se expresa en el manual de diseño de sistemas solares térmicos (S.S.T) que dicta que la relación entre metros de cañería instalados y la superficie captadora instalada debe ser: Por cada metro cuadrado de superficie captadora, se aceptan no más de 5 metros de cañería.

En esta ocasión se consideraran 2,0 [m] de cañería por cada metro cuadrado de campo solar, recordar que el área instalada fue de 43,0 [m<sup>2</sup>] aprox. por lo tanto el resultado es de 86,0[m] de cañería en el circuito primario.

Finalmente y a partir del desarrollo de la ecuación (5.50) se obtiene el volumen de cañería en el circuito primario:

$$V_{cañerías} = 86,0 \frac{[m] * \pi * 0,035^2 [m^2]}{4} = 0,08 [m^3] \approx 82,7 [l]$$

Por lo tanto, el volumen total en el circuito primario ( $V_{c.1}$ ) se obtiene a partir de la siguiente expresión:

$$V_{c.1} = V_{colectores} + V_{interc.} + V_{cañerías} \quad (5.51)$$

Luego

$$V_{c.1} = (32,2 + 1,14 + 82,7) [l] = 116,04 [l]$$

### Cálculo de los volúmenes específicos

De antecedentes históricos se obtiene que la temperatura mínima en la ciudad de Concepción se registró en el año 2007 con un valor de  $-6,4[^\circ\text{C}]$ , la temperatura máxima se obtiene del catálogo del colector solar seleccionado y se considera la temperatura máxima de servicio  $95[^\circ\text{C}]$  por si en algún momento se debe realizar la parada de la instalación solar.

Los volúmenes específicos se obtienen a partir de la densidad de la disolución a las temperatura de  $-6,4[^\circ\text{C}]$  y  $95[^\circ\text{C}]$ , se tiene lo siguiente:

$$v = \frac{1}{\rho} \quad (5.52)$$

Donde

$\rho$ : Densidad del fluido a la temperatura requerida en  $[\text{kg}/\text{m}^3]$ .

$v$ : Volumen específico en  $[\text{m}^3/\text{kg}]$ .

La densidad del agua es  $1[\text{g}/\text{cm}^3]$ , esta resulta ser muy similar a la densidad del etilenglicol  $1,116[\text{g}/\text{cm}^3]$ , por lo tanto y para facilitar los cálculos se trabaja solo con la densidades del agua, obteniéndose una densidad de  $1.186,27[\text{kg}/\text{m}^3]$  para una temperatura de  $-5[^\circ\text{C}]$  (temperatura más cercana a los  $-6,4[^\circ\text{C}]$ ) y una densidad de  $961,2[\text{kg}/\text{m}^3]$  para una temperatura de  $96[^\circ\text{C}]$  (temperatura más cercana a los  $95[^\circ\text{C}]$ ).

Por lo tanto y a partir de la ecuación (5.52), se determina que los volúmenes específicos para las temperaturas de  $-5[^\circ\text{C}]$  y  $96[^\circ\text{C}]$  son de  $8,42 \times 10^{-4}[\text{m}^3/\text{kg}]$  y  $1,04 \times 10^{-3}[\text{m}^3/\text{kg}]$  respectivamente.

### Cálculo de las presiones

Finalmente, la presión mínima se considera de 101,3[kPa] que es la presión atmosférica y la presión máxima es de 1.000[kPa] que es la que pueden soportar como máximo los colectores seleccionados. Además en el manual de diseño de sistemas solares térmicos (SST) se recomienda un sobredimensionamiento del 10[%] por motivos de seguridad.

Con estos antecedentes, se calcula el volumen requerido para el circuito primario a partir de la expresión (5.49), el desarrollo es presentado a continuación:

$$V_r = 116,04 \frac{[l] * 1,1 * \left( \frac{1,04 \times 10^{-3} \left[ \frac{m^3}{kg} \right]}{8,42 \times 10^{-4} \left[ \frac{m^3}{kg} \right]} \right) - 2 \left[ -3 * 17,1 \times 10^{-6} \left[ \frac{1}{\circ C} \right] * [95 - (-6,4)] [\circ C] \right]}{1 - \frac{1.000 [kPa]}{101,3 [kPa]}}$$

$$V_r = 11,02 [l]$$

De acuerdo al requerimiento se procede a seleccionar un vaso de expansión de capacidad 11[l] cerrado de membrana recambiable modelo 11AMR-B comercializado por SALVADOR ESCODA.

El vaso de expansión seleccionado será instalado en el retorno, específicamente antes de la aspiración de la bomba de circulación, de esta manera se evita que la bomba Cavite y los golpes de ariete.

- **Análisis circuito secundario**

**Cálculo volumen del circuito (V<sub>c.2</sub>)**

En este circuito, el volumen del intercambiador de calor es el mismo, de catálogo se tiene que el volumen del tanque acumulador es de 3.000[l], pero como solo interviene un solo lado (entrada de agua caliente) se consideran 1.500[l].

Con respecto al diámetro de las cañerías este se considera de 35 [mm] debido al mismo caudal y el largo de las cañerías se considera de 1 metro por metro cuadrado de área de captación instalada, por lo tanto y a partir de la ecuación (5.50) se tiene:

$$V_{cañerías} = 43 \frac{[m] * \pi * 0,035^2 [m^2]}{4} = 0,041 [m^3] \approx 41,4 [l]$$

El volumen total presente en el circuito secundario se determina a partir de la siguiente expresión:

$$V_{c.2} = V_{interc.} + V_{acumulador} + V_{cañerías} \quad (5.53)$$

Luego

$$V_{c.2} = (1,14 + 1.500 + 41,4) [l] = 1.542,54 [l]$$

### Cálculo de los volúmenes específicos

Como este circuito se encuentra en un recinto cerrado, la temperatura mínima histórica no puede ser utilizada, por esta razón se considera la temperatura más baja registrada en agua de la red (año 2014) que fue de 9,8[°C] en el mes de Agosto, y la temperatura más alta se considera de 55 [°C].

La densidad de agua a los 10[°C] (temperatura más cercana a los 9,8 °C) es de 999,73[kg/m<sup>3</sup>] y la densidad del agua a los 55 [°C] es de 985,65 [kg/m<sup>3</sup>]; a partir de estos antecedentes y de la ecuación (5.52), se determinan los volúmenes específicos.

Posteriormente se procede a determinar el volumen requerido en el circuito secundario considerando las mismas presiones anteriores y el 10[0%] sobredimensionado por motivos de seguridad, el desarrollo de la ecuación (5.49) es:

$$V_r = 1.542,54 \frac{[l] * 1,1 * \left[ \frac{1,02 \times 10^{-3} \left[ \frac{m^3}{kg} \right]}{1 \times 10^{-3} \left[ \frac{m^3}{kg} \right]} \right] - 2 \left[ -3 * 17,1 \times 10^{-6} \left[ \frac{1}{^\circ C} \right] * [55 - 9,8] [^\circ C] \right]}{1 - \frac{1.000 [kPa]}{101,325 [kPa]}}$$

$$V_r = 73,25 [l]$$

De acuerdo al requerimiento se procede a seleccionar un vaso de expansión de capacidad 80[l] cerrado de membrana de goma SBR modelo VESY006 comercializado por GIACOMINI. El vaso seleccionado debe ser instalado en el retorno, justo antes de la bomba de circulación.

- **Análisis circuito terciario**

El volumen necesario para el cálculo de este vaso de expansión se obtiene de la suma del fluido contenido en las cañerías del terciario, en el tanque acumulador (salida agua caliente) y en la bomba de calor por absorción; el volumen en el calefón es menor por esta razón se trabaja solo con la bomba de calor.

### **Cálculo del volumen del circuito ( $V_{c.3}$ )**

Al igual que en el circuito secundario el volumen en el tanque acumulador se considera de 1.500[l] y del catálogo de la bomba de calor por absorción YAZAKI se obtiene que el volumen total de agua contenido es de 55[l], resultado de la suma del agua refrigerada más el agua de enfriamiento para disipación de calor y más la energía en forma de agua caliente al generador.

Con respecto a las cañerías, el largo se obtiene de la relación de 3 metros de cañería por metro cuadrado de campo solar instalado, por lo tanto se consideran 129 [m] de cañería; el diámetro nominal considerado es de 42[mm] debido al caudal de agua caliente requerido por la bomba de calor por absorción que se obtiene de catálogo y es de 1,2[l/s], caudal que está por sobre los 1,025[l/s] requeridos por el Fan-Coil en el periodo de invierno.

Por lo tanto y a partir de la ecuación (5.50) se tiene:

$$V_{cañerías} = 129 \frac{[m] * \pi * 0,042^2 [m^2]}{4} = 0,178 [m^3] \approx 178,7 [l]$$

El volumen total presente en el circuito secundario se obtiene de:

$$V_{c.3} = V_{acumulador} + V_{bombacalor} + V_{cañerías} \quad (5.54)$$

$$V_{c.3} = (1.500 + 55 + 178,8) [l] = 1.733,72 [l]$$

### **Cálculo de los volúmenes específicos**

La temperatura más baja se conserva en 9,8[°C] y en lo que se respecta a la temperatura máxima, se consideran 85[°C] ya que el rango aceptado de ingreso del agua caliente al Generador esta entre 70 y 95 [°C]. La densidad del agua a los 90 [°C] (temperatura más cercana a los 85[°C]) es de 965,34

[kg/m<sup>3</sup>]; a partir de estos antecedentes y de la ecuación (5.52) se determinan los volúmenes específicos.

Finalmente se procede a determinar el volumen requerido en el circuito terciario considerando las mismas presiones anteriores y el 10[%] sobredimensionado.

$$V_r = 1.733,72 \frac{[l] * 1,1 * \left[ \frac{1,03 \times 10^{-3} \left[ \frac{m^3}{kg} \right]}{1 \times 10^{-3} \left[ \frac{m^3}{kg} \right]} \right] - 2 \left[ -3 * 17,1 \times 10^{-6} \left[ \frac{1}{^\circ C} \right] * [85 - 9,8] [^\circ C] \right]}{1 - \frac{1.000 [kPa]}{101,325 [kPa]}}$$

$$V_r = 82,35 [l]$$

De acuerdo al requerimiento se procede a seleccionar otro vaso de expansión de capacidad 100[l] cerrado de membrana de goma SBR modelo VESY007 comercializado por GIACOMINI. El vaso seleccionado será instalado a la salida del tanque acumulador.

Para mayores detalles de los vasos de expansión seleccionados, ver ANEXO I, sección A.1.8.

### 5.8.2 Selección bombas de circulación

El sistema de bombeo está compuesto por todas las bombas que se encargan de mantener en circulación los fluidos presentes en el sistema. La selección adecuada de la bomba depende principalmente de las pérdidas de carga que se generan a lo largo del circuito producto de la fricción del fluido con las paredes de las cañerías y a la oposición que sufre al encontrarse con codos, curvas, válvulas, etc. y del caudal de diseño del circuito. El análisis se realiza circuito por circuito.

#### 5.8.2.1 Estimación de las pérdidas de carga en los circuitos

- **Circuito primario**

Para la selección de la bomba del circuito primario se deben estimar las pérdidas de carga sufridas por el fluido calo-portador en los colectores solares, en las cañerías y en el intercambiador de calor de placas (lado caliente).

Cabe destacar que para efectos de cálculo, se considerara agua como fluido de trabajo y no la mezcla de agua con propilenglicol, el resultado se someterá a un factor de corrección recomendado

por el CTE de 1,1 para compensar el aumento de las pérdidas de carga en las cañerías por incrustaciones debido a la presencia del anticongelante y también por el aumento de su densidad al ser un anticongelante a base de glicol.

### Colector solar

Las pérdidas de carga totales se obtienen de la suma de las pérdidas de la cañería más lejana a la entrada del fluido frío y las pérdidas de la batería de colectores en serie más lejana, se tiene:

$$H_{c.s} = n * H_u \quad (5.55)$$

Siendo

$H_{c.s}$  : Pérdida de carga de los colectores en serie en [m.c.a.].

$n$  : Número de colectores en serie en [u].

$H_u$  : Pérdida de carga unitaria por colector, ANPASOL recomienda 0,008 [m.c.a/u] para un caudal de 60[l/h].

El desarrollo de la ecuación (5.55) es:

$$H_{c.s} = 4[u] * 0,008 \left[ \frac{m.c.a}{u} \right] = 0,03 [m.c.a]$$

### Intercambiador de calor

El manual de diseño de sistemas solares térmicos en Chile establece que las pérdidas de carga de diseño en el intercambiador deben ser siempre inferiores a los 3 [m.c.a] y de catálogo se tiene una pérdida de carga de 2,06 [m.c.a.] y sometido al factor de corrección de 1,1 se obtiene una pérdida de carga de 2,26[m.c.a.] para el caudal de 3.600[l/h], este valor es aceptable y se encuentra dentro del rango permitido.

### Cañerías

Las pérdidas de carga en cañerías dependen principalmente de la velocidad del fluido, del diámetro de la tubería, de su rugosidad y de las características del fluido que lo recorre.

Ahora bien, para determinar la velocidad de un fluido que circula por una cañería, conocidos su diámetro y su caudal se utiliza la siguiente expresión:

$$v = \frac{\dot{Q}}{\frac{\pi * D^2}{4}} \quad (5.56)$$

Donde

$v$  : Velocidad del fluido calo-portador en [m/s].

$D$  : Diámetro interior de la cañería en [m].

$\dot{Q}$  : Caudal requerido en el circuito primario en [m<sup>3</sup>/s].

Al reemplazar los valores en la ecuación (5.56) se tiene

$$v = \frac{7,09 \times 10^{-4} \left[ \frac{m^3}{s} \right]}{\frac{\pi * 0,035^2 [m^2]}{4}} = 0,73 \left[ \frac{m}{s} \right]$$

Como fue mencionado en el capítulo 2, la velocidad del fluido calo-portador en el circuito primario para cañerías de HDPE debe ser siempre superior a 0,5[m/s] e inferior a 2 [m/s], por lo tanto el resultado de 0,73[m/s] se encuentra dentro del rango permitido.

A partir de los cálculos realizados y la expresión obtenida de la fórmula de Flamant, que sirve para el caso de cañerías de paredes lisas por las que circula agua caliente sin aditivos, se procede a estimar las pérdidas de carga:

$$H_{c.u} = \frac{378 * \dot{Q}^{1,75}}{D^{4,75}} \quad (5.57)$$

Donde

$H_{c.u}$ : Pérdida de carga por metro lineal de cañería en  $\left[ \frac{mm.c.a}{m} \right]$ .

$\dot{Q}$ : Caudal que circula por la cañería en [l/h].

$D$ : Diámetro interior de la cañería en [mm].

Luego

$$H_{c.u} = \frac{378 * 2.591^{1,75} [l/h]}{35^{4,75} [mm]} = 16,47 \left[ \frac{mm \cdot c \cdot a}{m} \right]$$

Las pérdidas de carga regulares totales obedecen a la siguiente expresión:

$$H_{REG.} = H_{c.u} * L_{cañeria} \quad (5.58)$$

Donde

$H_{REG.}$  : Pérdidas de carga regulares en [m.c.a].

$L_{cañeria}$  : Longitud de cañería considerada en [m].

Por lo tanto al reemplazar los valores en la ecuación (5.58) se tiene

$$H_{REG.} = 16,47 \left[ \frac{mm \cdot c \cdot a}{m} \right] * 86 [m] * 1,1 = 1.558,06 [mm \cdot c \cdot a.] \approx 1,56 [m \cdot c \cdot a.]$$

Con respecto a las pérdidas de carga singulares producidas por el cambio de dirección, derivaciones o elementos hidráulicos presentes, se consideraran equivalentes a un 30[%] de las pérdidas de carga regulares estimadas, ya que el circuito propuesto fue realizado solo para ilustrar y esto implica que los accesorios como té, codos o reductores no se puedan determinar de buena manera.

Luego el total de pérdidas regulares y singulares en las cañerías se determina a partir de la ecuación (5.59):

$$H_{T. cañerías} = H_{REG.} + H_{sin.} \quad (5.59)$$

Donde

$H_{T. cañerías}$  : Total de las pérdidas de cargas regulares y singulares en [m.c.a].

$H_{sin.}$  : Pérdidas de carga singulares en [m.c.a].

$H_{REG.}$  : Pérdidas de carga regulares en [m.c.a.].

Reemplazando los valores en la ecuación (5.59) se tiene

$$H_{T.cañerías} = (1,56 * 1,3) [m.c.a.] = 2,03 [m.c.a.]$$

Finalmente las pérdidas totales presentes en el circuito primario se determinan a partir de la suma de las pérdidas de carga en los colectores, intercambiador y cañerías, se tiene lo siguiente:

$$H_{Total} = H_{c.s} + H_{inter.} + H_{T.cañerías} \quad (5.60)$$

Por lo tanto

$$H_{Total} = (0,03 + 2,26 + 2,03) [m.c.a.] = 4,32 [m.c.a.]$$

Según catálogo de instalaciones térmicas en Chile, las pérdidas de carga no deberían ser superiores a

los  $40 \left[ \frac{mm.c.a.}{m} \right]$  (milímetros columna de agua por metro lineal de longitud), de las estimaciones

realizadas y a partir de la ecuación (5.61) se tiene:

$$40 \left[ \frac{mm.c.a.}{m} \right] > \frac{H_{Total}}{L_{cañería}} \quad (5.61)$$

Luego se tiene

$$40 \left[ \frac{mm.c.a.}{m} \right] > \frac{4,660 [mm.c.a.]}{86 [m]} = 50,2 \left[ \frac{mm.c.a.}{m} \right]$$

Las estimaciones realizadas de las pérdidas de carga correspondientes al circuito primario entregan

un valor de  $50,2 \left[ \frac{mm.c.a.}{m} \right]$ , este valor posiblemente se debe a los metros de cañería

considerados, al coeficiente de corrección o bien al porcentaje de equivalencia entre las pérdidas regulares y las pérdidas singulares.

- **Circuito secundario**

Para seleccionar la bomba de circulación se debe considerar el caudal que aquí circula y estimar las pérdidas de carga en el intercambiador de calor (lado frío) y en cañerías.

### Intercambiador de calor

Sus pérdidas de carga son menores a las calculadas para el circuito primario debido al mayor delta temperatura presente y se estiman en un 50[%] menor, además aquí el fluido calo-portador es solo agua, por lo tanto no se debe utilizar el factor de corrección, por lo tanto se tiene que:

$$H_{inter.} = 2,06 * 0,5 [m.c.a.] = 1,03 [m.c.a.]$$

### Cañerías

En el circuito secundario el caudal es el mismo que en el primario, por lo tanto el diámetro nominal de las cañerías corresponde a 35[mm] y la velocidad a 0,73[m/s], además el largo total de las cañerías ya fue estimado anteriormente y es de 43[m].

Haciendo uso de la ecuación (5.58) se tiene:

$$H_{REG.} = 16,47 \left[ \frac{mm.c.a.}{m} \right] * 43 [m] = 708,47 [mm.c.a.] \approx 0,71 [m.c.a.]$$

Con respecto a las pérdidas de carga singulares estas se pueden estimar de un valor del 30[%] de las pérdidas regulares, por lo tanto y a partir de la ecuación (5.59) se tiene:

$$H_{T.cañerías} = 1,3 * 0,71 [m.c.a.] = 0,92 [m.c.a.]$$

Finalmente las pérdidas de carga totales presentes en el circuito secundario se determinan con la ecuación (5.62) a partir de la suma de las pérdidas en el intercambiador de calor (lado frío) y en las cañerías, de esta manera se tiene:

$$H_{Total} = H_{inter.} + H_{T.cañerías} \quad (5.62)$$

Por lo tanto

$$H_{Total} = (1,03 + 0,92) [m.c.a.] = 1,95 [m.c.a.]$$

Con respecto a lo que recomienda el catálogo de instalaciones térmicas en Chile se tiene:

$$4 \quad 0 \left[ \frac{\text{mm.c.a.}}{m} \right] > \frac{1.950 [\text{mm.c.a.}]}{43 [m]} = 45,35 \left[ \frac{\text{mm.c.a.}}{m} \right]$$

Este valor es muy similar a lo recomendado y se encuentra en el rango de lo aceptable.

- **Circuito terciario**

El circuito terciario considerado en verano es distinto al de invierno; en verano las pérdidas de carga a estimar provienen de las cañerías que lo conforman, del calefón y del generador de la bomba de calor por absorción. Por otra parte en invierno las pérdidas consideradas provienen de las cañerías, calefón y los Fan-Coil.

#### **Bomba de calor**

De catálogo se tiene que las pérdidas de carga producidas en el generador de la bomba de calor por absorción son de 8,98[m.c.a.]

#### **Calefón**

En el catálogo del calefón seleccionado no se encuentran las pérdidas de carga, por esta razón estas deben ser estimadas. De acuerdo a literatura y recomendaciones las pérdidas de carga presentes en un calefón se encuentran entre 2 a 3[m.c.a.], para esta ocasión se consideran 2,5 [m.c.a.]

#### **Cañerías**

##### **Invierno**

El largo total de cañerías considerado para el circuito terciario fue de 86[m], con un diámetro nominal de 42[mm] y caudal de agua requerido de 3.690[l/h], entonces a partir de la ecuación (5.57) son estimadas las pérdidas unitarias:

$$H_{c.u} = \frac{378 * 3.690^{1,75} \left[ \frac{l}{h} \right]}{42^{4,75} [mm]} = 12,86 \left[ \frac{\text{mm.c.a.}}{m} \right]$$

Por lo tanto y a partir de la ecuación (5.58) las pérdidas regulares totales son:

$$H_{REG.} = 12,86 \left[ \frac{\text{mm.c.a.}}{m} \right] * 86 [m] = 1.106,24 [\text{mm.c.a.}] \approx 1,1 [m.c.a.]$$

Con respecto a las pérdidas de carga singulares estas también se pueden estimar de un valor del 30[%] de las pérdidas regulares, por lo tanto y a partir de la ecuación (5.59) se tiene:

$$H_{T. cañerías} = 1,3 * 1,1 [m.c.a.] = 1,43 [m.c.a.]$$

### Verano

Para la condición de verano, los metros de cañería considerados son menores, ya que solo se debe producir la conexión entre el tanque acumulador y la bomba de calor por absorción, pasando por el calefón de acuerdo al requerimiento, por lo tanto se consideran 43 [m] de cañería; el caudal de agua necesaria para el generador se obtiene del catálogo de la bomba de calor YAZAKI y es de 4.320[l/h] por lo tanto el diámetro nominal será de 42[mm].

A partir de la ecuación (5.57) se estiman las pérdidas unitarias:

$$H_{c.u} = \frac{378 * 4.320^{1,75} \left[ \frac{l}{h} \right]}{42^{4,75} [mm]} = 16,9 \left[ \frac{mm.c.a.}{m} \right]$$

Por lo tanto y a partir de la ecuación (5.58), las pérdidas regulares totales son:

$$H_{REG.} = 16,9 \left[ \frac{mm.c.a.}{m} \right] * 43 [m] = 727 [mm.c.a.] \approx 0,73 [m.c.a.]$$

Con respecto a las pérdidas de carga singulares pueden ser estimadas de un valor del 30[%] de las pérdidas regulares, por lo tanto se tiene:

$$H_{T. cañerías} = 1,3 * 0,73 [m.c.a.] = 0,94 [m.c.a.]$$

### Fan – Coil

Según catálogo del equipo se tiene que las pérdidas de carga en el modo caliente son de 2,6[m.c.a.].

Finalmente las pérdidas de carga totales presentes en el circuito terciario se determinan a partir de las siguientes expresiones correspondientes a la época de verano e invierno.

### Verano

$$H_{Total} = H_{generador} + H_{calefón} + H_{T.cañerías} \quad (5.63)$$

Por lo tanto

$$H_{Total} = (8,98 + 2,5 + 0,94) [m.c.a.] = 12,42 [m.c.a.]$$

### Invierno

$$H_{Total} = H_{fan-coils} + H_{calefón} + H_{T.cañerías} \quad (5.64)$$

Por lo tanto

$$H_{Total} = (2,6 + 2,5 + 1,43) [m.c.a.] = 6,53 [m.c.a.]$$

El cálculo determinó que las pérdidas de carga más altas se encuentran en el periodo de verano, por esta razón la selección de la bomba de circulación se realizara con respecto a este valor quedando por consecuencia satisfecho el escenario en invierno.

- **Circuito a torre de enfriamiento**

#### Bomba de calor

De catálogo se tiene que las pérdidas de carga totales que da el fabricante para este circuito en el absorbedor y condensador de la bomba de calor son de 41 [kPa] es decir 4,18[m.c.a.] en un caudal de 9.000[l/h].

#### Cañerías

Se utiliza un largo de cañerías de 30[m], valor recomendado por el fabricante en la operación con bomba de calor de 17,6[kW] de potencia, el diámetro nominal es de 54[mm] correspondiente a los 9.000[l/h]. A partir de la ecuación (5.57) son estimadas las pérdidas unitarias:

$$H_{c.u} = \frac{378 * 9.000^{1,75} \left[ \frac{l}{h} \right]}{54^{4,75} [mm]} = 18,55 \left[ \frac{mm.c.a.}{m} \right]$$

A partir de la ecuación (5.58), las pérdidas regulares totales son:

$$H_{REG.} = 18,55 \left[ \frac{mm.c.a.}{m} \right] * 30[m] = 556,75 [mm.c.a.] \approx 0,56 [m.c.a.]$$

Con respecto a las pérdidas de carga singulares pueden ser estimadas de un valor del 30[%] de las pérdidas regulares, por lo tanto y a partir de la ecuación (5.59) se tiene:

$$H_{T.cañerías} = 1,3 * 0,56 [m.c.a.] = 0,72 [m.c.a.]$$

Finalmente se determinan las pérdidas de carga totales a partir de la ecuación (5.65):

$$H_{Total} = H_{absor./cond.} + H_{T.cañerías} \quad (5.65)$$

Luego reemplazando los valores en la ecuación (5.65) se obtiene

$$H_{Total} = (4,18 + 0,72) [m.c.a.] = 4,9 [m.c.a.]$$

- **Circuito cuaternario**

Las pérdidas de carga en este circuito se obtienen de la suma de las pérdidas en cañerías, en el evaporador de la bomba YAZAKI y en unidades Fan-Coil.

### **Bomba de calor**

Realizada la consulta al catálogo general de la bomba YAZAKI se obtiene que las pérdidas de carga producidas en el evaporador son de 5,7[m.c.a.].

### **Fan - Coil**

Según catálogo se tiene que las pérdidas de carga en el modo frío son de 3[m.c.a.].

### **Cañerías**

Según catálogo general de la bomba YAZAKI el caudal de agua que debe circular entre el evaporador y los Fan-Coil debe ser de 2.772 [l/h], además se tiene un largo de cañería recomendado de 30[m], con estos antecedentes se determina el diámetro nominal que es de 35[mm]. A partir de la ecuación (5.57) se estiman las pérdidas unitarias:

$$H_{c.u} = \frac{378 * 2.772^{1,75} \left[ \frac{l}{h} \right]}{35^{4,75} [mm]} = 18,53 \left[ \frac{mm.c.a.}{m} \right]$$

Por lo tanto y a partir de la ecuación (5.58), las pérdidas regulares totales son:

$$H_{REG.} = 18,53 \left[ \frac{mm.c.a.}{m} \right] * 30 [m] = 556,13 [mm.c.a.] \approx 0,56 [m.c.a.]$$

Con respecto a las pérdidas de carga singulares pueden ser estimadas de un valor del 30[%] de las pérdidas regulares, obteniéndose:

$$H_{T.cañerías} = 1,3 * 0,56 [m.c.a.] = 0,72 [m.c.a.]$$

Finalmente se determinan las pérdidas de carga totales a partir de la ecuación (5.66):

$$H_{Total} = H_{evaporador} + H_{T.cañerías} + H_{fan-coils} \tag{5.66}$$

Luego al reemplazar los valores en la ecuación (5.66) se tiene

$$H_{Total} = (5,7 + 0,72 + 3) [m.c.a.] = 9,42 [m.c.a.]$$

**Bombas seleccionadas según requerimiento:**

Tabla 5.29: Resumen selección bomba de cada circuito. Fuente [Propia]

Circuito	Q <sub>requerido</sub> [l/h]	H <sub>total</sub> [m.c.a.]	Q <sub>max.</sub> [l/h]	H <sub>max.</sub> [m.c.a.]	Modelo bomba
Primario	2.591	4,32	4.000	7	Star-STG 15/6.5
Secundario	2.591	1,95	3.500	4	Star-STG 15/4
Terciario	4.320	12,42	12.000	12	Stratos 40/1-12
Cuaternario	3.564	9,42	9.000	10	Stratos 25/1-10
A torre	9.000	4,90	9.000	10	Stratos 25/1-10

Donde

Q<sub>requerido</sub>: Caudal de fluido requerido en el circuito en [l/h].

$H_{total}$ : Pérdidas de carga total del circuito en [m.c.a.].

$Q_{max}$ : Caudal máximo de trabajo de la bomba en [m.c.a.].

$H_{max}$ : Altura máxima de impulsión de la bomba en [m.c.a.].

Para mayor detalle de las bombas seleccionadas, ver ANEXO I, sección A.1.9.

### 5.8.3 Selección aislación térmica

Con el fin de disminuir al máximo las pérdidas térmicas en los elementos sensibles de la instalación como cañerías, accesorios y componentes es que se debe aislar el circuito. En esta ocasión el análisis de la aislación se realiza considerando solo las cañerías por ser el elemento determinante y de mayor presencia.

El espesor de aislación se elige en función de la temperatura del fluido y el diámetro de la tubería, también dependiendo si las tuberías son interiores o exteriores; cuando se encuentran en el exterior los espesores indicados en la tabla 5.30 y 5.31 se incrementan como mínimo en 10 [mm] para fluidos calientes y en 20[mm] para fluidos fríos correspondientemente.

Tabla 5.30: Espesor mínimo referencial de tuberías y accesorios con fluido interior caliente. Fuente [14]

Diámetro exterior (mm)	Espesor (mm) según temperatura del fluido			
	40-65 °C	65-100 °C	100-150 °C	150-200 °C
$D \leq 35$	20	20	30	40
$35 < D \leq 60$	20	30	40	40
$60 < D \leq 90$	30	30	40	50
$90 < D \leq 140$	30	40	50	50
$140 < D$	30	40	50	60

Tabla 5.31: Espesor mínimo referencial de tuberías y accesorios con fluido interior frío. Fuente [14]

Diámetro exterior (mm)	Espesor (mm) según temperatura del fluido			
	- 20 - - 10 °C	- 10-0 °C	0-10 °C	> 10 °C
$D \leq 35$	40	30	20	20
$35 < D \leq 60$	50	40	30	20
$60 < D \leq 90$	50	40	30	30
$90 < D \leq 140$	60	50	40	30
$140 < D$	60	50	40	30

Los espesores indicados en las tablas 5.30 y 5.31 son válidos para materiales con conductividad térmica de referencia ( $\lambda_{ref.}$ ) igual a 0,040 [W/mmK] a 20[°C]. Si se emplean materiales con conductividad térmica distinta a la de referencia, el espesor mínimo de aislamiento se calcula mediante la siguiente expresión descrita por el RITCH:

$$e \geq \frac{\varnothing_i}{2} \left[ \exp \left( \frac{\lambda_a}{\lambda_{ref.}} * \ln \frac{\varnothing_i + 2 * e_{ref.}}{D_i} \right) - 1 \right] \quad (5.67)$$

Donde

$e$  : Espesor mínimo de aislación en [mm].

$\varnothing_i$ : Diámetro interior de la superficie de sección circular o diámetro nominal en [mm].

$\lambda_a$  : Conductividad térmica del material aislante en [W/mK].

$e_{ref.}$  : Espesor mínimo de aislamiento referencial en [mm], indicado en las tablas 5.30 y 5.31.

De todos los aislantes presentes en el mercado se determinó utilizar coquillas de espuma elastómerica formada por caucho sintético con estructura celular cerrada, sus principales características son:

Tabla 5.32: Principales características del aislante seleccionado. Fuente [15]

Temperatura límite:	105 (°C)
Comportamiento ante el fuego:	Auto-extinguible
Resistencia mecánica:	Media
Resistencia al agua:	Muy alta
Peso específico:	60
Coef. de conductividad a los 20[°C]:	0,031 [W/mK]
Flexibilidad:	Alta
Presentación:	Tubos de 2 [m]
Color:	Negro
Longitud recomendada de instalación:	1,2[m]

Luego aplicando la ecuación (5.67) y a partir de las tablas 5.30 y 5.31, es posible determinar los espesores de aislamiento para los circuitos contemplados, los resultados son presentados en la siguiente tabla:

Tabla 5.33: Resumen cálculo de espesor de aislación para cada circuito. Fuente [Propia]

Circuito	Ubicación	$\varnothing_n$ nominal [mm]	$e$ [mm]
Primario	Exterior/interior	35	16,6
Secundario	Interior	35	16,6
Terciario	Interior	42	24,6
Cuaternario	Interior	35	16,6
A torre	Interior/exterior	54	20,9

Los valores obtenidos para los espesores de aislación térmica en cañerías, se someten a un factor de seguridad (f.s.) recomendado por el RITCH (2007) de un 10[%], finalmente los espesores resultantes se aproximan a espesores comerciales de la empresa AISLACENTRO LTDA, ubicada en la ciudad de Concepción, de esta manera se tiene:

Tabla 5.34: Espesor de aislación sometido a factor de seguridad y espesor comercial. Fuente [Propia]

Circuito	espesor con f.s. [mm]	espesor Comercial [mm]
Primario	18,26	19
Secundario	18,26	19
Terciario	27,06	30
Cuaternario	18,26	19
A torre	22,99	25

## 5.9 Subsistema de regulación y control

### 5.9.1 Selección de sus componentes

El sistema emplea un regulador que a su vez incluye dos sondas de temperatura,  $T_1$  y  $T_2$ , y una sonda de insolación. En este caso, la sonda caliente  $T_1$  se sitúa en la entrada del circuito primario al intercambiador externo y la sonda  $T_2$  en la parte inferior del tanque acumulador. La sonda de insolación se sitúa en el exterior, junto a los captadores solares con la misma inclinación y

orientación que éstos. Además existen dos sondas conectadas a las bombas de circulación presentes en el circuito primario y secundario.

### **Selección regulador**

El regulador térmico seleccionado, es el regulador térmico diferencial controlado por microprocesador, de la marca IBERSOLAR. El regulador solar ST SUNDRA 34/6 ofrece todo lo que un sistema térmico solar necesita. Está controlado por un microprocesador que supervisa y controla los sistemas térmicos solares que constan de varios colectores (46 en el presente proyecto) y un tanque acumulador. Además del control de los sistemas solares, el regulador también asume la supervisión del sistema e importantes funciones de seguridad. Los parámetros del sistema y los valores pueden ser vistos y modificados a través de una pantalla LCD mediante un menú de 16 caracteres además el regulador cuenta con dos entradas para medir la temperatura y una salida para activar la bomba solar (circuito primario).

### **Selección sondas de temperatura**

Las sondas de temperatura seleccionadas, pertenecen al fabricante RESOL, modelo FKP5,5 Y FRP5,5 para captador solar y tanque acumulador respectivamente, estas son indicadas para el montaje en vainas de inmersión.

### **Selección sonda de insolación**

La sonda de insolación o sonda exterior seleccionada, pertenece al fabricante OSAKA, modelo CP 84-T para captadores solares térmicos de longitud 1,5 [m].

Para mayor detalle de los elementos seleccionados del subsistema de regulación y control, ver ANEXO I, sección A.1.10.

La siguiente imagen, muestra la ubicación de los elementos que conforman el subsistema de regulación y control en el sistema de climatización propuesto:

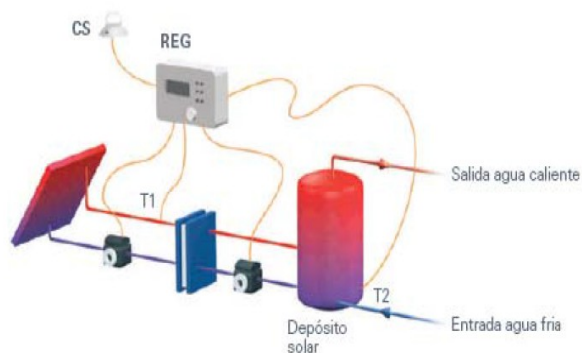


Figura 5.6: Componentes del subsistema de regulación y control

### Funcionamiento del subsistema

- La bomba del circuito primario se pone en funcionamiento cuando la Irradiación sobre el campo de captadores planos, medida por la sonda de insolación, es mayor a los 100[Wh/m<sup>2</sup>].
- Estando la bomba de circulación primaria en marcha, se produce un aumento de la temperatura del circuito de captadores. Cuando la sonda de temperatura situada en la entrada del intercambiador de calor detecta una temperatura T<sub>1</sub> superior en 4-6 [°C] a la temperatura T<sub>2</sub> medida por la sonda situada en la parte inferior del tanque acumulador, la regulación pone en marcha la bomba del circuito secundario, iniciándose la aportación de energía solar al tanque acumulador.
- La bomba de circulación secundaria se detiene cuando la diferencia entre T<sub>1</sub> y T<sub>2</sub> es inferior a 2[°C].

## 5.10 Alternativas al sistema de climatización propuesto

### 5.10.1 Alternativa 1: Bomba de calor por absorción reversible a llama directa

#### Introducción

La alternativa 1 contempla implementar un sistema de climatización basado en una bomba de calor por ciclo de absorción que utiliza GLP como fuente de calentamiento en el generador; la bomba de calor al ser reversible permite suministrar agua refrigerada para climatización en verano o agua caliente con una elevadísima eficiencia térmica para calefacción en invierno a partir de los equipos terminales Fan-Coil.

El fluido que utiliza este ciclo de refrigeración, es una solución de agua y amoníaco (NH<sub>3</sub>), siendo el amoníaco el refrigerante y el agua el absorbente. El NH<sub>3</sub> es el más tradicional de los refrigerantes inorgánicos conociéndose como tal con la denominación de R-717.

Estas máquinas térmicas aseguran hasta un 30 [%] de reducción de los costos anuales de calefacción y de las emisiones de CO<sub>2</sub> en comparación con las mejores calderas por condensación. Además se reduce hasta en un 86[%] la necesidad de energía eléctrica en comparación con los sistemas eléctricos tradicionales gracias al uso predominante del gas.

En cuanto a su aplicación recomendada, estas bombas de calor son ideales en instalaciones industriales, comerciales, receptivas y del sector terciario.

#### **5.10.1.1 Selección bomba de calor**

Considerando las cargas de calefacción y refrigeración a satisfacer de 30,0[kW] y 25,0[kW] respectivamente, se procede a seleccionar una bomba de calor por absorción reversible a llama directa serie GAHP-AR del fabricante ROBUR distribuida por ABSORSISTEM con una potencia térmica de calefacción 35,3 [kW] y una potencia frigorífica de 25,7[kW], su eficiencia térmica es de 140[%].

Para mayores detalles de la bomba de calor seleccionada, ver ANEXO I, sección A.1.11

#### **5.10.2 Alternativa 2: Bomba de calor tradicional aire-aire**

##### **5.10.2.1 Selección bomba de calor aire-aire**

En la sección 2.1.3.4 del capítulo 2 se dio a conocer la bomba de calor que iba a ser considerada, esta es una bomba de calor tradicional tipo aire-aire que se caracteriza por funcionar a partir de una compresión mecánica utilizando para dicha acción energía eléctrica.

A partir de las cargas térmicas de climatización invierno-verano se procede a seleccionar una bomba de calor aire-aire tipo Split (partida) modelo 40Pz/38Pz y serie 030 del fabricante Carrier con capacidad frigorífica nominal de 28,5 [kW] y capacidad calorífica nominal de 30,58[kW].

Las demás características de la máquina térmica seleccionada pueden ser vistas en el ANEXO I, sección A.1.12.

## Capítulo 6: Evaluación económica

### 6.1 Costos de energía

#### 6.1.1 Sistema de climatización propuesto

- Cálculo del costo de consumo energético

En el capítulo 5, sección (5.1.3) fue calculado el aporte del sistema solar; existe una diferencia de energía que el sistema auxiliar debe satisfacer, para determinarlo se utilizan las ecuaciones (2.11), (2.12) y (2.13) del capítulo 2, de esta manera se tiene:

Ecuación (2.11) para determinar el rendimiento del sistema:

$$\eta_{Sistema} = \eta_{calefón} * \eta_{instalación} = \frac{(87 * 90)}{100} = 78\%$$

Ecuación (2.12) para determinar la masa de combustible de gas:

A modo de ejemplo, se realiza el cálculo de la masa de combustible a satisfacer para el mes de Enero:

$$\dot{m}_{GLP-enero} = \frac{Q_{enero}}{\eta_{Sistema} * PCI} = \frac{432,25 \left[ \frac{kWh}{mes} \right]}{0,78 * 12,87 \left[ \frac{kWh}{kg} \right]} = 43,06 \left[ \frac{kg}{mes} \right]$$

Ecuación (2.13) para determinar el costo asociado a la masa de combustible:

$$Costo_{consumo-enero} = \dot{m}_{GLP} * Costo_{GLP} = 43,06 \left[ \frac{kg}{mes} \right] * 1,66 \left[ \frac{US \$}{kg} \right] = 71,48 \left[ \frac{US \$}{mes} \right]$$

Nota: el PCI<sup>10</sup>, rendimiento del calefón (  $\eta_{calefón}$  ) y el rendimiento de la instalación (  $\eta_{instalación}$  ) se obtienen de la ficha técnica del calefón seleccionado; el costo del gas se obtiene del sitio web <https://www.enap.cl>.

---

<sup>10</sup> Poder Calorífico Inferior

Finalmente, se realiza el cálculo para los meses restantes y los resultados son presentados en la siguiente tabla:

Tabla 6.1: Resumen costo del consumo de combustible para satisfacer la energía restante. Fuente [Propia]

Mes	$Q_{mes}$ [kWh/mes]	Aporte solar ( $A_s$ ) [kWh/mes]	Cobertura solar ( $C_c$ ) [%]	Energía a satisfacer [kWh/mes]	$\dot{m}_{GLP}$ [kg/mes]	Costo <sub>consumo</sub> [US\$/mes]
Enero	3.504,59	3.073,34	87,69	432,25	46,06	76,46
Febrero	2.002,49	2.649,24	132,30	0	0	0
Marzo	912,61	2.783,14	304,96	0	0	0
Abril	157,49	2.111,90	1.340,97	0	0	0
Mayo	1.973,55	1.811,80	91,80	161,75	16,11	26,74
Junio	2.589,67	1.211,17	46,77	1.378,51	137,32	227,95
Julio	2.841,92	1.581,88	55,66	1.260,04	125,52	208,36
Agosto	2.257,61	2.212,22	97,99	45,38	4,52	7,51
Septiembre	1.998,38	2.635,03	131,86	0	0	0
Octubre	398,25	2.612,64	656,03	0	0	0
Noviembre	597,59	2.703,06	452,33	0	0	0
Diciembre	2.053,34	2.772,81	135,04	0	0	0
<b>Total<sub>anual</sub></b>	<b>21.287,53</b>	<b>28.158,22</b>		<b>3.277,93</b>	<b>329,53</b>	<b>547,02</b>

### 6.1.2 alternativa 1: Bomba de calor por absorción reversible a llama directa

- **Cálculo del costo de consumo energético**

Para determinar la masa de combustible necesaria para cubrir los requerimientos energéticos de climatización y su costo asociado se utilizan las ecuaciones (2.11), (2.12) y (2.13) del capítulo 2 y los antecedentes del catálogo de la bomba de calor seleccionada, de esta manera se tiene:

### Periodo de invierno

Ecuación (2.11) para determinar el rendimiento del sistema:

$$\eta_{Sistema} = \eta_{quemador} * \eta_{instalación} = \frac{(140 * 90)}{100} = 126[\%]$$

Ecuación (2.12) para determinar la masa de combustible de gas:

A modo de ejemplo, se realiza el cálculo de la masa de combustible requerida para el mes de Julio:

$$\dot{m}_{GLP-Julio} = \frac{Q_{Julio}}{\eta_{Sistema} * PCI} = \frac{2.841,92 \left[ \frac{kWh}{mes} \right]}{1,26 * 12,87 \left[ \frac{kWh}{kg} \right]} = 175,25 \left[ \frac{kg}{mes} \right]$$

Ecuación (2.13) para determinar el costo asociado a la masa de combustible:

$$Costo_{consumo-Julio} = \dot{m}_{GLP} * Costo_{GLP} = 175,25 \left[ \frac{kg}{mes} \right] * 1,66 \left[ \frac{US\$}{kg} \right] = 290,9 \left[ \frac{US\$}{mes} \right]$$

Nota: El poder calorífico inferior (PCI), rendimiento del quemador (  $\eta_{quemador}$  ) y el rendimiento de la instalación (  $\eta_{instalación}$  ) se obtienen de la ficha técnica de la bomba de calor seleccionada; con respecto a la demandas mensuales (  $Q_{mes}$  ) estas se extraen de las tablas 4,6 y 4,9 del capítulo 4.

### Periodo de verano

Para los meses de verano el cálculo de la masa de combustible y su respectivo costo es similar al realizado anteriormente, con la diferencia de que el rendimiento de la caldera es 67[%] y por lo tanto el rendimiento del sistema es de 60[%].

El cálculo para los meses restante del año es presentado en la siguiente tabla:

Tabla 6.2: Resumen costo del consumo de combustible para los meses del año. Fuente [Propia]

Mes	$Q_{mes}$	$\eta_{Sistema}$	$\dot{m}_{GLP}$	$Costo_{consumo}$
	[kWh/mes]	[%]	[kg/mes]	[US\$/mes]
Enero	3.504,59	60,0	453,84	902,77
Febrero	2.002,49	60,0	259,32	430,47
Marzo	912,59	60,0	118,18	196,17
Abril	157,49	60,0	20,39	33,84
Mayo	1.973,51	126,0	121,69	202,01
Junio	2.589,62	126,0	159,69	265,08
Julio	2.841,91	126,0	175,25	290,91
Agosto	2.257,61	126,0	139,21	231,08
Septiembre	1.998,41	126,0	123,23	204,56
Octubre	398,24	60,0	51,57	85,61
Noviembre	597,59	60,0	77,38	128,45
Diciembre	2.053,31	60,0	265,91	441,41
Total <sub>anual</sub>	<b>21.287,53</b>		<b>1.965,66</b>	<b>3.412,36</b>

### 6.1.3 alternativa 2: Bomba de calor tipo aire-aire

- **Cálculo del costo de consumo energético**

Para poder determinar el costo de operación de la bomba de calor aire-aire, es imprescindible determinar su eficiencia en modo calefacción y refrigeración por lo cual se utilizan las ecuaciones (2.3), (2.4) y (2.5) presentadas en el capítulo 2:

Ecuación (2.3) para determinar la eficiencia de la maquina termina en invierno:

$$C.O.P_{BC} = \frac{\dot{Q}_H}{\dot{W}_c} = \frac{30,58 [kW]}{12,40 [kW]} = 2,46$$

Ecuación (2.4) para determinar la eficiencia de la maquina térmica en verano:

$$E.E.R = COP_R = \frac{\dot{Q}_L}{\dot{W}_c} = \frac{28,50 [kW]}{13,90 [kW]} = 2,09$$

Ecuación (2.5) para determinar el rendimiento térmico total de la máquina:

$$\eta_{Térmica} = 1 - \frac{\dot{Q}_L}{\dot{Q}_H} = 1 - \frac{28,50}{30,58} = 0,068 * 100 [ ] = 6,8 [ ]$$

Nota: Los valores de  $\dot{Q}_H$ ,  $\dot{Q}_L$  y  $\dot{W}_c$  son extraídos del catálogo comercial de Carrier correspondiente a la bomba de calor seleccionada.

Con las eficiencias térmicas calculadas y los antecedentes del precio del kWh para las épocas de invierno y verano, obtenido del sitio web <https://www.chilectra.cl> es posible determinar el costo de operación de la bomba de calor, a modo de ejemplo se realiza el cálculo para el mes de Agosto:

Datos considerados:

- Costo energía eléctrica periodo invierno ( $P_i$ ) = 140,0 [\$/kWh]
- Costo energía eléctrica periodo verano ( $P_v$ ) = 110,0 [\$/kWh]
- Demanda de energía ( $Q_{agosto}$ ) = 2.257,6 [kWh/mes]
- C.O.P<sub>BC</sub> = 2,46
- E.E.R = 2,09

A partir de las expresiones (6.1) y (6.2) es posible determinar el costo por consumo eléctrico, de esta manera se tiene:

$$\text{Costo}_{\text{consumo-mes}} = \frac{P_i}{C.O.P_{BC}} * Q_{\text{invierno}} \quad (6.1)$$

$$\text{Costo}_{\text{consumo-mes}} = \dot{c} \quad (6.2)$$

Luego y a partir de la ecuación (6.1)

$$\text{Costo}_{\text{consumo-agosto}} = \frac{140,0 \left[ \frac{\$}{kWh} \right]}{2,46} * 2.257,6 \left[ \frac{kWh}{mes} \right] = 128.481,3 \left[ \frac{\$}{mes} \right] \approx 217,8 \left[ \frac{US \$}{mes} \right]$$

Los cálculos para los demás meses del año fueron realizados y sus resultados son presentados en la siguiente tabla:

Tabla 6.3: Resumen costo del consumo de electricidad para los meses del año. Fuente [Propia]

Mes	$Q_{mes}$ [kWh/mes]	Costo Energía [\$/kWh]	C.O.P / E.E.R	Costo <sub>consumo</sub> [US\$/mes]
Enero	3.504,59	110,0	2,09	312,62
Febrero	2.002,49	110,0	2,09	178,63
Marzo	912,59	110,0	2,09	81,41
Abril	157,49	110,0	2,09	14,11
Mayo	1.973,51	140,0	2,46	190,42
Junio	2.589,62	140,0	2,46	249,83
Julio	2.841,91	140,0	2,46	274,11
Agosto	2.257,61	140,0	2,46	217,81
Septiembre	1.998,41	140,0	2,46	192,82
Octubre	398,24	110,0	2,09	226,92
Noviembre	597,59	110,0	2,09	53,32
Diciembre	2.053,31	110,0	2,09	183,22
Total <sub>anual</sub>	<b>21.287,53</b>			<b>2.174,23</b>

## 6.2 Análisis del ciclo de vida: Norma ASTM E917

El análisis que aquí se realiza, permite evaluar proyectos que se fundamentan en la eficiencia energética que no posean ingresos por venta, la metodología consiste en traer al presente los valores

de las diversas anualidades futuras (costos energía para climatizar, costos de operación-mantenimiento y costos de reemplazo de algún equipo u accesorio). Todos estos costos sumados a la inversión inicial resultan ser el costo total del sistema de climatización traído al presente.

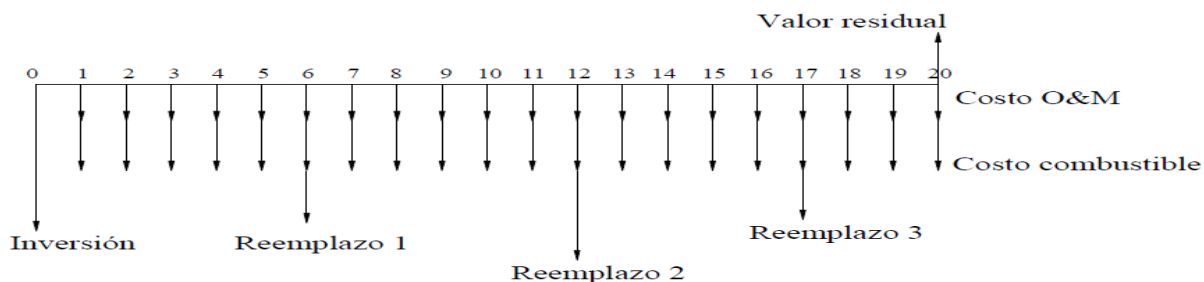


Figura 6.1: Flujos de dinero presente durante el horizonte a evaluar.

Las ecuaciones que rigen el análisis del ciclo de vida Norma ASTM<sup>11</sup> E917 fueron analizadas y son presentadas a continuación:

**a. Costo al reemplazar algún equipo u accesorio en el futuro**

$$C_{reemplazo} = V_{\text{r.}} * \left[ \frac{1}{(1+i)^n} \right] \quad (6.3)$$

Siendo

$C_{reemplazo}$  : Costo al reemplazar equipo u accesorio a futuro en [US\$].

$V_{\text{r.}}$  : Costo del equipo u accesorio a reemplazar [US\$].

$i$ : Tasa de descuento del proyecto en [%].

$n$  : Año en el cual se realizará el reemplazo en [años].

**b. Valor residual traído al presente**

<sup>11</sup> American Society for Testing and Materials

Representa el único ingreso del proyecto al final del horizonte a evaluar, su valor depende del potencial del equipo en un mercado secundario.

$$\frac{1+i}{i} \quad (6.4)$$

Siendo

$V_r$  : Representa el valor residual de los activos al final del proyecto en [US\$].

t: Representa el horizonte en el que será evaluado el proyecto en [años].

**c. Valor por anualidades de operación y mano de obra, traído al presente**

$$VPA = O \wedge M * \left[ \frac{(1+i)^t - 1}{i * (1+i)^t} \right] \quad (6.5)$$

Siendo

$O \wedge M$  : Costo de operación y mano de obra anual en [US\$].

**d. Anualidades del costo de la energía ( $C_e$ )**

Para determinar este costo se debe considerar el escalamiento del combustible a lo largo del horizonte de evaluación todo esto traída al presente.

$$C_e = C_c * \left( \frac{1+e}{i-e} \right) * \left[ 1 - \left( \frac{1+e}{1+i} \right)^t \right] \quad (6.6)$$

Siendo

$C_c$  : Costo anual del GLP o electricidad en [US\$].

$e$  : Tasa de escalamiento del combustible en [%].

La rentabilidad económica del sistema propuesto y de las alternativas 1 y 2 se evalúa considerando los siguientes criterios:

- Horizonte de evaluación: 20 años, valor considerado para proyectos de esta envergadura relacionados con energía.

- Tasa de descuento: 8%, valor utilizado en análisis económicos semejantes.

### 6.2.1 Evaluación económica sistema propuesto

Se tiene:

- De la tabla 6.1 se tiene el costo anual del consumo de combustible de **547,02 [US\$/año]**.
- De la tabla A.2.1 del ANEXO II se tiene el detalle de los costos de inversión del sistema y el total es de **108.364,2 [US\$]**.
- El costo de operación y mantención anual se estima del **1[%]** de los costos de inversión, es decir **1.083,6 [US\$]**.
- La tasa de escalamiento del GLP registrada los ultimo 20 años es de **7,1 [%]**, dato aportados por el Instituto Nacional de Estadísticas (INE).
- Corrido el año 10, se realiza un reemplazo del mecanismo de aislación del circuito de los colectores solares y torre de enfriamiento ya que al encontrarse en la intemperie sus propiedades térmicas y físicas se ven afectadas, el valor se extrae de la tabla A.2.1 del ANEXO II siendo de **350,8 [US\$]**, se espera que sus costos no cambien.
- El valor recuperado se estima sea del **30[%]** de la inversión total al final del horizonte de evaluación con la venta de equipos como el calefón, Fan-Coil y colectores solares, entre otros.

De esta manera, se procede a realizar el análisis del ciclo de vida:

**Costo de reemplazo** a partir de la ecuación (6.3)

$$C_{reemplazo} = 350,81 * \left[ \frac{1}{(1+0,08)^{10}} \right] = 162,41 [US \$]$$

**Valor residual** a partir de la ecuación (6.4)

$$i = -6.974,8 [US \$]$$

$$VR = -32.509,26 * i$$

**Costo  $O \wedge M$**  a partir de la ecuación (6.5)

$$VPA = 1.083,6 * \left[ \frac{(1+0,08)^{20} - 1}{0,08 * (1+0,08)^{20}} \right] = 10.638,9 [US \$]$$

**Costo energía** a partir de la ecuación (6.6)

$$C_e = 547,02 * \left( \frac{1+0,071}{0,08 - 0,071} \right) * \left[ 1 - \left( \frac{1+0,071}{1+0,08} \right)^{20} \right] = 10.024,71 [US \$]$$

Finalmente, el resultado del costo total del proyecto de climatización traído al presente se obtiene de la suma de los costos mencionados más el costo total de inversión del sistema, luego:

$$Costo Total = 122.215,42 [US \$]$$

### 6.2.2 Evaluación económica alternativa 1

Se tiene:

- De la tabla 6.2 se tiene el costo anual del consumo de combustible de **3.412,36 [US\$]**
- De la tabla A.2.2 del ANEXO II se tiene el detalle de los costos de inversión del sistema y el total es de **58.291,6 [US\$]**.
- El costo de operación y mantenimiento anual se estima del **1[%]** de los costos de inversión, es decir **582,9 [US\$]**.
- La tasa de escalamiento del GLP es **7,1[%]**.
- Corrido el año 10, se realiza un reemplazo del mecanismo de aislación del circuito de la torre de enfriamiento, el valor se extrae de la tabla A.2.2 del ANEXO II siendo de **153 [US\$]**.
- El valor recuperado se estima sea del **30[%]** de la inversión total al final del horizonte de evaluación.

Por lo tanto, se procede a realizar el análisis del ciclo de vida:

#### Costo de reemplazo

$$C_{reemplazo} = 153,0 * \left[ \frac{1}{(1+0,08)^{10}} \right] = 70,87 [US \$]$$

#### Valor residual

$$i = -3.715,9 [US \$]$$

$$VR = -17.487,5 * i$$

**Costo**  $O \wedge M$

$$VPA = 582,9 * \left[ \frac{(1+0,08)^{20} - 1}{0,08 * (1+0,08)^{20}} \right] = 5.722,9 [US \$]$$

**Costo Energía**

$$C_e = 3.412,36 * \left( \frac{1+0,071}{0,08-0,071} \right) * \left[ 1 - \left( \frac{1+0,071}{1+0,08} \right)^{20} \right] = 60.910,61 [US \$]$$

Finalmente, el resultado del costo total del proyecto de la alternativa 1 es:

$$Costo Total = 121.280,08 [US \$]$$

### 6.2.3 Evaluación económica alternativa 2

Se tiene:

- De la tabla 6.3 se tiene el costo anual del consumo de combustible de **2.174 [US\$]**
- De la tabla A.2.3 del ANEXO II se tiene el detalle de los costos de inversión del sistema y el total es de **34.043,7 [US\$]**.
- El costo de operación y mantención anual se estima del **0,5 [%]** de los costos de inversión, es decir **170,2 [US\$]**.
- Según la CNE el Precio de Nudo, que es el valor referente para fijar el precio final de la energía en Chile, subió cerca de 400 [%] en los últimos 10 años (2000-2010), por lo tanto tasa de escalamiento de la energía eléctrica es de **40 [%]** aprox.
- Corrido el año 15, se realiza un reemplazo del mecanismo de aislación del circuito del fluido refrigerante, el valor se extrae de la tabla A.2.3 del ANEXO II siendo de **46,0 [US\$]**.
- El valor recuperado se estima sea del **30 [%]** de la inversión total al final del horizonte de evaluación.

Por lo tanto, se procede a realizar el análisis del ciclo de vida:

### Costo de reemplazo

$$C_{reemplazo} = 46,0 * \left[ \frac{1}{(1+0,08)^{15}} \right] = 14,51 [US \$]$$

### Valor residual

$$VR = -10.213,1 * \frac{1}{(1+0,08)^{20}}$$

### Costo O y M

$$VPA = 170,2 * \left[ \frac{(1+0,08)^{20} - 1}{0,08 * (1+0,08)^{20}} \right] = 1.671,1 [US \$]$$

### Costo energía

$$C_e = 2.174 * \left( \frac{1+0,071}{0,08 - 0,071} \right) * \left[ 1 - \left( \frac{1+0,071}{1+0,08} \right)^{20} \right] = 38.805,92 [US \$]$$

Finalmente, el resultado del costo total del proyecto de la alternativa 1 es:

$$Costo Total = 72.343,98 [US \$]$$

Tabla 6.4: Resumen principales costos del sistema propuesto y sus alternativas. Fuente [Propia]

Sistema de climatización	Descripción	Costo total Inversión [US\$]	Costo consumo de energía [US\$/año]	Costo total al presente [US\$]
Propuesto	Sistema con B.C.A y energía solar térmica	108.364,2	547,0	<b>122.215,42</b>
Alternativa 1	Sistema con B.C.A	58.291,6	3.412,4	<b>121.280,0</b>

	reversible a llama directa			<b>8</b>
Alternativa 2	Sistema con bomba de calor aire-aire	34.043,7	2.174,0	<b>72.343,98</b>

## Capítulo 7: Discusión y conclusiones

El presente proyecto de habilitación profesional, pudo ser llevado a cabo gracias al conocimiento y aplicación de distintas herramientas de ingeniería como la transferencia de calor, mecánica de fluidos, la termodinámica-termotecnia y sin dejar de lado los conocimientos de ingeniería económica y evaluación de proyectos. También fue necesario realizar una serie de indagaciones y consultas en catálogos, libros y sitios de internet además de la utilización de softwares como EES destinado a estimar el caudal de aire máximo necesario invierno-verano y AUTOCAD para el diseño del sistema de climatización propuesto, entre otros.

Los requerimientos energéticos del recinto de 500 [m<sup>2</sup>] ubicado en la ciudad de Concepción fueron estimados a partir de la carga de calefacción de 30,0[kW] y la carga de refrigeración de 25,0[kW], el

resultado fue de un consumo energético para el período de invierno de 11.661,2  $\left[ \frac{kWh}{año} \right]$  y para el

periodo de verano de 9.626,4  $\left[ \frac{kWh}{año} \right]$  .

Antes de realizar el diseño del sistema de climatización fue necesario estudiar y comprender el funcionamiento de cada uno de sus componentes y elementos para así disminuir al máximo la posibilidad de cometer algún error o desacierto y con el afán de encontrar el mejor planteamiento del sistema es que se analizó una inclinación distinta a la tradicional de  $37^\circ$  con respecto a la horizontal para los colectores solares instalados, el resultado se traduce en la instalación de los colectores solares con una inclinación de  $45^\circ$  en dirección Norte, con esta inclinación y dirección la incidencia solar aumenta, con ello aumenta su rendimiento llegando al 56[%] obteniéndose un mayor y mejor aporte energético al sistema.

El diseño final resultó en un sistema de climatización invierno-verano todo-agua mediante el uso de 7 equipos terminales Fan-Coil marca TERMOVEN instalados de forma horizontal en el falso techo del recinto distribuidos de manera equilibrada; en el periodo de invierno los Fan-Coil reciben agua caliente a unos  $55[^\circ\text{C}]$  proveniente de 46 colectores solares de tubos evacuados tipo Heat-Pipe que conjuntamente logran satisfacer el 81,1[%] del consumo energético de calefacción requerido lo que

se traduce en  $9.450,1 \left[ \frac{\text{kWh}}{\text{año}} \right]$ , por otra parte, en el período de verano reciben agua fría a unos  $7[^\circ\text{C}]$  proveniente de la bomba de calor por absorción YAZAKI, que es capaz de entregar  $17,6 \text{ [kW]}$  de potencia frigorífica, en este período el conjunto de colectores son capaces de satisfacer el 194,3[%] del consumo energético de refrigeración requerido lo que se traduce en  $18.706,1$

$$\left[ \frac{\text{kWh}}{\text{año}} \right].$$

Ahora bien, existe una diferencia de energía que los colectores solares no satisfacen de  $3.277,93$

$\left[ \frac{\text{kWh}}{\text{año}} \right]$ , para ello fue necesario instalar un calefón marca SPLENDID encargado de responder a este requerimiento en los meses de Enero, Mayo, Junio, Julio y Agosto.

Con respecto a los costos, el más significativo por consumo de energía para el sistema propuesto se

presenta por la combustión del gas licuado de petróleo en el calefón y asciende a  $547,0 \left[ \frac{\text{US\$}}{\text{año}} \right]$ ,

para la alternativa 1 el principal consumo de energía también se presenta por la combustión del gas

licuado en el quemador presente en el generador y asciende a  $3.412,4 \left[ \frac{US\$}{año} \right]$  y para la alternativa

2 el consumo es de energía eléctrica y se presenta en el compresor y en la bomba de circulación de

la maquina térmica y asciende a  $2.174,0 \left[ \frac{US\$}{año} \right]$ .

A partir del Análisis del ciclo de vida, Norma ASTM E917, proyectado a 20 años se determina que el sistema más atractivo desde el punto de vista económico es la alternativa 2 con un costo total traído al presente de 72.343,98[US\$], seguido de la alternativa 1 con un costo total de 121.280,08[US\$] y luego el sistema propuesto con un costo total de 122.215,42[US\$].

Finalmente, si bien la alternativa 2 es la que presenta menores costos al utilizar energía eléctrica, esta característica la hace ser una alternativa de una alta incertidumbre y desconfianza debido a que obtener energía eléctrica cada vez se hace más difícil lo que se refleja en su alta tasa de escalonamiento en los últimos 10 años, además los procesos para ello no dejan de ser cuestionados día tras día tanto en Chile como en el resto del mundo. La alternativa 1 es cuestionada debido a que se conoce que cerca del 70[%] de los insumos energéticos incluido el gas son importados de otros países lo que refleja la vulnerabilidad y dependencia que se tiene, pudiéndose cortar el suministro por causas tan simples como un conflicto entre países o por escasez de este y debido a esta misma escasez el precio del combustible fósil tiende a subir aumentando la tasa de escalonamiento año tras año. Con respecto al sistema propuesto si bien es el que presenta los costos más altos proyectados a 20 años, goza de dos grandes cualidades: utilizar la energía renovable proveniente del sol como principal fuente de calentamiento y utilizar un equipo de absorción poco común hoy en día pero con un gran futuro de crecimiento y mejora por delante.

Finalmente la invitación es a preferir un sistema basado en la energía solar. Al tratarse de energía limpia se disminuyen considerablemente las emisiones de CO<sub>2</sub> (cada 20 [kW] generados con energía solar, se evita la emisión de 10 [kg] de CO<sub>2</sub> al año) en comparación con otras alternativas más contaminantes, siendo un fuerte apoyo en la lucha contra el cambio climático y el efecto

invernadero, además es una fuente de energía inagotable y sus instalaciones requieren muy poco mantenimiento, son muy fiables y duraderas.

Por otra parte hay que considerar que gracias a los avances tecnológicos que se realizan a diario, el costo de los colectores solares de tubos evacuados sin lugar a duda disminuirá, además de la innovación, sustentación y buena recepción social que implica implementar una máquina de absorción trabajando en conjunto con un campo de colectores solares.

## Bibliografía

- [1] Empresa climawet. En línea: <http://www.climawet.com>.
- [2] Anexo Norma Chilena NCh 1078.c73, Ministerio de Energía. 2007.
- [3] Programa degreedays versión 3.4, 2014. En línea: <http://www.degreedays.net>.
- [4] Registro solarimétrico, Comisión Nacional de Energía, CNE, 2009. En línea: <http://www.cne.cl>
- [5] Código Técnico de la Edificación, CTE, 2013. En línea: <http://www.codigotecnico.org>.
- [6] Manual de diseño para el calentamiento de agua. Corporación de Desarrollo Tecnológico Cámara Chilena de la Construcción. Diciembre, 2010.
- [7] Centro de Estudios de la Energía Solar, CENSOLAR, 2012. En línea: <http://www.censolar.es>
- [8] Colector Solar de tubos evacuados tipo Heat-Pipe Anpasol. En línea: <http://www.anpasol.com>.
- [9] Empresa Solarweb. En línea: <http://www.solarbew.net>.
- [10] Guía técnica-comercial Salvador Escoda, abril, 2011. En línea: <http://www.salvadorescoda.com>
- [11] Guía técnica-comercial YAZAKI, mayo.2012. En línea: <http://www.yazakienergy.com>.
- [12] Guía técnica-comercial Termoven, agosto.2014. En línea: <http://www.termoven.es>.
- [13] Guía de diseño e instalación para grandes sistemas de agua caliente sanitaria. Ministerio de energía de Chile, 2010.
- [14] Empresa Miliarium. En línea <http://www.miliarium.com>.
- [15] Catalogo comercial coquillas de espuma elastomericas, Armacell, abril 2010. En línea <http://www.armacell.es>

# ANEXOS

## Anexo I: Detalles y características técnicas de los equipos seleccionados

### A.1.1 Características del colector solar tipo Heat-Pipe modelo TZ58/1800-10R

#### CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS

Modelo del colector	Anpasol TZ58/1800-10
Dimensiones	2008m x 0.854m
Área bruta del colector	1.715m <sup>2</sup>
Área de apertura	0.936m <sup>2</sup>
Área de absorción	0.808m <sup>2</sup>
Peso en vacío	39.6 kg.
Volumen de fluido	0.7 L.
Material de los tubos	Borisilicato endurecido
Coefficiente de transmisión	>91%
Diámetro del tubo exterior	0.058m
Grueso del tubo exterior	0.0018m
Diámetro del tubo interior	0.047m
Grueso del tubo interior	0.0016m
Distancia entre tubos	0.0078m
Material del absorbedor	Cu/Al/SS/N2 sobre vidrio borisilicato
Capa de absorción selectiva	ALN/SS-ALN/Cu
Coefficiente de absorción	>94%
Coefficiente de emisión	<7%
Material del tubo de calor	Cobre
Diámetro exterior del tubo de calor	0.008m
Diámetro interior del tubo de calor	0.0068m
Material del condensador	Cobre
Diámetro exterior del condensador	0.038m
Diámetro interior del condensador	0.034m
Material de chapa de contacto	Aluminio
Grueso de la chapa de contacto	0.0002m
Conexiones hidráulicas	Rosca macho 1"
Grosor del aislamiento en cabezal	0.040m
Material aislante	Poliuretano y lana mineral
Material de recubrimiento del cabezal	Aluminio
Máxima presión del fluido	1000Kpa
Presión de trabajo	600Kpa
Temperatura máxima de servicio	95°C
Temperatura de estancamiento	200.3°C
Inclinación recomendada	15°-75°
Caudal rango recomendado	50-150 l/m <sup>2</sup> h
Material del marco	Perfiles en U de aluminio
Certificados y ensayos	ISE, EN 12975-1,2:2006
Homologación Ministerio	Contraseña NPS-21507

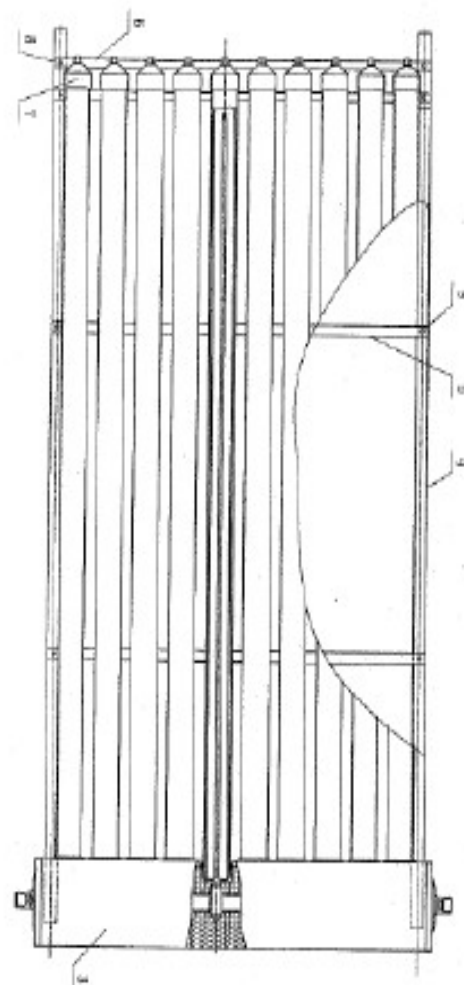


Figure 5: Drawing of absorber layout TZ58-1800-10R



La familia la componen esta serie de modelos:

B.1 Efficiency curve with measurement points based on aperture area 0.936 m<sup>2</sup>

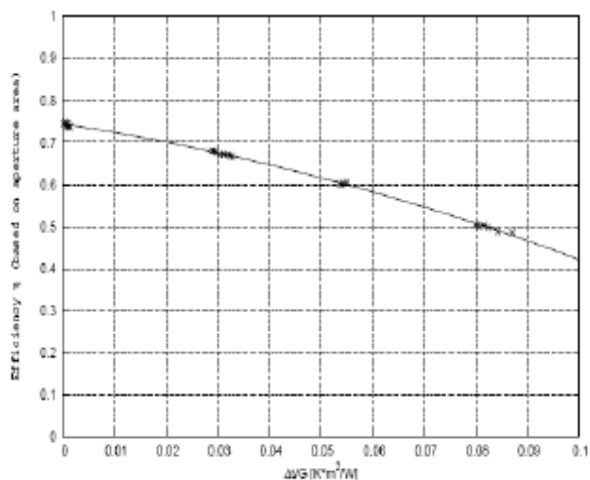


Figure 6: Efficiency curve with measurement points based on aperture area 0.936 m<sup>2</sup>

Modelos Anpasol	Area total	Area apertura	Peso vacío	Volumen fluido	Contraseña homologación
TZ58-1800-10R	1.715 m <sup>2</sup>	0.936 m <sup>2</sup>	39.6 Kg	0.7L	NPS-21507 *
TZ58-1800-12R	1.954 m <sup>2</sup>	1.116 m <sup>2</sup>	44 Kg	0.84L	NPS-21607
TZ58-1800-14R	2.279 m <sup>2</sup>	1.302 m <sup>2</sup>	47 Kg	0.98L	NPS-21707
TZ58-1800-15R	2.563 m <sup>2</sup>	1.395 m <sup>2</sup>	54.8 Kg	1.065L	NPS-21807 *
TZ58-1800-16R	2.605 m <sup>2</sup>	1.488 m <sup>2</sup>	58.5 Kg	1.12L	NPS-21907
TZ58-1800-18R	2.931 m <sup>2</sup>	1.674 m <sup>2</sup>	66.7 Kg	1.26L	NPS-22007
TZ58-1800-20R	3.377 m <sup>2</sup>	1.860 m <sup>2</sup>	73 Kg	1.4L	NPS-22107 *
TZ58-1800-24R	3.907 m <sup>2</sup>	2.233 m <sup>2</sup>	87.5 Kg	1.68L	NPS-22207
TZ58-1800-25R	4.121 m <sup>2</sup>	2.326 m <sup>2</sup>	91.5 Kg	1.85L	NPS-22307
TZ58-1800-28R	4.559 m <sup>2</sup>	2.605 m <sup>2</sup>	102.2 Kg	1.96L	NPS-22407
TZ58-1800-30R	4.901 m <sup>2</sup>	2.791 m <sup>2</sup>	106 Kg	2.3L	NPS-22507 *

\* Estos modelos con stock permanente, resto bajo pedido.

Results:

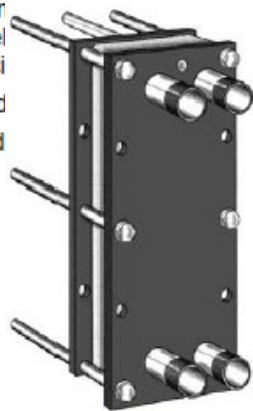
The calculated parameters are based on following areas:

aperture area of 0.936 m<sup>2</sup>; absorber area of 0.808 m<sup>2</sup>.

- $\eta_{0a} = 0.734$                        $\eta_{0a} = 0.850$
- $\alpha_{1a} = 1.529 \text{ W/m}^2\text{K}$          $\alpha_{1a} = 1.771 \text{ W/m}^2\text{K}$
- $\alpha_{2a} = 0.0186 \text{ W/m}^2\text{K}^2$        $\alpha_{2a} = 0.0192 \text{ W/m}^2\text{K}^2$

Siendo:

- $\eta_{0a}$  = Rer alcanzar el
- la diferenc
- $\alpha_{1a}$  = Perd
- $\alpha_{2a}$  = Perd



M3FG

PRODUCCIÓN DE A.C.S. CON PAN

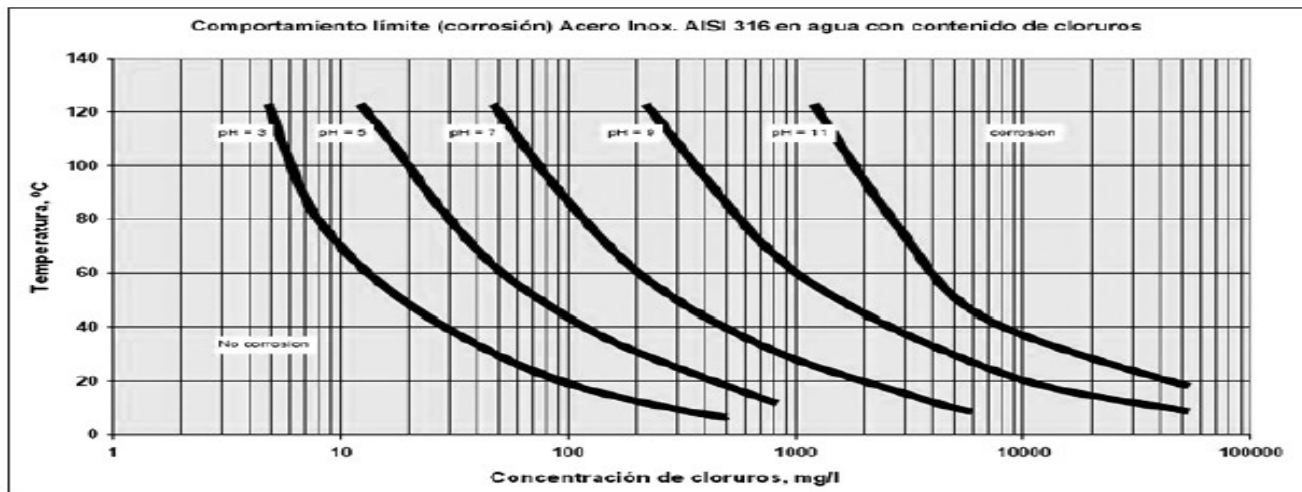
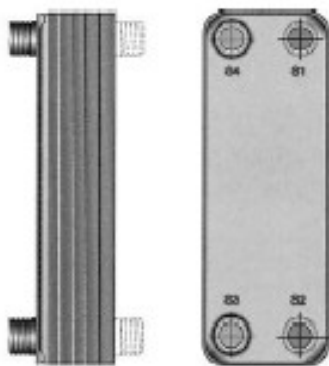
Modelo	N° Placas	Paneles	(1°)		2,06	3,600	2,08	34.200
			h	h				
M3FG H	8	5	600					
M3FG H	12	10	1.200					
M3FG H	20	20	2.400					
M3FG H	28	30	3.600	2,06	3,600	2,08	34.200	
M3FG H	35	40	4.800	2,53	4.800	2,23	45.600	
M3FG H	43	50	6.000	2,64	6.000	2,33	56.400	
T5M L	21	60	7.200	2,46	7.200	2,07	67.800	
T5M L	23	70	8.400	2,98	8.400	2,50	79.200	
T5M L	27	80	9.600	2,62	9.600	2,21	90.600	
T5M L	29	90	10.800	2,91	10.800	2,45	102.000	
T5M L	33	100	11.900	2,74	11.900	2,30	112.800	



Criterios de selección:

- Temperatura primario: 55°C. . . . 45°C
- Temperatura secundario: 35°C. . . . 45°C
- Pérdida de carga cto. Solar: Máx. 5 m.c.a.





**A.1.3** Características del tanque acumulador modelo VS3000 de la marca SOLARIS.

**ACUMULADOR SOLAR CON ÁNODO DE MAGNESIO.**

acumulador en su interior tiene un tratamiento de resina termo-endurecida SMALVER, completo con protección catódica.

Aislamiento de espuma de poliuretano sin CFC.

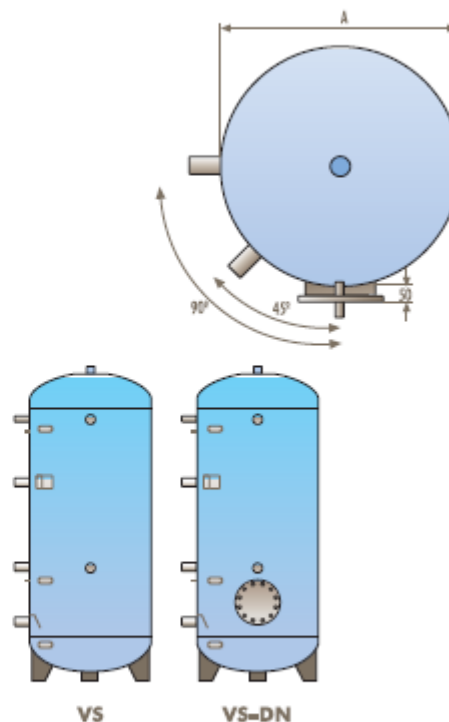
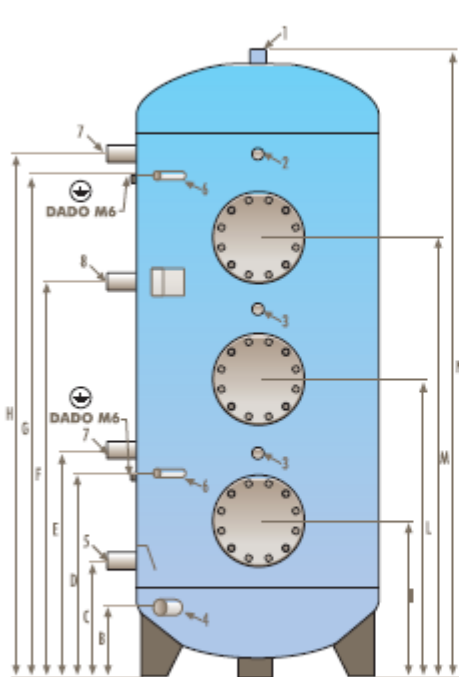
Acabado exterior de vinilo azul RAL 5015.

ACUMULADOR SOLARIS VS DN		3000 LITROS	
Capacidad	l.	2959	
Aislamiento PU Flexible ó Rígido	mm.	100	
Altura total con aislamiento	mm.	2700	
Altura total en diagonal	mm.	2780	
Acumulador con aislamiento 100 mm. flexible Ø	mm.	1450	
Nº de bridas	-	3	
Boca de hombre Ø	mm.	480/400	
Peso en vacío	kg.	535	
Presión máxima de servicio del circuito de ACS	bar	6	
Presión máxima de servicio del intercambiador	bar	6	
Temperatura máxima de utilización	°C	90*	

# SOLARIS VS3000

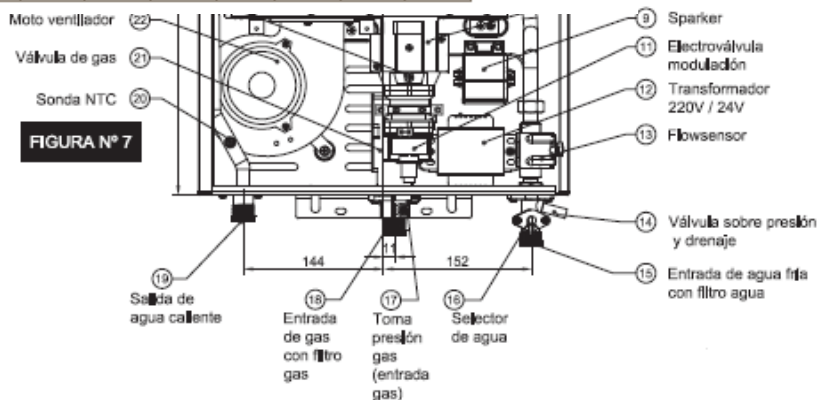
**ESPECIFICACIONES TÉCNICAS**

MODELO		
Capacidad		
Categoría / Tipo		
Certificador		
Nº Certificado de aprobación		
Potencia útil Nominal		
Potencia útil Mínima GLP / GN		
Consumo Térmico Nominal ( P.C.I.)		
Consumo Térmico Mínimo GLP / GN		
Presión alimentación de gas GLP/GN		
Roscas conexión del Gas y Agua		
Presión de agua a caudal nominal		
Presión de encendido a mínimo caud.		
Presión de encendido a máximo caud.		
Caudal de encendido a máxima T°		
Caudal de encendido a mínima T°		
Presión máxima de agua (*)	kPa	1000
Distancia entre conexiones de agua	mm	297
Dimensiones del artefacto:		
Frente / Fondo / Alto	mm	380 / 163 / 570
Diámetro Ducto evacuación de gases	mm	70
Longitud máx. Ducto evacuación gases	mt	4
Peso embalado / sin embalar	kg	17 / 15,5
Máxima apilabilidad	12	
Incremento de temperatura del agua	25	
Rango de temperaturas disponibles	°C 30 - 65	
Alimentación eléctrica	V/Hz/W	220/50/48



VS3000	A	B	C	D	E	F	G	H	I	L	M	N
mm.	1250	190	475	795	865	1455	2195	2265	595	1165	1860	2700

- ① Cable de poder
- ② Sensor sobrecalentamiento de agua
- ③ Módulo control electrónico
- ⑤ Sensor de ionización
- ⑥ Buja doble
- ⑧ Presostato
- ⑦ Tubo distribución
- ⑨ Sparker
- ⑪ Electroválvula modulación
- ⑫ Transformador 220V / 24V
- ⑬ Flowsensor
- ⑭ Válvula sobre presión y drenaje
- ⑮ Entrada de agua fría con filtro agua



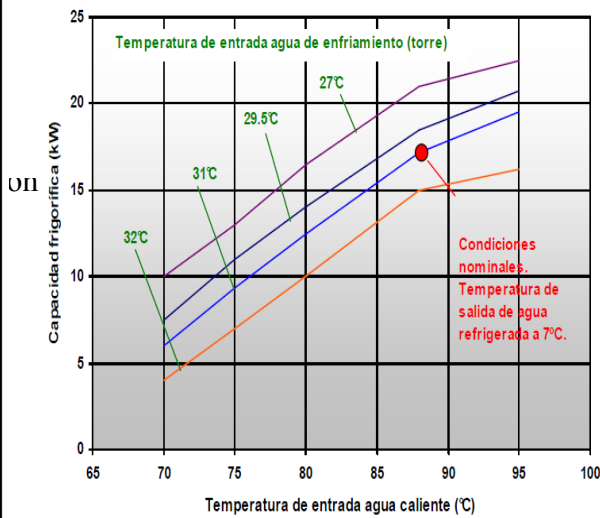
**FIGURA N° 7**

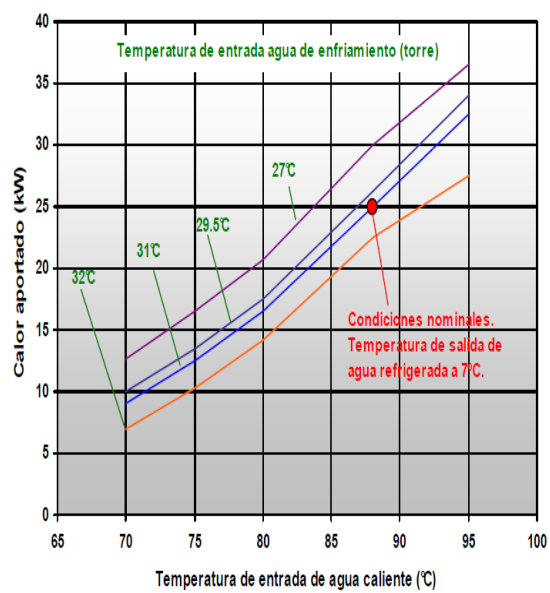
(\*) : valor que no debe ser sobrepasado, ni aún por efecto de dilatación del agua por temperatura

PLANTAS ENFRIADORAS DE AGUA POR CICLO DE ABSORCIÓN			ABSORSISTEM					
TABLA ESPECIFICACIONES UNIDADES POR AGUA CALIENTE			MODELOS					
YAZAKI		Unidad de medida	WFC SC5	WFC-SC10	WFC-SC20	WFC-SC30	WFC-SC50	
Capacidad frigorífica		kW	17,6	35,2	70,3	105,0	176,0	
Agua refrigerada	Temperatura agua refrigerada	entrada	12,5					
		salida	7,0					
	Pérdida de carga evaporador	kPa	56	51,0	59,8	60,8	35,9	
	Presión estática máxima	kPa	588					
	Caudal de agua	l/s	0,77	1,53	3,06	4,58	7,64	
	Volumen de agua contenido	l	8	17	47	73	120	
Agua de enfriamiento para disipación calor	Calor a disipar	kW	42,7	85,4	171,0	256,0	428,0	
		Temperatura	entrada	31,0				
	salida	35,0						
	Pérdida de carga absorbi/cond.	kPa	41	85,3	45,3	46,4	37,4	
	Factor ensuciamiento	kW/h/Km²	0,086					
	Presión estática máxima	kPa	588					
Energía en forma de agua caliente al generador	Caudal de agua	l/s	2,5	5,1	10,2	15,3	25,6	
		Volumen de agua contenido	l	37	66	125	194	335
	Potencia calorífica a la entrada	kW	25,1	50,2	100,0	151,0	252,0	
		Temperatura	entrada	88,0				
			salida	83,0				
	rango	70 ~ 95						
Pérdida de carga en generador	kPa	88	90,4	46,4	60,4	86,7		
Presión estática máxima	kPa	588						
Caudal de agua	l/s	1,2	2,4	4,8	7,2	12,0		
Volumen de agua contenido	l	10	21	54	84	170		
Electrificación	Potencia suministro		Mono 220V		380V c.a. - III - 50Hz			
	Consumo	W	48	210	260	310	550	
	Intensidad	A	0,23	0,43	0,92	1,25	4,74	
Control	Refrigeración		Todo - nada					
Dimensiones	Ancho	mm	594	760	1.060	1.380	1.780	
	Fondo	mm	744	970	1.220	1.520	1.960	
	Alto (incluidas placas fijación)	mm	1736	1.920	2.030	2.065	2.135	



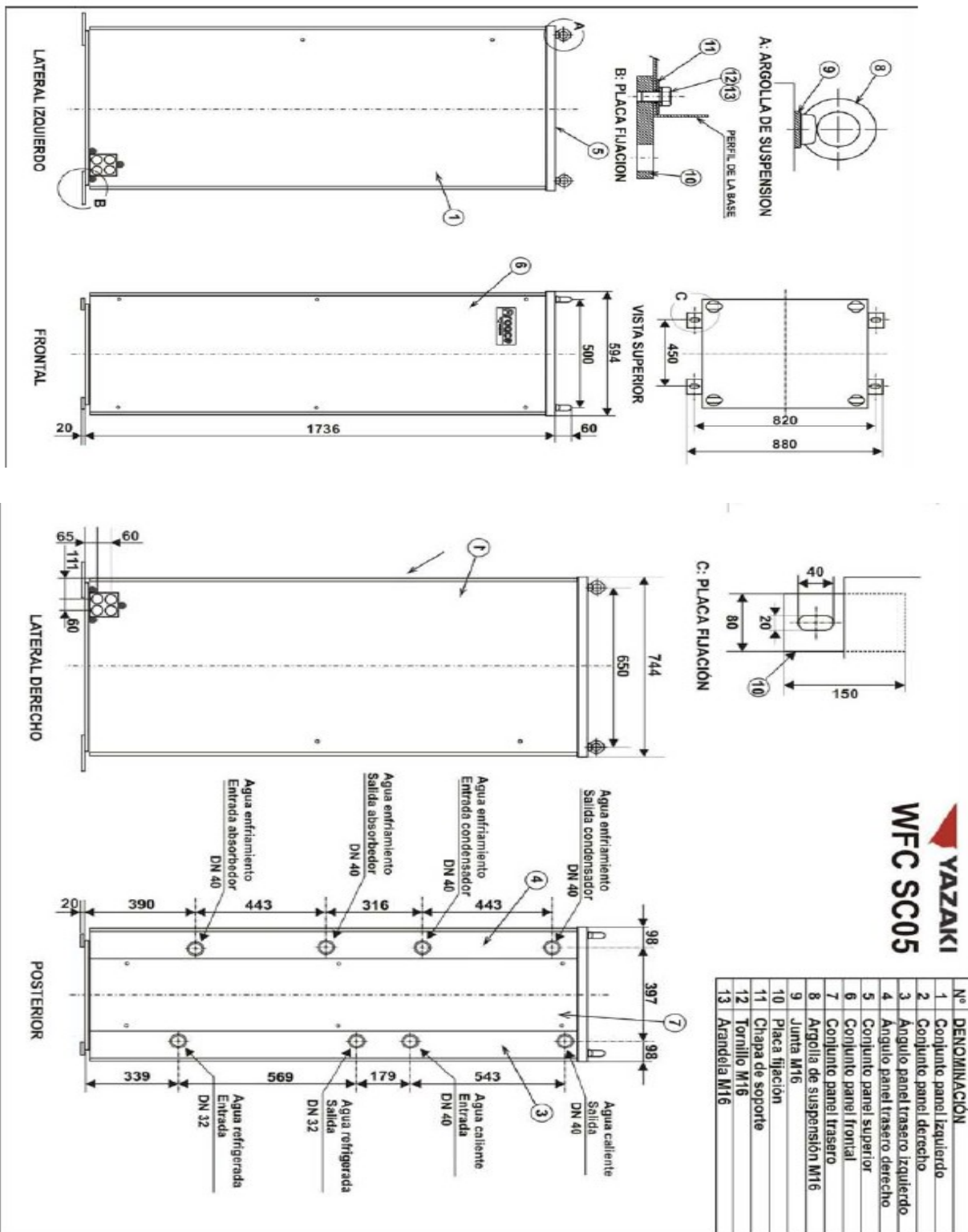
WFC SC05 – CAPACIDAD DE REFRIGERACIÓN Y COP EN FUNCIÓN DE LAS TEMPERATURAS DEL AGUA DE ENFRIAMIENTO Y DEL AGUA CALIENTE







## MEDIDAS EXTERIORES Y POSICIÓN DE LAS CONEXIONES DEL MODELO WFC SC05



### A.1.6 Características de la torre de enfriamiento marca TEVA DECSA modelo TMR-05.

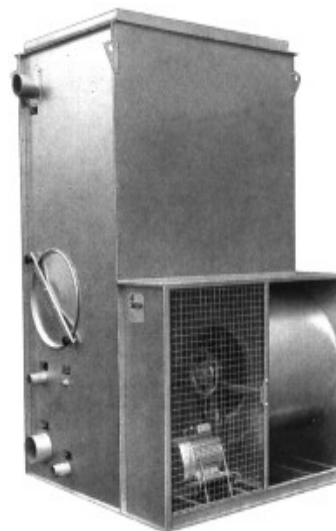
<b>E</b>	<b>SALVADOR ESCODA S.A.®</b>	Provença, 392 pl. 1 y 2	<b>CATÁLOGO</b>
		Tel. 93 446 27 80	
		Fax 93 456 90 32	
		08025 BARCELONA	

## TORRES DE REFRIGERACIÓN SERIE TMR



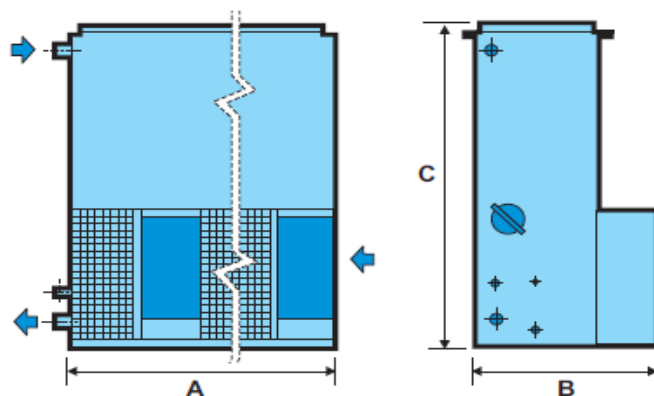
Características técnicas:

Modelo TMR	Caudal de aire m³/h	Nº ventiladores	Potencia motores kW (2)		Temperatura húmeda exterior °C						Número y potencia resistencia eléctrica Nº x kW (3)	Peso	
					22		24		26			en vacío	en carga
					entrada/salida de agua °C								
					mm	c.d.a.	35/29	45/30	35/30	45/30		35/30	45/31
			0-5	10	(1) kW	kW	kW	kW	kW	kW	Nº x kW (3)		
03	0,77	1	0,18	0,37	35	60	32	51	25	47	1x0,5	140	220
04	1,05	1	0,25	0,55	46	79	42	68	33	62	1x0,5	143	223
05	1,19	1	0,37	0,75	54	92	49	79	39	73	1x0,5	145	395
07	1,26	1	0,55	1,1	74	126	63	108	52	100	1x0,5	160	405
08	2,05	1	0,75	1,1	92	158	79	135	65	125	1x0,5	200	490
10	1,84	1	0,75	1,1	108	185	93	158	76	146	1x0,5	215	510
11	2,14	1	1,1	1,5	124	212	113	181	87	167	1x0,5	225	520
15	3,58	1	1,5	2,2	164	279	149	239	115	221	1x1	406	860
19	4,69	1	3	4	215	367	195	315	152	290	1x1	420	880
22	4,25	1	3	4	251	428	228	367	177	338	1x1	455	905
25	4,90	1	4	5,5	288	491	261	421	203	388	1x1	465	920
30	7,78	2	4	5,5	357	608	324	521	251	480	1x2	770	1.635
35	8,60	2	5,5	7,5	398	678	361	581	280	535	1x2	790	1.660
40	7,99	2	5,5	7,5	470	802	427	687	331	633	1x2	845	1.730
50	9,34	2	7,5	9	544	928	494	795	383	733	1x2	860	1.750



## TORRES DE REFRIGERACIÓN SERIE TMR

Dimensiones en mm:



Mods. 03 al 95

Modelo	A	B
03	670	1.050
04	670	1.050
05	670	1.050
07	670	1.050
08	970	1.100
10	970	1.100

**A.1.7 Características Fan-Coil marca TERMOVEN de la serie FL de 2 Tubos.**

**MODELO TFHE.**

Montaje techo, filtro horizontal.



TAMAÑOS			200	300	450	650	900	1100
Caudal del aire	m <sup>3</sup> /h	Max.	380	550	760	1000	1250	1400
		Med.	290	400	640	750	1100	1200
		Min.	200	300	500	600	850	1000

**BATERÍA 2R, INSTALACIÓN 2 TUBOS**

Potencia Frigorífica Total	Wattios	Max.	1707	2426	3287	4222	5446	6177
		Med.	1497	2073	3019	3698	5129	5722
		Min.	1220	1765	2654	3282	4502	5185
Potencia Frigorífica Sensible	Wattios	Max.	1260	1793	2434	3133	4029	4567
		Med.	1094	1516	2220	2711	3774	4204
		Min.	883	1283	1938	2394	3289	3793
Potencia Calorífica	Wattios	Max.	2154	3026	4108	5322	6728	7635
		Med.	1839	2523	3720	4525	6258	7005
		Min.	1444	2096	3205	3945	5370	6278
Caudal de Agua Pérdida Carga Agua	l/h m.c.a.		259	358	522	639	886	989
		Frío	0,4	0,8	1,8	3	2,2	2,9
		Calor	0,3	0,7	1,7	2,6	1,9	2,4



**DIMENSIONES MONTAJE TECHO**

**SERIE FL**

**TFH - UNIDAD HORIZONTAL CON FILTRO HORIZONTAL**

	200	300	450	650	900	1100
A	535	660	800	990	1210	1390
B	510	635	775	965	1185	1365
C	495	620	760	950	1170	1350
Kg.	17	19	23	27	32	36

### A.1.8 Características vasos de expansión seleccionados

- modelo 11AMR-B comercializado por SALVADOR ESCODA capacidad 11[l].



#### PRINCIPALES CARACTERÍSTICAS

- Dos fondos en acero.
- Tapa y manguito de acero inoxidable.
- Membrana calidad alimentaria recambiable (el agua se aloja dentro de la membrana).
- Revestimiento exterior pintura blanca polvo EPOXI secado al horno.
- Válvula co obús para el presurizado del vaso.
- Protección de la válvula con tapón de polipropileno.
- Se entrega con precarga de 3 bar.
- Presión máxima de utilización de 10 bar.
- Temperatura máx. de funcionamiento -10°C/ +100°C.
- Marca CE según la Directiva 97/23/CE.

#### CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS Y DIMENSIONES

Código	Tipo	Capacidad lts.	Presión máx. trabajo bar	Dimensiones aproximadas		Conexión de agua Ø	Presión precarga bar	Dimensiones del embalaje mm
				D (mm)	H (mm)			
AC 04 041	5 AMR-B	5	10	200	245	3/4"	3	200x200x245
AC 04 042	8 AMR-B	8	10	200	345	3/4"	3	200x200x345
AC 04 043	11 AMR-B	11	10	270	320	3/4"	3	270x270x320
AC 04 044	18 AMR-B	18	10	270	420	3/4"	3	270x270x420
AC 04 045	25 AMR-E-B	24	8	350	410	1"	3	350x350x415

#### VENTAJAS QUE APORTA

- Economiza las calorías.
- Economiza el agua.
- Alivia el grupo de seguridad (prácticamente no se producen fugas de agua por goteo).
- Control unitario de la presión en fábrica.
- Reduce el consumo de energía eléctrica.
- **EVITA EL GOLPE DE ARIETE:**

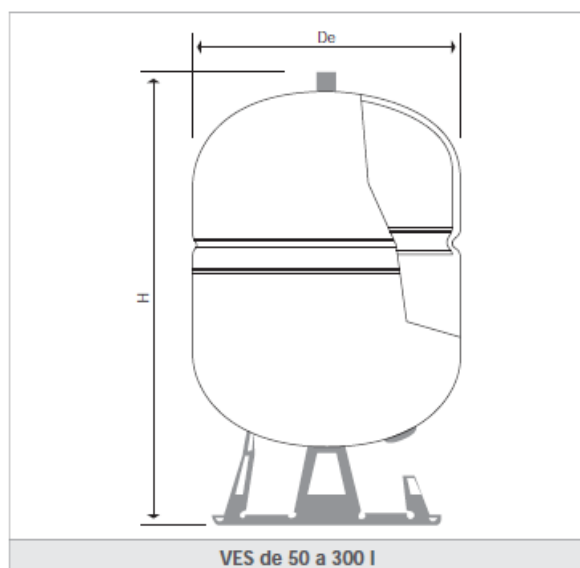
Al cerrar bruscamente las griferías monomando, se producen golpes de ariete dentro de la instalación, que pueden provocar presiones instantáneas de 50 a 80 bar, lo que ocasiona ruidos dentro de las tuberías y una importante fatiga mecánica en diversos componentes de la instalación. Estos inconvenientes son evitados mediante la instalación de un vaso de expansión.

- Modelo VESY006 de 80[l] y VESY007 de 100[l] comercializado por GIACOMINI.

### Descripción

El vaso de expansión VES de membrana fija es ideal para utilizarlo en las instalaciones solares térmicas para compensar la dilatación y la contracción térmica del fluido termovector debida a las grandes oscilaciones de temperatura a las que está sometido. El tratamiento interior anticorrosión garantiza su uso sin problemas con la mezcla de agua y glicol del circuito solar. El cuerpo del vaso está fabricado en acero de alta calidad que asegura su robustez y su larga duración en el tiempo. Para satisfacer las necesidades de las instalaciones solares térmicas de diferentes dimensiones, el vaso VES está disponible en 10 modelos con capacidad de 8 a 300 litros. La entrada de agua está prevista en la parte superior con una conexión de 3/4" o de 1" en función del modelo. El barnizado de la parte exterior es de color blanco, obtenido mediante polvos epoxi de larga duración.

Código	Capacidad [l]	Presión máx [bar]	T máx [°C]	Conexión
VESY001	8	8	110	G 3/4"
VESY002	18	8	110	G 3/4"
VESY003	24	8	110	G 3/4"
VESY004	35	10	110	G 3/4"
VESY005	50	10	110	G 1"
VESY006	80	10	110	G 1"
VESY007	100	10	110	G 1"
VESY008	150	10	110	G 1"
VESY009	200	10	110	G 1"
VESY010	300	10	110	G 1"



Código	Capacidad [l]	De [mm]	H [mm]	Embalaje [mm]
VESY005	50	400	570	410 x 410 x 535
VESY006	80	400	840	410 x 410 x 860
VESY007	100	500	795	510 x 510 x 830
VESY008	150	500	1025	510 x 510 x 1040
VESY009	200	600	1100	610 x 610 x 1100
VESY010	300	650	1265	660 x 660 x 1290

### Características principales

- Cuerpo de acero
- Casquillo superior (lado del agua) con tratamiento interior anticorrosivo
- Barnizado de color blanco por medio de polvos epoxi
- Conexión para entrada de agua en la parte superior
- Membrana de goma SBR (Styrene-Butadiene Rubber)
- Declaración de conformidad con los requisitos de seguridad según la Directiva Europea 97/23/CEE (PED)

### Datos técnicos

Temperatura de trabajo: de -10 a +110 °C  
 Temperatura máxima: +130 °C (máx. 2 horas)  
 Presión de precarga: 3 bar

### A.1.9 Características bomba de circulación seleccionadas

- Bomba circuito primario modelo STG 15/6.5 del fabricante WILO

#### Wilo-Star-STG 15/6.5

> RTF-Download

Bomba circuladora de rotor húmedo con sistema hidráulico especial para circuitos primarios en instalaciones solares y de geotermia. Con conmutación de velocidades de 3 etapas manual y motor monofásico resistente al bloqueo. Carcasa de fundición gris con revestimiento de cataforesis. Rodete de polipropileno reforzado con fibra de vidrio. Eje de acero inoxidable con cojinetes de deslizamiento de carbón impregnados de metal.

#### Materiales

Carcasa de la bomba: Fundición gris (EN-GJL-200)

Rodete: Polipropileno

Eje de la bomba: Acero inoxidable (X40Cr13)

Cojinete: Carbono, impregnado de metal

#### Fluidos admisibles (se pueden solicitar otros)

Caudal máx.: 4 m<sup>3</sup>/h

Altura de impulsión máx.: 7 m

#### Conexiones de tubería

Racor: Rp 1/2

Longitud efectiva: 130 mm

#### Motor/componentes electrónicos

Compatibilidad electromagnética: EN 61800-3

Emisión de interferencias: EN 61000-6-3

Resistencia a interferencias: EN 61000-6-2

Regulación de la velocidad: -

Tipo de protección: IP 44

Clase de aislamiento: F

Alimentación eléctrica: 1~230 V, 50 Hz

Velocidad: 1178 - 2170 / 1714 - 2604 / 2303 - 2707 rpm

Potencia nominal del motor: 29,0 / W16,0 / W8,5 W

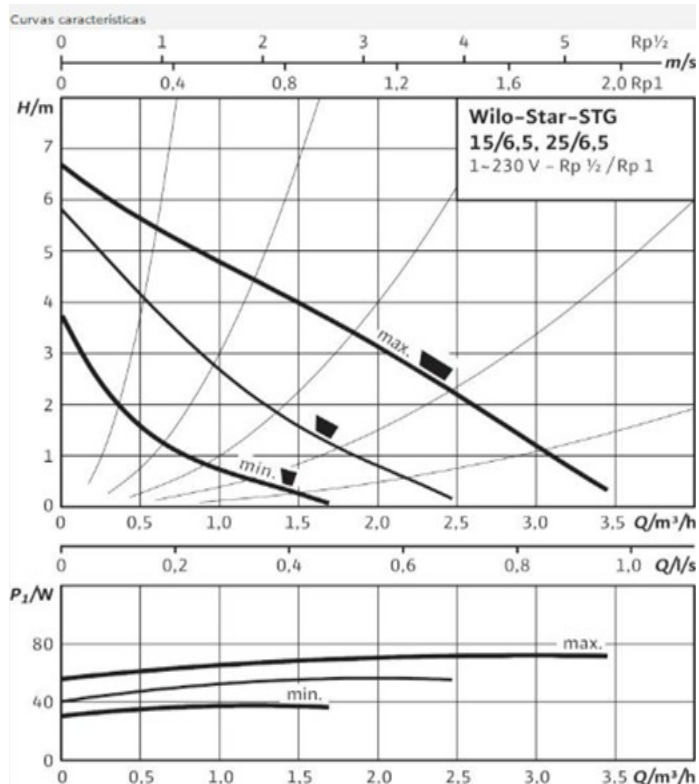
Consumo de potencia 1~230 V: 35 / 52 / 70 W

Corriente con 1~230 V: 0,16 / 0,24 / 0,30 A

Corriente máx.: 0,3 / A0,24 / A0,16 A

Protección de motor: no requerida (resistente al bloqueo)

Prensaestopas: 1x11



- Bomba circuito secundario STAR-STG 15/4 del fabricante WILO

**Wilo-Star-STG 15/4**

[> RTF-Download](#)

Bomba circuladora de rotor húmedo con sistema hidráulico especial para circuitos primarios en instalaciones solares y de geotermia. Con conmutación de velocidades de 3 etapas manual y motor monofásico resistente al bloqueo. Carcasa de fundición gris con revestimiento de cataforesis. Rodete de polipropileno reforzado con fibra de vidrio. Eje de acero inoxidable con cojinetes de deslizamiento de carbón impregnados de metal.

**Materiales**

Carcasa de la bomba: Fundición gris (EN-GJL-200)  
 Rodete: Polipropileno  
 Eje de la bomba: Acero inoxidable (X40Cr13)  
 Cojinete: Carbono, impregnado de metal

**Fluidos admisibles (se pueden solicitar otros)**

Caudal máx.: 4 m<sup>3</sup>/h  
 Altura de impulsión máx.: 4 m

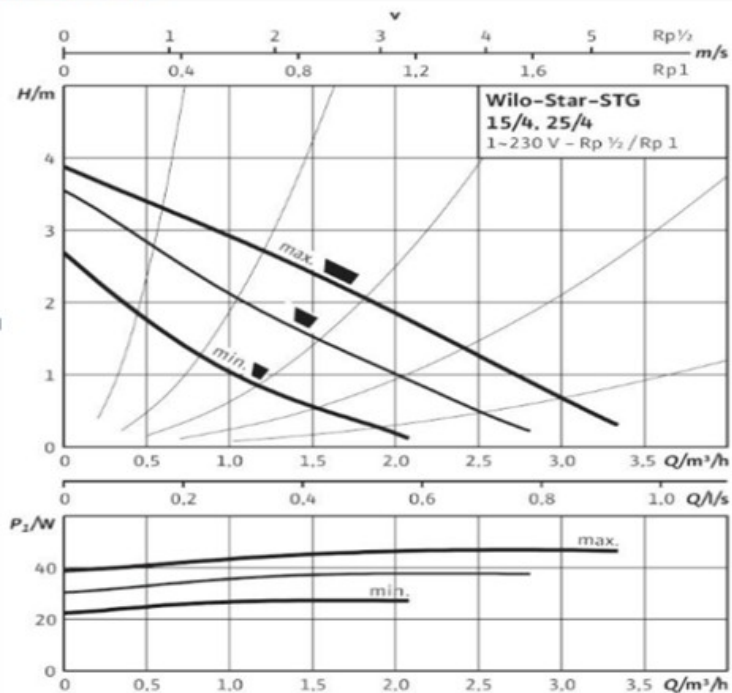
**Conexiones de tubería**

Racor: Rp 1/2  
 Longitud efectiva: 130 mm

**Motor/componentes electrónicos**

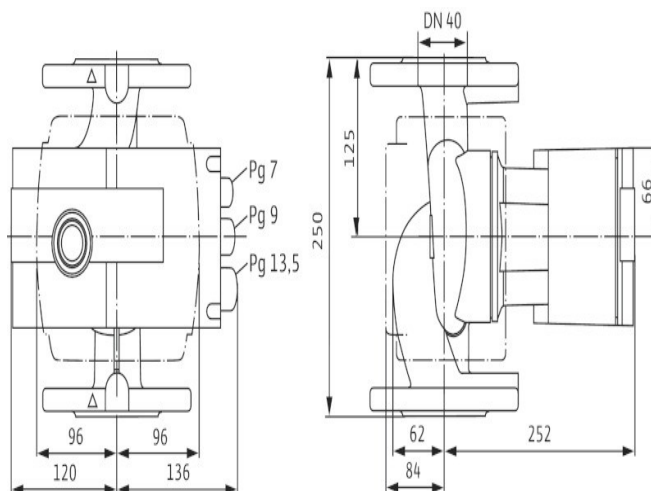
Compatibilidad electromagnética: EN 61800-3  
 Emisión de interferencias: EN 61000-6-3  
 Resistencia a interferencias: EN 61000-6-2  
 Regulación de la velocidad: -  
 Tipo de protección: IP 44  
 Clase de aislamiento: F  
 Alimentación eléctrica: 1~230 V, 50 Hz  
 Velocidad: 1440 - 2350 / 1910 - 2630 / 2140 - 2720 rpm  
 Potencia nominal del motor: 15,5 / W9,5 / W5,5 W  
 Consumo de potencia 1~230 V: 28 / 38 / 48 W  
 Corriente con 1~230 V: 0,13 / 0,17 / 0,21 A  
 Corriente máx.: 0,21 / A0,17 / A0,13 A  
 Protección de motor: no requerida(resistente al bloqueo)  
 Prensaestopas: 1x11

Curvas características

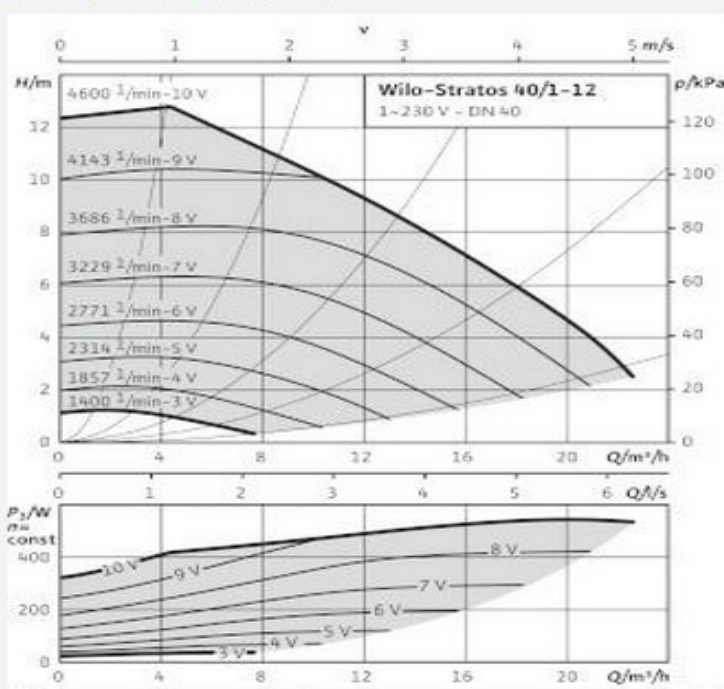


- Bomba circuito terciario Stratos 40/1-12 del fabricante WILO

Fluidos admisibles (se pueden solicitar otros)	
Agua de calefacción (según VDI 2035)	•
Mezclas de agua/glicol (máx. 1:1; a partir de un 20 % de aditivo se deben comprobar los datos de impulsión)	•
Campo de aplicación autorizado	
Rango de temperaturas con temperatura ambiente máx. +40 °C	-10...+110 °C
Presión de trabajo máxima admisible	$P_{max}$ 6/10 bar
Conexiones de tubería	
Brida	Brida combinada PN6/10 (brida PN 16 según EN 1092-2)
Diámetro nominal de la brida	DN 40
Longitud efectiva	$l_0$ 250 mm
Motor/componentes electrónicos	
Índice de eficiencia energética (IEE)	$\leq 0,20$
Compatibilidad electromagnética	EN 61800-3
Emisión de interferencias	EN 61000-6-3
Resistencia a interferencias	EN 61000-6-2
Regulación de la velocidad	Convertidor de frecuencia
Tipo de protección	IP X4D
Clase de aislamiento	F
Alimentación eléctrica	1~230 V, 50/60 Hz
Potencia nominal del motor	$P_2$ 450,00 W
Velocidad	$n$ 1400 - 4600 rpm
Consumo de potencia	$P_1$ 25 - 550 W
Intensidad absorbida	$I$ 0,20 - 2,40 A
Protección de motor	integrada
Prensaestopas	PG 1x7/1x9/1x13,5
Materiales	
Carcasa de la bomba	Fundición gris (EN-GJL-250)
Rodete	Plástico (PPS - 40% GF)
Eje de la bomba	Acero inoxidable (X30Cr13/X46Cr13)
Cojinete	Carbono, impregnado de metal

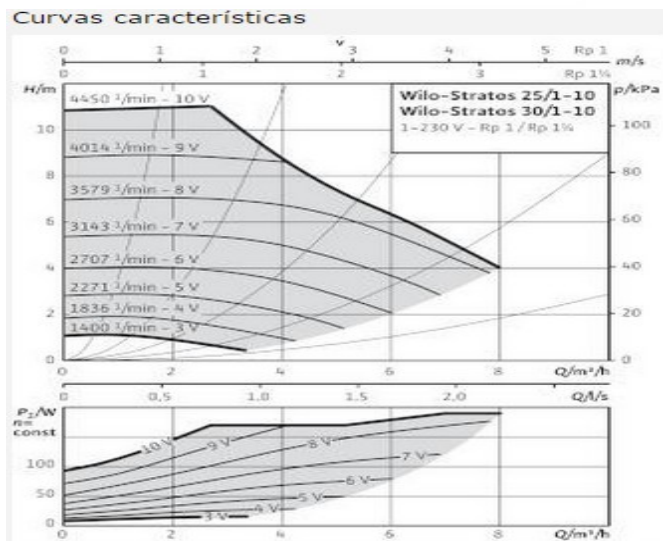
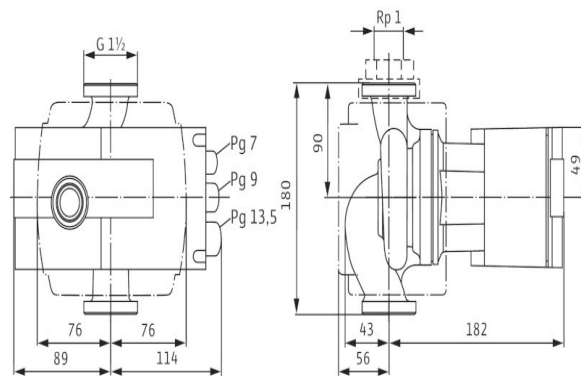


Curvas características



- Bombas circuito torre de enfriamiento y circuito cuaternario modelo Stratos 25/1-10 del fabricante WILO

<b>Fluidos admisibles (se pueden solicitar otros)</b>	
Agua de calefacción (según VDI 2035)	•
Mezclas de agua/glicol (máx. 1:1; a partir de un 20 % de aditivo se deben comprobar los datos de impulsión)	•
<b>Campo de aplicación autorizado</b>	
Rango de temperaturas con temperatura ambiente máx. +40 °C	-10...+110 °C
Presión de trabajo máxima admisible	$P_{max}$ 10 bar
<b>Conexiones de tubería</b>	
Racor	Rp 1
Rosca	G 1½
Longitud efectiva	$l_0$ 180 mm
<b>Motor/componentes electrónicos</b>	
Índice de eficiencia energética (IEE)	≤ 0,20
Compatibilidad electromagnética	EN 61800-3
Emisión de interferencias	EN 61000-6-3
Resistencia a interferencias	EN 61000-6-2
Regulación de la velocidad	Convertidor de frecuencia
Tipo de protección	IP X4D
Clase de aislamiento	F
Alimentación eléctrica	1~230 V, 50/60 Hz
Potencia nominal del motor	$P_2$ 140,00 W
Velocidad	$n$ 1400 - 4450 rpm
Consumo de potencia	$P_1$ 9 - 190 W
Intensidad absorbida	$I$ 0,13 - 1,30 A
Protección de motor	integrada
Prensaestopas	PG 1x7/1x9/1x13,5
<b>Materiales</b>	
Carcasa de la bomba	Fundición gris (EN-GJL-200)
Rodete	Plástico (PPE - 30% GF)
Eje de la bomba	Acero inoxidable (X30Cr13)
Cojinete	Carbono, impregnado de metal



### A.1.10 Características elementos del subsistema de regulación y control.

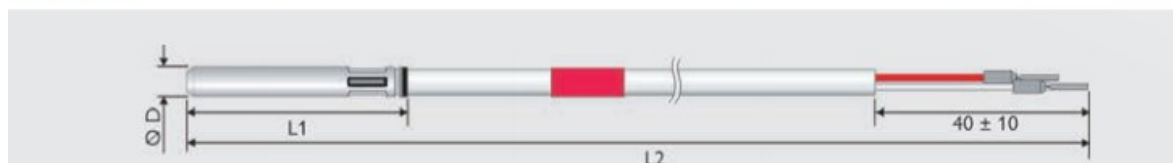
- Regulador solar ST SUNDRA 34/6 de la marca IBERSOLAR

Referencia	ST SUNDRA
Voltaje nominal	230 Voltios (± 15%), 50Hz
Auto consumo máx.	≤ 1,0 W
2 entradas	
2 x determinación de temperatura	PT1000 o KTY81-210
1 salida	
R1	Triac para el control de velocidad, capacidad de cambio 200W
Todas las salidas están protegidas contra sobrecarga y cortocircuito	
<b>Rangos de ajuste</b>	
La diferencia de temperaturas conectada	4...17 K
La diferencia de temperaturas desconectada	2...15 K
Pantalla	Pantalla LCD de 16 caracteres, menú
Protección	IP 20 / DIN 40050
Temperatura de ambiente permisible	0° C... +45° C
Instalación	Instalación en pared
Peso	460 g
Caja	Caja de plástico de 3 piezas reciclable
Dimensiones l x a x al (mm)	150 x 215 x 43 mm
<b>Sensores de temperatura</b>	
acumulador de calor (*) : PT 1000	2,0m cable PVC, rango de medición hasta 105°C
colector (*) : PT 1000	1,5m cable de silicona, rango de medición hasta 150°C
P.V.P.r	217.02



- Sondas de temperatura modelo FKP5,5 Y FRP5,5 del fabricante RESOL.

	D [mm]	L1 [mm]	L2 [mm]	Material	Campo de utilización	Rango de temperatura	Ref.
<b>FKP5,5</b>	5,5	28	1500	silicona	captador	-50 ... +180 °C	155 003 10
<b>FRP5,5</b>	5,5	28	2500	PVC	acumulador	-5 ... +80 °C	155 003 20



- Sonda de insolación modelo CP 84-T del fabricante OSAKA

**CO SONDAS HUMEDAD / TEMPERATURA**



**Sondas INOX de humedad (HR%) con salida a 4...20 mA. Formato redondo y tubular**

- CP 50: Sonda redonda IP67
- CP 84-T: Sonda tubular IP65
- Uso adecuado entre 0-100% HR
- Temperatura de uso: -25/+70°C
- Precisión: CP 50 (2%) / CP 84-T (3%)
- Alimentación: 12...30 Vdc
- Se suministra con cable de 1,5 mts
- El sensor no se daña aunque se condense
- Dimensiones:
  - CP 50: 50 mm (diámetro)
  - CP 84-T: 130 x 22 mm
- Compatible con otras marcas d reguladores



Código	Modelo	Salida	Rango	€
CO 31 849	CP 50	4...20 mA	0...100% HR	191,55
CO 31 847	CP 84-T	4...20 mA	0...100% HR	201,83

**A.1.11 Características B.C.A reversible a llama directa serie GAHP-AR del fabricante ROBUR.**

Bomba de calor reversible, de instalación exterior, para la producción de agua caliente hasta 60 °C o agua fría hasta 3 °C. Garantiza una eficiencia de hasta el 149%, gracias al uso de energía renovable.

Bomba de calor por absorción alimentada a gas para calefacción o acondicionamiento

**PRO Línea GAHP Serie AR - RTAR**

**Ventajas**

- Puede superar eficiencias puntuales del 140%, garantizando hasta un 30% de reducción de los costes anuales de calefacción y de las emisiones de CO2 en comparación con las mejores calderas por condensación.
- Es el sistema de calefacción más ventajoso para la cualificación energética de los

- También permite acondicionar los ambientes, siempre a gas.
- Reduce hasta en un 86% la necesidad de energía eléctrica (0,9 kWe para 35,3 kW de potencia térmica o 16,9 kW de potencia frigorífica) en comparación con los sistemas eléctricos tradicionales, gracias al uso predominante de gas.
- Asegura eficiencias superiores

- Garantiza un ahorro de hasta el 90% en impuestos al consumo de gas metano en hoteles, restaurantes, plantas industriales, talleres artesanales y empresas agrícolas.

**Aplicaciones**

- Ideal para la calefacción y el acondicionamiento en instalaciones industriales, comerciales, receptivas y del sector terciario.

GAHP-AR



**FUNCIONAMIENTO EN CALEFACCIÓN <sup>(1)</sup>**

Punto de funcionamiento A7/W35	GUE eficiencia de uso del gas	%	149
	potencia térmica	kW	37,5
Punto de funcionamiento A7/W50	GUE eficiencia de uso del gas	%	140
	potencia térmica	kW	35,3
Caudal de agua nominal (ΔT = 10 °C)		m³/h	3,04
Pérdida de carga al caudal de agua nominal (A7/W50)		kPa	29
Temperatura salida agua máxima (ΔT = 10 °C)		°C	60
Temperatura entrada agua	máxima	°C	50
	mínima	°C	2
Temperatura aire exterior (bulbo seco)	máxima	°C	35
	mínima	°C	-20

**FUNCIONAMIENTO EN ACONDICIONAMIENTO <sup>(1)</sup>**

Punto de funcionamiento A35/W7	GUE eficiencia de uso del gas	%	67
	potencia frigorífica	kW	25,7
Caudal de agua nominal (ΔT = 5 °C)		m³/h	2,9
Pérdida de carga al caudal de agua nominal (A35/W7)		kPa	31
Temperatura salida agua mínima		°C	3
Temperatura entrada agua	máxima	°C	45
	mínima	°C	6
Temperatura aire exterior (bulbo seco)	máxima	°C	45
	mínima	°C	0

**CARACTERÍSTICAS DEL QUEMADOR**

Capacidad térmica	nominal	kW	25,7
	real	kW	25,2
Consumo gas real	gas natural G20 <sup>(2)</sup>	m³/h	2,72
	GLP G30/G31 <sup>(3)</sup>	kg/h	2,00

**CARACTERÍSTICAS ELÉCTRICAS**

Tensión	230 V - 50 Hz	
Potencia eléctrica nominal <sup>(4)</sup>	kW	0,9

**DATOS DE INSTALACIÓN**

Peso en funcionamiento	kg	380	
Presión sonora a 10 metros <sup>(5)</sup>	versión estándar	dB(A)	54
	versión silenciada	dB(A)	49
Conexiones	agua	"	1 1/4 F
	gas	"	3/4
	tubo evacuación humos	mm	80
	largo	mm	850
Dimensiones	ancho	mm	1.240
	alto	mm	1.290
	Grado de protección eléctrica	IP	X5D

- (1) Condiciones nominales según norma EN 12309-2.
- (2) PCI 34,02 MJ/m<sup>3</sup> (9,45 kWh/m<sup>3</sup>) a 15 °C - 1013 mbar.
- (3) PCI 46,34 MJ/kg (12,87 kWh/kg) a 15 °C - 1013 mbar.
- (4) ± 10% en función de la tensión de alimentación y de la tolerancia sobre el consumo de los motores eléctricos.
- (5) Campo libre frontalmente, factor de direccionalidad 2. Los valores son los máximos detectados.

Nota: Los datos están referidos a la versión estándar con circuladores. Para la versión silenciada, con o sin circuladores, contactar con la red comercial Robur. En condiciones nominales, los circuladores suministran una presión estática residual de 20 kPa en el colector.

Bombas de calor aire-aire verticales, compactas y partidas. 9 tamaños con capacidades de refrigeración entre 13 y 72 kW y de calefacción entre 15 y 83 Kw. Aplicaciones comerciales pequeñas y medianas tales como restaurantes, tiendas y oficinas bancarias

- **Batería azul, con alta resistencia a la corrosión**
- **Free-cooling opcional**
- **Flexibilidad: paneles de impulsión y retorno intercambiables**
- **Versiones compactas o partidas**



**Datos físicos**

50PZ (40PZ/38PZ)		015	025	030	031	040	045	055	065	075
Capacidad frigorífica nominal**	kW	13,42	21,81	28,50	27,70	34,36	43,60	52,51	61,94	72,58
Capacidad calorífica nominal***	kW	15,76	25,02	30,58	30,20	39,15	50,18	57,43	66,60	83,06
Peso										
50PZ Bomba de calor, compacta		238	400	412	427	638	864	919	968	1.058
40PZ Unidad Interior		78	140	150	150	230	297	317	335	365
38PZ Unidad Exterior		160	260	262	277	408	567	602	633	693
Conexión refrigerante gas	Pulg	7/8"	11/8"	11/8"	7/8"	11/8"	11/8"	11/8"	11/8"	13/8"
Conexión refrigerante líquido	Pulg	1/2"	5/8"	5/8"	1/2"	5/8"	5/8"	5/8"	5/8"	5/8"
Compresor (R-407C)		← Hermético alternativo →			← Scroll →					
Cantidad		1	1	1	2	2	2	2	2	2
Batería unidad interior/exterior (40PZ/38PZ)		Tubos de cobre, aletas de aluminio pretreatado								
Ventilador unidad interior (40PZ)		Centrifugo de doble entrada (Uno en modelo 015, dos en el resto)								
Caudal de aire nominal	l/s	960	1.490	1.690	1.690	2.190	2.640	2.910	3.140	3.530
Presión disponible	Pa	70	70	100	100	120	150	160	180	180
Ventilador unidad exterior (38PZ)		Centrifugo de doble entrada (Uno en modelo 015, dos en el resto)								
Caudal de aire nominal	l/s	1.470	3.020	2.780	2.780	3.610	4.580	5.080	6.030	6.890
Presión disponible	Pa	50	50	60	60	60	75	100	100	100
50PZ (40PZ/38PZ)		015	025	030	031	040	045	055	065	075
Tensión nominal (± 10%)*	V	400	400	400	400	400	400	400	400	400
Consumo nominal, Frío**	kW	7,2	11,2	13,6	14,6	18,1	21,6	25,4	30,2	38,5
Consumo nominal, Calor***	kW	6,6	11,1	12,4	12,7	17,5	20,8	23,7	27,1	34,3
Consumo nominal, Frío**	A	13,7	19,2	22,2	26,6	31,8	38,2	42,4	50,9	68,6
Consumo nominal, Calor***	A	13,0	19,2	20,7	24,0	30,2	36,8	40,9	47,4	63,5
En cortocircuito	A	80,0	106,3	133,3	95,3	134,0	156,7	187,8	219,0	256,0

Datos nominales de funcionamiento:  
 - Frío: Aire interior a 27°C.T.S. y 19°C.T.H. Aire exterior a 35°C.T.S.  
 - Bomba de calor: Aire interior a 21°C.T.S. Aire exterior a 6°C.T.H.  
 - Caudales de aire nominales en evaporador y en condensador.

\* Todas las unidades están construidas para suministro trifásico mas neutro, 50 Hz.  
 \*\* Basado en una temperatura seca de aire exterior de 35°C y una temperatura húmeda de aire interior de 19°C.  
 \*\*\* Basado en una temperatura húmeda de aire exterior de 6°C y una temperatura seca de aire interior de 21°C.

**ANEXO II: Detalle costos totales de inversión del sistema propuesto y sus alternativas.**

Tabla A.2.1: Detalle de los costos de inversión del sistema propuesto. Fuente [Propia]

Denominación	Modelo/Tipo	Cantida d	Precio unitario [US\$]	Valor [US\$]
Colector tipo Heat-Pipe	TZ58/1800-10R	46	624,0	28.704,0
Intercambiador de calor	M3FG H	1	1.661,5	1.661,5
Fluido calo-portador	Tyfocor <sup>®</sup> L-eco	1	228,8	228,8
Tanque de acumulación	VS3000	1	2.033,0	2.033,0
B.C. por absorción	WFC-SC5	1	17.937,0	17.937,0
Calefón	TC TFI 18-1	1	372,2	372,2
Torre de enfriamiento	TMR-05	1	2.880,0	2.880,0
Fan-Coil	TFHE	7	935,0	6.545,0
Vaso de expansión 11[l]	11AMR-B	1	81,6	81,6
Vaso de expansión 80[l]	VESY006	1	367,2	367,2
Vaso de expansión 100[l]	VESY007	1	431,3	431,3
Bomba de circulación	Star-STG 15/6,5	1	540,2	540,2
Bomba de circulación	Star-STG 15/4	1	521,2	521,2
Bomba de circulación	Stratos 25/1-10	2	1.090,0	2.180,0
Bomba de circulación	Stratos 25/1-12	1	890,5	890,5
Termómetro radial	D.80/50	9	38,1	342,5
Manómetro	1000/40.B	13	18,2	236,6
Regulador	ST Sundra 34/6	1	328,3	328,3
Sonda de temperatura	FKP5,5	4	23,3	93,2
Sonda de insolación	CP 84-T	1	256,6	256,6

Válvula purgadora	RTT/20-20	3	28,0	84,0	
Válvula de Esfera	CF8M 2"	43	48,0	2.064,0	
Válvula de seguridad	ATS /300	4	46,0	184,0	
Válvula de vaciado	40PT/2	3	35,0	105,0	
Válvula de retención	C1253	9	50,0	450,0	
Válvula motorizada 3 vías	OF-43	3	179,0	540,0	
V. Mezcladora Termostática	12 ST	1	125,0	125,0	
Cañería HDPE cto. primario	∅= 35 [mm]	86 [m]	1,95 [US\$/m]	167,7	
Cañería HDPE cto. secundario	∅= 35 [mm]	43 [m]	1,95 [US\$/m]	83,9	
Cañería HDPE cto. terciario	∅ =42 [mm]	129[m]	3,04 [US\$/m]	392,2	
Cañería HDPE cto. a torre	∅ =54 [mm]	30 [m]	4,73 [US\$/m]	141,9	
Cañería HDPE cto. cuaternario	∅ =35 [mm]	30 [m]	1,95 [US\$/m]	58,5	
Aislación cto. primario	esp=16,6 [mm]	86 [m]	2,30 [US\$/m]	197,8	
Aislación cto. secundario	esp=16,6 [mm]	43 [m]	2,30 [US\$/m]	98,9	
Aislación cto. terciario	esp=24,6 [mm]	129 [m]	6,70 [US\$/m]	864,3	
Aislación cto. a torre	esp=20,9 [mm]	30 [m]	5,10 [US\$/m]	153,0	
Aislación cto. cuaternario	esp=16,6 [mm]	30 [m]	2,30 [US\$/m]	69,0	
Fitting (tee, codos, etc.)	N/A	150	1	150,0	
				VALOR BRUTO	<b>72.559,7</b>
				IVA 19[%]	13.786,3
				<b>TOTAL</b>	<b>86.346,0</b>

Otros Costos	Cantidad [%]	Valor bruto [US\$]	Total [US\$]
Costos de Instalación y Mano de Obra	25	18.139,9	21.586,5
Gastos en General	0,5	362,8	431,7
<b>COSTOS TOTALES</b>			<b>108.364,</b>

	<b>2</b>
--	----------

Tabla A.2.2: Detalle de los costos de inversión alternativa 1. Fuente [Propia]

Denominación	Modelo/Tipo	Cantidad	Precio unitario [US\$]	Valor [US\$]
B.C.A reversible a llama directa	GAHP-AR	1	25.455,3	25.455,3
Torre de enfriamiento	TMR-05	1	2.880,0	2.880,0
Fan-Coil	TFHE	7	935,0	6.545,0
Bomba de circulación	VeroLine IP-E 50/60	2	1.090,0	2.180,0
Vaso de expansión 11[l]	11AMR-B	1	81,6	81,6
Termómetro radial	D.80/50	4	38,1	152,2
Manómetro	1000/40.B	4	18,2	72,8
Válvula purgadora	RTT/20-20	1	28,0	28,0
Válvula de Esfera	CF8M 2"	16	48,0	768,0
Válvula de seguridad	ATS /300	3	46,0	138,0
Válvula de vaciado	40PT/2	3	35,0	105,0
Válvula de retención	C1253	5	50,0	250,0
Cañería HDPE cto. a torre	∅ =54 [mm]	30 [m]	4,73 [US\$/m]	141,9
Cañería HDPE cto. agua caliente	∅ =42 [mm]	30 [m]	3,04 [US\$/m]	91,2
Cañería HDPE cto. agua fría	∅ =35 [mm]	30 [m]	1,95 [US\$/m]	58,5
Aislación cto. a torre	esp=20,9 [mm]	30 [m]	5,1 [US\$/m]	153,0
Aislación cto. agua caliente	esp=16,6 [mm]	30 [m]	2,3 [US\$/m]	69,0
Aislación cto. agua fría	esp=16,6 [mm]	30 [m]	2,3 [US\$/m]	69,0
Fitting (tee, codos, etc.)	N/A	60	1	60,0

<b>VALOR BRUTO</b>	<b>39.031,5</b>
IVA 19[%]	7.416,0
<b>TOTAL</b>	<b>46.447,5</b>

Otros costos	Cantidad [%]	Valor bruto [US\$]	Total [US\$]
Costos de Instalación y Mano de Obra	25	9.757,8	11.611,8
Gastos en General	0,5	195,2	232,3
<b>COSTOS TOTALES</b>			<b>58.291,6</b>

Tabla A.2.3: Detalle de los costos de inversión alternativa 2. Fuente [Propia]

Denominación	Modelo/Tipo	Cantidad	Precio unitario [US\$]	Valor [US\$]
B.C aire-aire	40Pz/38Pz	1	11.078,4	14.343,2
Fluido refrigerante	R410A	1	41,8	41,8
Difusores	TR212	10	654,5	6.545,0
Cañería HDPE cto. refrigerante	∅=42 [mm]	20 [m]	3,04 [US\$/m]	60,8
Cañería HDPE cto. agua fría/caliente	∅=42 [mm]	30 [m]	3,04 [US\$/m]	91,2
Aislación cto. refrigerante	esp=16,6 [mm]	20 [m]	2,3 [US\$/m]	46,0
Aislación cto. aire frío/caliente	esp=16,6 [mm]	30 [m]	2,3 [US\$/m]	69,0
Termómetro radial	D.80/50	8	38,1	304,4
Bomba de circulación	Star-STG 15/4	1	521,2	521,2
Manómetro	1000/40.B	8	18,2	145,6

Válvula de esfera	CF8M 2"	11	18,2	200,2
Válvula purgadora	RTT/20-20	1	28,0	28,0
Válvula de seguridad	ATS /300	4	46,0	184,0
Válvula de vaciado	40PT/2	1	35,0	35,0
Válvula de retención	C1253	3	50,0	150,0
Fitting (tee, codos, etc.)	N/A	30	1	30,0
<b>VALOR BRUTO</b>				<b>22.795,4</b>
IVA 19[%]				4.331,1
<b>TOTAL</b>				<b>27.126,5</b>

Otros costos	Cantidad [%]	Valor bruto [US\$]	Total [US\$]
Costos de Instalación y Mano de Obra	25	5.698,9	6.781,7
Gastos en General	0,5	113,8	135,5
<b>COSTOS TOTALES</b>			<b>34.043,7</b>