



UNIVERSIDAD DE CHILE
FACULTAD DE CIENCIAS FÍSICAS Y MATEMÁTICAS
DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA

ANÁLISIS DE FACTIBILIDAD TÉCNICA DE SISTEMAS SOLARES TÉRMICOS DE
GRAN ENVERGADURA EN BASE A BOMBAS DE CALOR ASISTIDAS POR
RADIACIÓN DIRECTA (SST PT)

MEMORIA PARA OPTAR AL TÍTULO DE
INGENIERO CIVIL MECÁNICO

JOSÉ MIGUEL DE GRAZIA VALLEJOS

PROFESOR GUÍA:
LEONEL NÚÑEZ LAZO

MIEMBROS DE LA COMISIÓN:
ALDO SANETTI ALARCÓN
ÁLVARO VALENCIA MUSALEM

SANTIAGO DE CHILE
2020

RESUMEN DE LA MEMORIA PARA OPTAR
AL TÍTULO DE INGENIERO CIVIL MECÁNICO
POR: JOSÉ MIGUEL DE GRAZIA VALLEJOS
FECHA: 2020
PROF. GUÍA: LEONEL NÚÑEZ LAZO

ANÁLISIS DE FACTIBILIDAD TÉCNICA DE SISTEMAS SOLARES TÉRMICOS DE GRAN ENVERGADURA EN BASE A BOMBAS DE CALOR ASISTIDAS POR RADIACIÓN DIRECTA (SST PT)

Gran cantidad de energía es utilizada para la producción de agua caliente y para calefacción. Es común que esta energía provenga de fuentes contaminantes como carbón, leña o combustibles fósiles; tanto de consumo domiciliario, como comercial. Dichas tecnologías poseen una gran huella de carbono, lo cual sumado al cambio climático hace necesario evaluar otras fuentes de energía para la producción de calor; como lo es la energía solar. Existe una tecnología que utiliza el calor del sol en forma de paneles solares termodinámicos (PST), que funcionan bajo el principio de bombas de calor de expansión súbita y los cuales son ampliamente utilizados para la producción de agua caliente de uso sanitario y calefacción en recintos domiciliarios. Este trabajo busca contribuir a esta tecnología realizando un estudio de sistemas PST a gran escala con el fin de ser implementado a nivel industrial.

El objetivo general de este trabajo es evaluar la factibilidad técnica de bombas de calor asistidas por radiación solar empleando más de 40 paneles solares termodinámicos en el circuito primario, para la producción de Agua Caliente Sanitaria (ACS) y Agua Caliente para Calefacción (ACC); generando una metodología de análisis de sistemas de gran tamaño. Los objetivos específicos son evaluar el estado del arte de la tecnología PST, sus componentes y aplicaciones; desarrollar una metodología de cálculo y análisis de sistemas diseñados y desarrollar ingenierías conceptuales con P&ID, Lay-out y planos de detalles principales; y aplicar metodologías desarrolladas a 5 casos de estudio.

La metodología para desarrollar los objetivos específicos se basa en: Evaluar el estado del arte de los PST; Desarrollar una metodología de diseño y análisis de acuerdo con la literatura; aplicar la metodología desarrollada a 5 casos de estudio seleccionados.

Los principales resultados del trabajo se centran en 4 partes: Condiciones de operación; diseño a gran escala, en forma de diámetros de tuberías y distribución de PST; calor disponible; y coeficiente de rendimiento de los casos estudiados.

En conclusión, se encontró una clara relación entre el tamaño del sistema y el coeficiente de rendimiento. A medida que se aumenta el tamaño el sistema reduce el coeficiente de rendimiento debido a las pérdidas de carga acumulativas, al punto que es más factible considerar dos sistemas de menor tamaño que un sistema de mayor tamaño (considerando el mismo calor total disponible) debido al tamaño de las pérdidas.

Agradecimientos

Principalmente, quiero agradecer más que nada a mi madre Gabriela Vallejos, por apoyarme durante todo el transcurso de mi vida universitaria, también a mis amigos Grace Vega, Juan Pablo Cabezas, Hans Stier, Javiera Troncoso, Sebastián Salinas, Rodrigo Ramos (grupo mecánicos y Hans), por todas esas noches de estudios, pasando de largo donde nunca faltó pizza y café pero siempre faltó tiempo. También agradecer a las tres cafeterías del campus que nos tenían que aguantar cada vez que íbamos muy estresados después de estudiar para un control, a su vez, quiero agradecer al departamento de Ingeniería Civil Mecánica, incluyendo a Soledad Morales y al personal de aseo. Finalmente, quiero agradecer a: Leonel Núñez, por ser mi profesor Guía; Aldo Sanetti y Álvaro Valencia por ser parte de la comisión y a los grandes de Vicente Soler, Francisco Morales y Javier Rodríguez, por ayudarme con la edición de este trabajo.

Tabla de Contenido

Índice de Tablas	viii
Índice de Ilustraciones	xii
Introducción	1
1. Motivación, Objetivos y Alcances	2
1.1. Motivación	2
1.2. Objetivos	2
1.2.1. Objetivo General	2
1.2.2. Objetivos específicos	2
1.3. Alcance	3
2. Metodología	4
3. Antecedentes	6
3.1. Situación en Chile de Calefacción y Producción de Agua Caliente de Uso Sanitario	6
3.2. Sistemas de Calefacción Central y Producción de ACS	7
3.3. Bombas de Calor	7
3.3.1. Ciclo Termodinámico	8
3.3.2. Tipos de bombas de calor	9
3.3.3. COP Teórico en Bombas de Calor	10
3.4. Bombas de Calor con Panel Solar Termodinámico	10
3.4.1. Componentes de BC PST	11
3.5. Condiciones Climáticas	14
3.5.1. Radiación Solar, Temperatura y Viento	14
3.6. Sistemas PST Existentes y Comerciales	15
3.6.1. Panel Solar Termodinámico (PST)	15
3.6.2. Línea de Succión y Líquidos	16
3.6.3. Bloque Termodinámico	16
3.6.4. Válvula de Expansión	17
3.6.5. Estanque de Almacenamiento	17
3.7. Problemática	17
4. Metodología de Análisis de Sistemas PST	18
4.1. Cálculo de Condiciones de Operación de BC PST	18

4.1.1.	Evaporador	18
4.1.2.	Determinar Resistencias Térmicas	20
4.1.3.	Calor Total Obtenido	23
4.1.4.	Compresor	23
4.1.5.	Válvula de Expansión Termostática	23
4.1.6.	Estados Termodinámicos	24
4.1.7.	Flujo Másico	28
4.1.8.	Trabajo en el Compresor	28
4.1.9.	Calor en el condensador	29
4.2.	Diseño Conceptual	29
4.3.	Diámetro Óptimo de Cañerías	29
4.3.1.	Pérdida de Carga y Costos de Energía	30
4.3.2.	Costo por metro de tubería	31
4.3.3.	Mano de obra	32
4.3.4.	Costo de la HH	34
4.3.5.	Costo de Materiales Fungibles:	35
4.3.6.	Costo de Equipo para Mano de Obra:	37
4.3.7.	Costos Totales	37
4.3.8.	Diámetro Óptimo de Tuberías	38
4.4.	Calculo de Rendimiento	38
4.4.1.	Pérdida de Carga por Accesorios	38
4.4.2.	Pérdida de Potencia	38
4.4.3.	Calor Obtenido Total	39
4.4.4.	Trabajo del Compresor	39
4.4.5.	Coeficiente de Rendimiento	39
5.	Cálculo de Condiciones de Operación	40
5.1.	Propiedades del PST	40
5.2.	Panel Solar Termodinámico	41
5.2.1.	Calor Obtenido en el PST	41
5.2.2.	Ciclo Termodinámico	41
5.2.3.	Flujo Másico del refrigerante	41
6.	Diseño del Circuito Primario	43
6.1.	Tamaño a Evaluar	43
6.2.	Configuración del Sistema PST	43
6.3.	Valores Preliminares de Diseño	44
6.3.1.	80 Paneles	44
6.3.2.	120 Paneles	44
6.3.3.	150 Paneles	44
6.3.4.	200 Paneles	44
6.3.5.	400 Paneles	45
6.4.	Diámetro Óptimo de Tuberías	45
6.5.	Pérdida de Carga: 80 paneles	45
6.5.1.	Cálculo de Pérdida de Carga	45
6.5.2.	Pérdida de Carga: 120 Paneles	51
6.6.	Pérdida de Carga: 150 Paneles	51

6.7. Pérdida de Carga: 200 Paneles	51
6.8. Pérdida de Carga: 400 Paneles	52
6.9. Diámetro Óptimo	52
7. Cálculo del COP	53
7.1. Disposición de la Instalación del PST	53
7.1.1. Ángulo de Inclinación	53
7.1.2. Plano Alas	54
7.2. Pérdida de Carga por Accesorios	54
7.2.1. Accesorios línea Líquidos	55
7.2.2. Accesorios línea Succión	57
7.3. Pérdida de Potencia total	58
7.4. Calor Total Obtenido	59
7.5. Potencia del Compresor	59
7.6. Coeficiente de Rendimiento	59
8. Análisis de Resultados y Conclusiones	61
8.1. Análisis de Resultados	61
8.1.1. Análisis de las Condiciones de Operación	61
8.1.2. Validación de los Resultados	61
8.1.3. Análisis del Diseño	62
8.1.4. Análisis del Calor Disponible	63
8.1.5. Análisis del COP	64
8.2. Conclusiones y Propuesta	66
8.2.1. Propuesta de trabajo	68
9. Bibliografía	69
A. Anexo	73
A.1. Antecedentes	73
A.1.1. Refrigerante	74
A.2. Metodología	76
A.2.1. Coeficiente de Fricción	76
A.3. Diseños de gran envergadura	76
A.4. Diámetro Económico	79
A.4.1. Pérdidas de Carga	79
A.4.2. Costos para el Cálculo del Diámetro Económico	82
A.5. Coeficiente de Rendimiento	88
A.5.1. Accesorios	88
A.5.2. Perdida de carga por accesorios	90
A.5.3. COP: 80 Paneles	92
A.5.4. COP: 120 Paneles	93
A.5.5. COP: 150 Paneles	95
A.5.6. COP: 200 Paneles	96
A.5.7. COP: 400 Paneles	98
A.6. Analisis	99
A.7. Curvas de Desempeño de Sistemas Comerciales	99

Índice de Tablas

3.1. Propiedades físicas del refrigerante R134a.	13
4.1. Valor de constante "X" para determinar productividad del soldador.	34
4.2. Productividad en Horas hombre por metro, según el diámetro, de tubería de cobre tipo K.	35
4.3. Costo de las varillas para soldar las tuberías de cobre, asumiendo una unión cada 6 metros de tubería.	36
4.4. Costo de los gases de Oxi-Acetileno para soldar las tuberías de cobre, asumiendo una unión cada 6 metros de tubería.	37
5.1. Valores de las variables y constantes utilizadas para los cálculos.	40
6.1. Pérdida de carga para configuración de 80 paneles y diseño de 1 ala y 1 línea de succión.	49
6.2. Pérdida de carga para configuración de 80 paneles y diseño de 1 alas y 2 líneas de succión	50
6.3. Pérdida de carga para configuración de 80 paneles y diseño de 2 alas y 4 líneas de succión	50
6.4. Pérdida de carga para configuración de 80 paneles y diseño de 4 alas y 8 líneas de succión	50
6.5. Diámetros óptimos de tuberías principales de succión.	52
7.1. Largo de la línea de líquidos para las diferentes configuraciones y tamaños en metros.	56
7.2. Accesorios y longitud de espiral de la línea de líquidos para 80 paneles.	57
7.3. Pérdida de energía línea líquidos para configuración de 80 paneles	57
7.4. Largo de la línea de succión para las diferentes configuraciones y tamaños en metros.	57
7.5. Accesorios de la línea de succión para 80 paneles.	58
7.6. Pérdida de energía línea de succión para configuración de 80 paneles.	58
7.7. Pérdida de energía promedio de todos los casos estudiados para el mes de enero.	58
7.8. Calor obtenido en cada configuración por los PST en Watts.	59
7.9. Coeficiente de Rendimiento para la configuración de 80 paneles y el diseño de 1 Ala.	60
8.1. Diámetro de la tubería de succión para los casos estudiados.	62
8.2. Datos para cálculo del tamaño del estanque de almacenamiento.	64

8.3. Tamaño del estanque para ACS de los casos estudiados y los metros cuadrados que cubren para calefacción.	64
8.4. Costo económico en millones de pesos, por fuente de energía equivalente al caso de estudio.	64
A.1. Propiedades termodinámicas del refrigerante R134a saturado a diferentes temperaturas ($T=-40^{\circ}\text{C}$ a 20°C).	74
A.2. Propiedades termodinámicas del refrigerante R134a saturado a diferentes temperaturas ($T=24^{\circ}\text{C}$ a $101,06^{\circ}\text{C}$).	75
A.3. Pérdida de carga para configuración de 120 paneles y diseño de 1 alas y 2 líneas de succión	79
A.4. Pérdida de carga para configuración de 120 paneles y diseño de 2 alas y 4 líneas de succión	79
A.5. Pérdida de carga para configuración de 120 paneles y diseño de 3 alas y 6 líneas de succión	79
A.6. Pérdida de carga para configuración de 120 paneles y diseño de 4 alas y 8 líneas de succión	79
A.7. Pérdida de carga para configuración de 150 paneles y diseño de 1 ala y 2 líneas de succión	80
A.8. Pérdida de carga para configuración de 150 paneles y diseño de 3 alas y 6 líneas de succión	80
A.9. Pérdida de carga para configuración de 200 paneles, diseño de 1 ala y 2 líneas de succión	81
A.10. Pérdida de carga para configuración de 200 paneles, diseño de 2 alas y 4 líneas de succión	81
A.11. Pérdida de carga para configuración de 200 paneles y diseño de 4 alas y 8 líneas de succión	81
A.12. Pérdida de carga para configuración de 400 paneles y diseño de 1 ala y 2 líneas de succión	82
A.13. Pérdida de carga para configuración de 400 paneles y diseño de 2 ala y 4 línea de succión	82
A.14. Pérdida de carga para configuración de 400 paneles y diseño de 4 ala y 8 línea de succión	82
A.15. Costos totales por metro de tubería para la configuración de 80 paneles separados en 1 ala.	82
A.16. Costos totales por metro de tubería para la configuración de 80 paneles separados en 2 ala.	83
A.17. Costos totales por metro de tubería para la configuración de 80 paneles separados en 4 ala.	83
A.18. Costos totales por metro de tubería para la configuración de 120 paneles separados en 1 ala.	84
A.19. Costos totales por metro de tubería para la configuración de 120 paneles separados en 2 ala.	84
A.20. Costos totales por metro de tubería para la configuración de 120 paneles separados en 3 ala.	84
A.21. Costos totales por metro de tubería para la configuración de 120 paneles separados en 4 ala.	84

A.22.Costos totales por metro de tubería para la configuración de 150 paneles separados en 1 ala.	85
A.23.Costos totales por metro de tubería para la configuración de 150 paneles separados en 3 ala.	85
A.24.Costos totales por metro de tubería para la configuración de 200 paneles separados en 1 ala.	86
A.25.Costos totales por metro de tubería para la configuración de 200 paneles separados en 2 ala.	86
A.26.Costos totales por metro de tubería para la configuración de 200 paneles separados en 4 ala.	86
A.27.Costos totales por metro de tubería para la configuración de 400 paneles separados en 1 ala.	87
A.28.Costos totales por metro de tubería para la configuración de 400 paneles separados en 2 ala.	87
A.29.Costos totales por metro de tubería para la configuración de 400 paneles separados en 4 ala.	87
A.30.Accesorios y longitud de espiral de la línea de líquidos para 120 paneles. . . .	88
A.31.Accesorios y longitud de espiral de la línea de líquidos para 150 paneles. . . .	88
A.32.Accesorios y longitud de espiral de la línea de líquidos para 200 paneles. . . .	88
A.33.Accesorios y longitud de espiral de la línea de líquidos para 400 paneles. . . .	88
A.34.Accesorios de la línea de succión para 120 paneles.	89
A.35.Accesorios de la línea de succión para 150 paneles.	89
A.36.Accesorios de la línea de succión para 200 paneles.	89
A.37.Accesorios de la línea de succión para 400 paneles.	89
A.38.Pérdida de energía línea líquidos para configuración de 120 paneles	90
A.39.Pérdida de energía línea líquidos para configuración de 150 paneles	90
A.40.Pérdida de energía línea líquidos para configuración de 200 paneles	90
A.41.Pérdida de energía línea líquidos para configuración de 400 paneles	90
A.42.Pérdida de energía línea de succión para configuración de 120 paneles	91
A.43.Pérdida de energía línea de succión para configuración de 150 paneles	91
A.44.Pérdida de energía línea de succión para configuración de 200 paneles	91
A.45.Pérdida de energía línea de succión para configuración de 400 paneles	91
A.46.Coeficiente de Rendimiento para la configuración de 80 paneles y el diseño de 2 Alas.	92
A.47.Coeficiente de Rendimiento para la configuración de 80 paneles y el diseño de 4 Alas.	92
A.48.Coeficiente de Rendimiento para la configuración de 120 paneles y el diseño de 1 Ala.	93
A.49.Coeficiente de Rendimiento para la configuración de 120 paneles y el diseño de 2 Alas.	93
A.50.Coeficiente de Rendimiento para la configuración de 120 paneles y el diseño de 3 Alas.	94
A.51.Coeficiente de Rendimiento para la configuración de 120 paneles y el diseño de 4 Alas.	94
A.52.Coeficiente de Rendimiento para la configuración de 150 paneles y el diseño de 1 Ala.	95

A.53.Coefficiente de Rendimiento para la configuración de 150 paneles y el diseño de 3 Alas.	95
A.54.Coefficiente de Rendimiento para la configuración de 200 paneles y el diseño de 1 Ala.	96
A.55.Coefficiente de Rendimiento para la configuración de 200 paneles y el diseño de 2 Alas.	96
A.56.Coefficiente de Rendimiento para la configuración de 200 paneles y el diseño de 4 Alas.	97
A.57.Coefficiente de Rendimiento para la configuración de 400 paneles y el diseño de 1 Ala.	98
A.58.Coefficiente de Rendimiento para la configuración de 400 paneles y el diseño de 2 Alas.	98
A.59.Coefficiente de Rendimiento para la configuración de 400 paneles y el diseño de 4 Alas.	99
A.60.Poder calorifico y costo unitario de diferentes tipos de combustibles y fuentes de energía.	99

Índice de Ilustraciones

3.1. Distribución del consumo energético para calefacción y agua caliente de uso sanitario.	6
3.2. a) Estufa a leña para calefacción, b) Caldera a leña para calefacción y producción de ACS y c) Calentador a gas instantáneo.	7
3.3. a) Diagrama de proceso del ciclo de Carnot invertido, b) Gráficos Presión-volumen (P-v) y Temperatura-entropía (T-s) del ciclo de Carnot inverso. . .	8
3.4. Representación de: a) Bomba de calor aerotérmica, b) Bomba de calor hidrotérmica.	9
3.5. Representación de: a) Bomba de calor geotérmica., b) Bomba de calor PST. .	10
3.6. Coeficiente de rendimiento (COP) teórico de una BC funcionando a temperatura de condensación constante en el condensador (50, 60 y 70°C) y temperatura de evaporación T_{evap} variable en el PST.	11
3.7. Diagrama de proceso de bomba de calor PST.	11
3.8. Panel solar termodinámico usado en SST PT.	12
3.9. Esquema de corte de una válvula de expansión termostática típica.	13
3.10. Zona de estudio como referencia para las condiciones ambientales.	14
3.11. Condiciones ambientales en la zona de estudio PST: a) Radiación y temperatura. b) Velocidad del viento máxima, promedio y mínima.	14
3.12. Configuraciones recomendada por fabricantes para 6 PST: a) 1 línea , b) 2 líneas.	15
3.13. a) Compresor tipo scroll y sus partes, b) Cámara de compresión de un compresor tipo scroll.	16
4.1. Esquema del modelo de absorción de calor.	19
4.2. Esquema de la transferencia de calor en el PST orientado horizontalmente. .	19
4.3. Esquema aproximado de la transferencia de calor en el PST orientado horizontalmente.	20
4.4. Diagrama de resistencias térmicas para describir el modelo de absorción de calor. 20	
4.5. Diagrama de resistencias térmicas simplificado para describir el modelo de absorción de calor.	20
4.6. Diagrama de Presión vs. Entalpía de un ciclo típico de bomba de calor ideal. 24	
4.7. Gráfico demostrando el valor óptimo para el diámetro en el cual se minimiza el costo total (valores de referencia).	30
4.8. Representación de unión de tubería de cobre en línea.	35
5.1. Calor obtenido promedio por el panel PST por mes del año.	41

5.2.	Ciclo termodinámico promedio del sistema obtenido con NIST-REFPROP. . .	42
5.3.	Salto entálpico promedio en el evaporador y en el compresor según el mes del año.	42
5.4.	Flujo másico promedio según el mes del año.	42
6.1.	Diseño 1 ala del sistema dividido en 1 ala, 2 líneas de PST.	44
7.1.	Geometría entre el sol y el PST.	53
7.2.	Representación de la separación entre los paneles.	54
7.3.	Plano de una fila en un ala de la configuración, distancias en mm.	54
7.4.	Bosquejo conceptual de dos PST en una ala de la configuración, como se conectan y distancian entre ambos.	55
7.5.	Bosquejo de ingeniería conceptual, vista frontal.	55
7.6.	Bosquejo de ingeniería conceptual, vista superior.	55
7.7.	Bosquejo de ingeniería conceptual, vista lateral.	56
8.1.	Curvas de potencia calculadas vs. provistas por fabricantes de los sistemas comerciales.	62
8.2.	Costo de instalación de panel por metro de tubería según el diámetro.	63
8.3.	Calor total disponible en el condensador promedio de los casos estudiados. . .	63
8.4.	a) Coeficiente de rendimiento promedio entre número de paneles para el mes de Enero de la configuración de 1 ala, b) Coeficiente de rendimiento promedio de la configuración de 1 ala.	65
8.5.	a) Coeficiente de rendimiento promedio entre número de paneles para el mes de Enero de la configuración de 4 alas, b) Coeficiente de rendimiento promedio de la configuración de 4 alas.	65
A.1.	Coeficiente de fricción para determinar perdidas de carga por accesorios. . .	76
A.2.	Diseño de sistema dividido en 2 alas, cada ala con 2 líneas de paneles solares termodinámicos.	76
A.3.	Diseño de sistema dividido en 3 alas, cada ala con 2 líneas de paneles solares termodinámicos.	77
A.4.	Tabla con las dimensiones características de tuberías de cobre tipo K.	78
A.5.	Curva de desempeño de sistema comercial compuesto por 6 PST.	100
A.6.	Curva de desempeño de sistema comercial compuesto por 40 PST.	100

Introducción

En un mundo de constante cambio, en donde se dejan de lado viejas costumbres de producir energía utilizando métodos dañinos al medio ambiente, es fundamental buscar nuevas formas de satisfacer nuestras necesidades para asegurar un futuro prospero en nuestro planeta. En consecuencia, se ha enfatizado en desarrollar tecnologías que utilizan energías renovables para cubrir la demanda de energía.

En efecto, en Chile se ha ampliado el mercado para la energía solar, así mismo, actualmente se observa un masivo desarrollo de plantas fotovoltaicas y de energía solar térmica concentrada para producción de energía. En pocas palabras, el futuro de Chile es solar [1, 2]. Por otro lado, en el sector privado se tiene la posibilidad de utilizar paneles solares fotovoltaicos para producción local de energía y, además, el uso de paneles solares térmicos para producción de agua caliente. Sin embargo, estos últimos, tienen sus limitaciones. Los paneles solares térmicos dependen de tener incidencia directa de radiación solar para producir calor, por lo que en los días nublados, y en las horas nocturnas su producción se ve fuertemente reducida, inclusive nula [3]. Es ahí donde entran los sistemas solares térmicos que utilizan paneles termodinámicos (en adelante, SST PT).

Una bomba de calor, es un sistema que funciona utilizando los principios de una maquina de Carnot inversa, transfiriendo calor desde una fuente fría a una fuente caliente. En el proceso, consume energía, sin embargo, provee más energía que la que consume presentando un gran ahorro en comparación con sistemas tradicionales de calefacción y sin la necesidad de radiación solar; por lo que funciona todos los días del año, las 24 horas del día.

Por otro lado, al ser una tecnología relativamente nueva, estos sistemas presentan ciertos problemas en la escalabilidad a equipos de gran envergadura (sobre 40 PST); al tener un sistema termodinámico compuesto de muchos evaporadores (paneles solares) el fluido-trabajo presenta pérdidas, tanto de carga como de calor, lo que reduce su eficiencia global. Por lo que el objetivo principal de este trabajo es evaluar técnicamente estos sistemas en grandes configuraciones.

Capítulo 1

Motivación, Objetivos y Alcances

1.1. Motivación

La principal motivación de este trabajo es ampliar la aplicación de una tecnología que tiene un gran potencial, tanto en el área privada como en la industrial. Ya que presenta un gran coeficiente de rendimiento (COP o Coefficient of performance), lo que se traduce en grandes ahorros en costos de energía tanto de agua, para uso sanitario, como para calefacción.

1.2. Objetivos

1.2.1. Objetivo General

Evaluar la factibilidad técnica de bombas de calor asistidas por radiación solar, empleando más de 40 paneles solares termodinámicos en el circuito primario.

1.2.2. Objetivos específicos

- Reconocer sistemas PST comerciales, estado del arte, sus componentes y su potencial aplicación en sistemas industriales.
- Desarrollar una metodología de análisis para evaluar el desempeño y el coeficiente de rendimiento de Sistemas Solares Térmicos con más de 40 paneles termodinámicos en el circuito primario a nivel de ingeniería conceptual.
- Comparar el desempeño y el coeficiente de rendimiento entre los sistemas PST comerciales y aquellos de gran envergadura con más de 40 PST; permitiendo identificar estrategias de aplicación más eficiente para su futura utilización.
- Comparar el coeficiente de rendimiento de sistemas PST según la distribución de paneles en el circuito primario, logrando determinar la distribución óptima en dichos sistemas.

1.3. Alcance

El alcance de este trabajo es realizar un estudio sobre los sistemas de bombas de calor asistidas por radiación solar con la utilización de paneles solares termodinámicos, realizando una evaluación técnica a nivel de ingeniería conceptual. Se contemplan los siguientes aspectos.

- Realizar estudios iniciales para entender y dimensionar el proyecto.
- Efectuar estudios para dimensionamientos principales: tamaño de sistemas, capacidades y equipos principales.
- Desarrollo de planos, P&ID y lay-out para determinar cubicaciones de accesorios y apoyar al dimensionamiento.
- Pronunciamiento sobre pre-factibilidad técnica con una precisión no superior al 30 %.

Capítulo 2

Metodología

La metodología para desarrollar los objetivos específicos se describe a continuación:

1. Reconocer sistemas PST comerciales, estado del arte, sus componentes y su potencial aplicación en sistemas industriales:

Para reconocer los sistemas comerciales y el estado del arte se estudian artículos científicos, papers, manuales de instalación y especificaciones técnicas, libros de transferencia de calor y termodinámica, normas y estándares nacionales e internacionales. Todo con el fin de caracterizar y comprender los sistemas PST y sus principales equipos.

Para el caso de los componentes y aplicaciones se utiliza la información recopilada de los sistemas PST comerciales y, además, se utiliza la información proporcionada por los catálogos de los principales proveedores.

Como resultado de esta etapa se desarrollan los antecedentes con las características de los PST, sus principales componentes y el funcionamiento teórico de las bombas de calor. A su vez se determinan los principales fluidos de trabajo y condiciones de funcionamiento, incluyendo las condiciones ambientales de operación para su potencial aplicación en sistemas industriales.

2. Desarrollar una metodología de análisis para evaluar el desempeño y el coeficiente de rendimiento de sistemas solares térmicos con más de 40 paneles termodinámicos en el circuito primario a nivel de ingeniería conceptual:

El Desarrollo de la metodología de análisis y evaluación se basa principalmente en el cálculo de la energía térmica disponible. Para ello se realiza el cálculo de los estados termodinámicos de la bomba de calor con el fin de determinar los cambios de entalpía del fluido-trabajo. Luego se calcula el calor disponible en el PST, como también el dimensionamiento del compresor y condensador. Todo lo anterior se programa usando el software REFPROP de NIST (programa que calcula estados termodinámicos), el software Engineering Equation Solver (EES) y Microsoft Excel.

Los resultados obtenidos corresponden a una metodología de cálculo de las condiciones de operación y las herramientas para el dimensionamiento de los equipos de las configuraciones estudiadas.

3. Comparar el desempeño y el coeficiente de rendimiento entre los sistemas PST comerciales y aquellos de gran envergadura con mas de 40 PST; permitiendo identificar estrategias de aplicación mas eficiente para su futura utilización:

Se considera el desarrollo de 5 casos de análisis con mas de 40 PST en el circuito primario, entre los cuales se comparan circuitos con 80, 120, 150, 200 y 400 paneles; a los cuales se le aplica la metodología de análisis desarrollada comparando el calor total disponible, pérdidas de energía, potencia del compresor y el coeficiente de rendimiento de dichos sistemas; los cuales se detallan en profundidad en el capítulo 4.1.

Ante el análisis de pérdidas de energía se logra determinar la pérdida de carga permitiendo optimizar las dimensiones de las tuberías principales y así poder determinar las características principales de las líneas de refrigerante de cada configuración.

Los resultados de esta etapa corresponden a un estudio de factibilidad técnica, lo que se traduce en el desempeño de los casos de estudio y el coeficiente de rendimiento con un error del 30 % para poder definir las configuraciones que pueden ser aplicadas o bien resultan más convenientes y/o requieren un análisis más profundo.

4. Comparar el coeficiente de rendimiento de sistemas PST según la distribución de paneles en el circuito primario, logrando determinar la distribución óptima en dichos sistemas:

Segun la informacion que se desprende de los casos anteriores se logra comparar el coeficiente de rendimiento en base a las diferentes configuración de los sistemas PST; comparando una de las variantes de posicionamiento habitual, esquematizada en el capítulo 3.6.1; versus diferentes formas de posicionamiento en paralelo, ya sea 2 , 3 y 4 "alas"; cada ala compuesta de dos líneas paralelas.

Como resultado de esta etapa se espera obtener una configuración óptima en base al coeficiente de rendimiento de los sistemas PST.

Capítulo 3

Antecedentes

3.1. Situación en Chile de Calefacción y Producción de Agua Caliente de Uso Sanitario

Actualmente en Chile, como se muestra en la figura 3.1, el 73% de la energía consumida en los hogares es para calefacción/climatización y agua caliente, donde un 39,6% del consumo es mediante el uso de leña, 31,4% mediante el uso de combustibles fósiles (Gas licuado y gas natural) y un 24,7% mediante el uso de energía eléctrica, mientras que el 2,6% corresponde a Parafina y un 0,8% a Pellets [4]. Por lo que un 70% de la energía consumida para calefacción (en adelante ACC) y agua caliente de uso sanitario (en adelante ACS) es de combustibles fósiles y fuentes contaminantes, las cuales ofrecen bajos costos de instalación y operación. Es complejo que otros métodos, que ofrecen un gran ahorro energético y un bajo impacto ambiental, reemplacen estos sistemas, dado que generalmente presentan un alto costo de instalación y de operación.

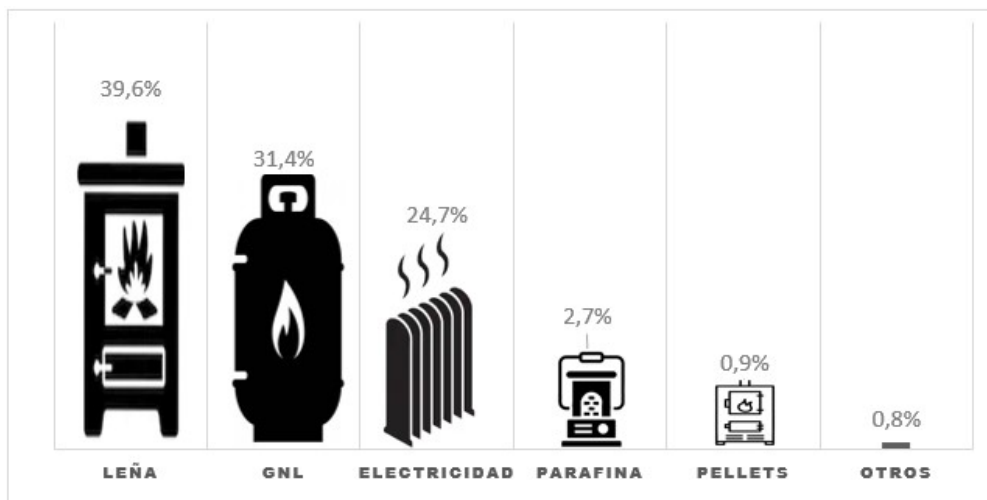


Figura 3.1: Distribución del consumo energético para calefacción y agua caliente de uso sanitario.

En la Región Metropolitana, un 46,6 % de los hogares utiliza leña y/o sus derivados para calefacción, un 21,4 % de los hogares utiliza gas licuado y/o gas natural con el mismo fin, mientras que el porcentaje restante utiliza electricidad.

3.2. Sistemas de Calefacción Central y Producción de ACS

Los sistemas más utilizados para ACC y producción de ACS son chimeneas, estufas a leña y calderas a leña, como se muestran en las figuras 3.2a y 3.2b. Estas utilizan el poder calorífico contenido en la madera, liberando gases de efecto invernadero en su combustión. A pesar de que los últimos años ha mejorado la eficiencia de este tipo de calefacción, la madera posee muchas impurezas y volátiles que se liberan al ser combustionada, lo que se traduce en mas gases de efecto invernadero[5].



Figura 3.2: a) Estufa a leña para calefacción, b) Caldera a leña para calefacción y producción de ACS y c) Calentador a gas instantáneo.
(Fuentes [6], [7])

Por otro lado, los sistemas a gas más utilizados corresponden a calentador a gas instantáneo y calderas a gas (ver figura 3.2c, las cuales funcionan calentando agua para ACS y otros para ACC, existiendo sistemas que incorporan ambas funciones.

En cuanto a electricidad, como método de calefacción más utilizado, se tienen los calefactores con resistencia (existen varios tipos pero todos basados en el mismo principio de la disipación de calor mediante el uso de resistencia eléctrica) y a estos se suman las bombas de calor, que han ganado popularidad en los últimos años (más detalles ver [8, 9, 10]).

3.3. Bombas de Calor

Una bomba de calor (en adelante BC), es una máquina térmica que se basa en el ciclo termodinámico de Carnot inverso (por lo general, con compresión de vapor), que utiliza trabajo para pasar calor de una fuente fría a una fuente caliente. Las bombas de calor son utilizadas principalmente para calentar agua, ya sea ACS o ACC.

3.3.1. Ciclo Termodinámico

Como se menciona anteriormente, el ciclo termodinámico de la bomba de calor se basa en el principio del ciclo de Carnot inverso; el cual se muestra en la figura 3.3a.

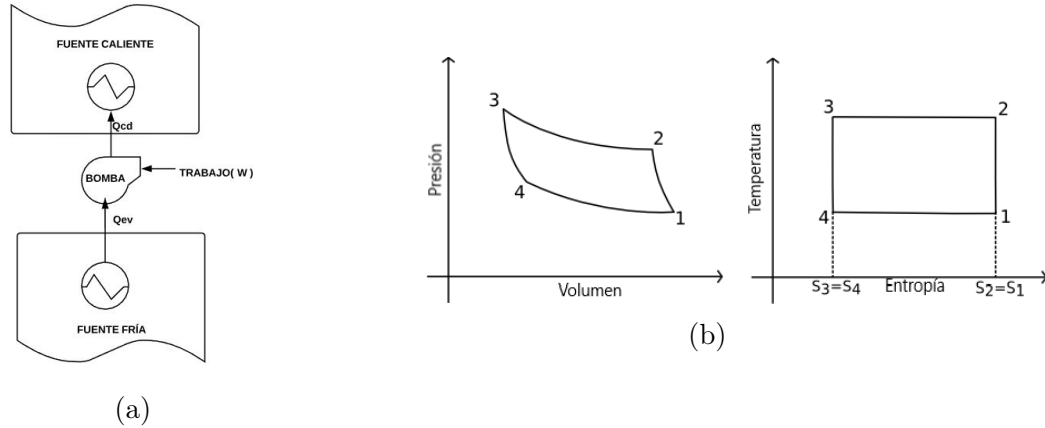


Figura 3.3: a) Diagrama de proceso del ciclo de Carnot invertido, b) Gráficos Presión-volumen (P-v) y Temperatura-entropía (T-s) del ciclo de Carnot inverso.

El ciclo de Carnot inverso, como se muestra en los gráficos de la figura 3.3b, se compone de dos procesos adiabáticos, y 2 procesos isotérmicos:

- 4-1 Absorción de calor isotérmica: El refrigerante absorbe calor isotérmicamente de la fuente fría, cambiando de fase (Líquido a vapor).
- 1-2 Compresión adiabática: El refrigerante se comprime isentrópicamente, aumentando su temperatura.
- 2-3 Transferencia de calor isotérmica: El refrigerante transfiere calor isotérmicamente a la fuente caliente, cambiando de fase (Vapor a líquido).
- 3-4 Expansión adiabática: El refrigerante se expande isentrópicamente, bajando su temperatura.

La Máquina de Carnot, que opera en su ciclo, es una máquina reversible, lo que implica que los 4 procesos que ocurren en el ciclo se pueden invertir, volviendo al estado original[11]. Es imposible que exista esta máquina en la realidad debido a que requiere procesos adiabáticos, es decir, sin pérdida de calor ni carga, una máquina que cumpla esos requisitos no existe. No obstante, el Ciclo de Carnot sirve para comparar las eficiencias de máquinas que funcionen con el mismo principio, y entre las mismas temperaturas. Esto se expresa como COP, o coeficiente de rendimiento (Coefficient of performance en inglés), que se calcula de la siguiente forma:

$$COP = \frac{-Q_h}{-W_{rev}} = \frac{-T_c * \Delta s_{2-3}}{-T_c * \Delta s_{2-3} - T_f * \Delta s_{4-1}} = \frac{T_c}{T_c - T_f} = \frac{1}{1 - \frac{T_f}{T_c}} \quad (3.1)$$

Donde: T_c corresponde a la temperatura de la fuente caliente, T_f a la temperatura de la fuente fría, Q_h es el calor aportado a la fuente caliente, y por último, W_{rev} el trabajo reversible aportado al sistema.

Una bomba de calor funciona con el mismo principio, sin embargo, sus procesos no son reversibles, es decir, tienen pérdidas. Está compuesta por 4 componentes principales, los cuales se describirán con mayor detalle más adelante; en una primera instancia se hablará de los tipos de bombas de calor que se diferencian en la fuente de donde se obtiene la energía térmica.

3.3.2. Tipos de bombas de calor

Existen 2 clases de bombas de calor: de absorción y de compresión. Las de absorción, utilizan el calor generado por el mismo sistema, por ejemplo, usando gas o resistencia eléctrica. Por otro lado, las de compresión, absorben el calor de un medio, por ejemplo: el aire exterior, una piscina o de la tierra (geotérmica). Para intereses de este trabajo, a continuación se muestran los tipos de BC de compresión (para más detalles, ver [12, 13]).

3.3.2.1. BC Aerotérmicas

Estas BC, como se muestra en la figura 3.4a, absorben calor utilizando la aerotermia (energía contenida en el aire) para funcionar. Pueden ser del tipo aire-aire y aire-agua. Las primeras son utilizadas para climatizar, las segundas, las tipo aire-agua, son utilizadas para ACC o ACS [14].

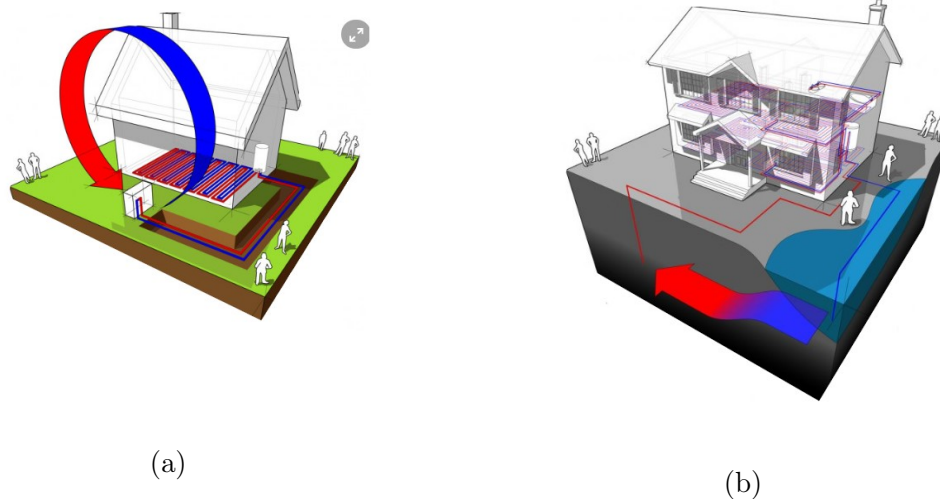


Figura 3.4: Representación de: a) Bomba de calor aerotérmica, b) Bomba de calor hidrotérmica.

3.3.2.2. BC Hidrotérmica

Estas son las formadas por los sistemas de agua-aire y agua-agua que climatizan el recinto mediante agua caliente generado por la bomba de calor, capturando calor de una fuente de agua, como por ejemplo de un acuífero de gran inercia térmica, tal y como se muestra en la figura 3.4b. El agua se distribuye a través del edificio mediante un sistema de tuberías, calentando o enfriando así el recinto a través de radiadores de alta o baja temperatura, suelo radiante/refrescante, etc. [15].

3.3.2.3. BC Geotérmica

Obtienen el calor de la energía contenida en el subsuelo y lo transfieren al interior de la vivienda, ver figura 3.5a. Pueden ser del tipo tierra-aire y tierra-agua.

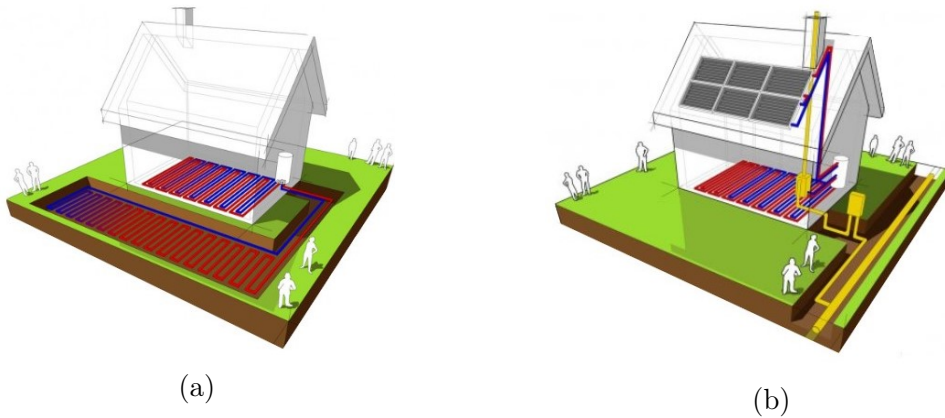


Figura 3.5: Representación de: a) Bomba de calor geotérmica., b) Bomba de calor PST.

3.3.2.4. BC Asistida por radiación solar

Estas máquinas representan la integración entre una bomba de calor y los sistemas de paneles solares térmicos, usando paneles solares termodinámicos (ver figura 3.5b). En el caso de los paneles solares térmicos se usa un refrigerante en vez de agua[16].

3.3.3. COP Teórico en Bombas de Calor

Las bombas de calor funcionan moviendo calor desde una fuente fría a una fuente caliente, donde el rendimiento teórico se puede obtener a través de las temperaturas de las fuentes, como es expresado en la ec. 3.1. La temperatura de la fuente fría T_f [K] se puede interpretar como la temperatura de evaporación del refrigerante y la temperatura de la fuente caliente T_c [K] como la temperatura de condensación. Ahora bien, si se considera que la temperatura de la fuente caliente (en donde es utilizada la energía proporcionada por la BC) constante y se varía la temperatura de evaporación, se obtiene la variación del COP teórico que se puede obtener. En la Figura 3.6 el coeficiente de rendimiento para tres diferentes temperaturas de condensación y temperatura de evaporación variable.

3.4. Bombas de Calor con Panel Solar Termodinámico

Un sistema de Panel Solar Termodinámico (en adelante, sistema PST) es una bomba de calor asistida por radiación solar de expansión directa (en adelante, DX-SAHP, direct expansion solar assisted heat pump), es decir, el refrigerante tiene contacto directo con el evaporador donde se expande y cambia de estado para luego entregarle calor al agua a través de un intercambiador de calor (ver figura 3.7) [17]. En esta bomba de calor se utiliza un panel solar termodinámico como evaporador, el cual, es similar a un panel solar térmico, solo que en vez de utilizar la incidencia directa del sol para calentar agua, en los PST usan tanto la energía del aire (BC Aerotérmica) y la energía del sol, logrando que este sistema pueda funcionar 24/7, todos los días del año.

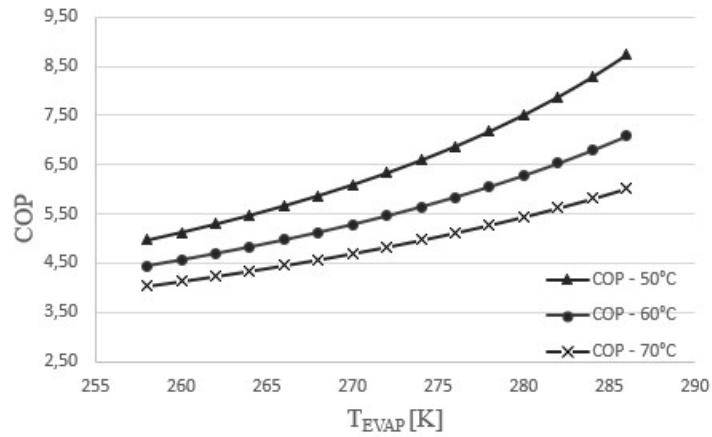


Figura 3.6: Coeficiente de rendimiento (COP) teórico de una BC funcionando a temperatura de condensación constante en el condensador (50, 60 y 70°C) y temperatura de evaporación T_{evap} variable en el PST.

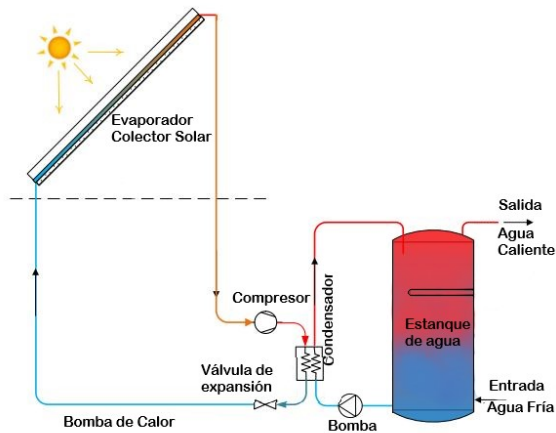


Figura 3.7: Diagrama de proceso de bomba de calor PST.
(Fuente: ver [17])

3.4.1. Componentes de BC PST

A continuación se describen los componentes de una BC PST.

3.4.1.1. Evaporador

Los evaporadores utilizados en estos sistemas llamados Paneles Solares Termodinámicos consisten en una placa metálica, oscura, con tubos en su interior, donde circula y se evapora el refrigerante, como se muestra en la figura 3.7. Su principal función es evaporar y sobrecalentar el refrigerante mediante radiación solar y convección natural y/o forzada. El refrigerante se sobrecalienta para que no entre líquido en el compresor, lo cual podría dañar los componentes internos.

La ventaja de estos paneles es que absorben calor de la radiación solar, del aire, de la lluvia e inclusive de la nieve.



Figura 3.8: Panel solar termodinámico usado en SST PT.
(Fuente [18])

3.4.1.2. Compresor

El compresor es el equipo en donde entra el refrigerante en estado gaseoso, generalmente sobrecalentado, y es comprimido hasta alcanzar la temperatura de condensación. Para lograr esto, la unidad comprime el fluido-trabajo ejerciendo trabajo W_c sobre el, que genera un aumento en su entalpía y esto se traduce en una mayor temperatura. La cantidad de trabajo depende de la presión de entrada (succión) al compresor, el cual aumenta a medida que la presión de succión disminuye; y de la presión de salida (descarga), el cual aumenta a medida que la presión de descarga aumenta.

3.4.1.3. Condensador

El condensador es el encargado de cambiar el refrigerante de estado gaseoso sobrecalentado a un estado líquido sub-enfriado, en donde el refrigerante pasa por un serpentín de cobre dentro del estanque.

3.4.1.4. Válvula de expansión Termostática

La válvula de expansión Termostática (en adelante TXV) es la encargada de causar la reducción de presión entre el condensador y el colector- evaporador. Además, permite regular la temperatura de sobrecalentamiento mediante apertura o cierre, produciendo un aumento o disminución del flujo másico que entra a los evaporadores. De esta forma asegurar que el refrigerante que abandona el evaporador, lo haga en estado gaseoso y no entre refrigerante líquido al compresor.

En la Figura 3.9 se muestra un plano en corte de una TXV; A es el bulbo sensor de temperatura, el cual contiene un gas o líquido similar al usado en el sistema; B es la cámara de presión, la cual posee un diafragma unido a la válvula que regula el flujo; y C es la válvula que regula el flujo de refrigerante, la cual está unida al diafragma de la cámara de presión.

El bulbo sensor es ubicado al final del circuito del evaporador el cual cuenta con un tubo capilar donde pasa el gas y se conecta con la cámara de presión. La cámara de presión está regulada a una temperatura de salida de refrigerante y esta a su vez está conectada con la válvula reguladora. Si la temperatura de salida del refrigerante en el evaporador es menor a la regulada, la presión en la cámara de presión disminuye produciendo que el diafragma suba y en consecuencia la válvula que regula el flujo disminuye el paso lo que se traduce en un menor

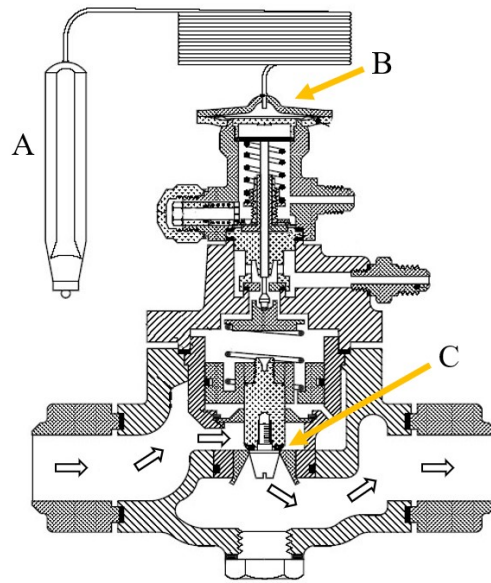


Figura 3.9: Esquema de corte de una válvula de expansión termostática típica.
(Fuente [19])

flujo de refrigerante. La TXV funciona como un sistema de control de flujo, manteniendo la temperatura de evaporación constante.

3.4.1.5. Refrigerantes

Los refrigerantes más utilizados en sistemas de refrigeración y bombas de calor son R134a, R407c y R410a. Los cuales poseen temperaturas de ebullición bajo los $-25\text{ }^{\circ}\text{C}$, lo que los hace ideal para trabajar hasta muy bajas temperaturas ambientales. De estos refrigerantes, el único puro corresponde al R134a, el cual fue el escogido para este trabajo debido a ser de los mas empleados en BC PST.

Tabla 3.1: Propiedades físicas del refrigerante R134a.

Nombre IUPAC	1, 1, 1, 2 - Tetrafluoroetano
Fórmula Química	$\text{CF}_3\text{CH}_2\text{F}$
Masa Molar [g/mol]	102,03
Densidad a 1 atm [g/cm^3]	0,00425
Ebullición a 1 atm [$^{\circ}\text{C}$]	-26,3
Congelación a 1 atm [$^{\circ}\text{C}$]	-103,3
Presión Crítica [bar]	40,6
Temperatura Crítica [$^{\circ}\text{C}$]	101

(Fuente: [20])

Las propiedades termodinámicas del refrigerante R134a se muestran en el Anexo tablas A.1 y A.2.

3.5. Condiciones Climáticas

La zona escogida para este estudio es la localidad de Santiago, Región Metropolitana, Chile; la cual se muestra en la Figura 3.10



Figura 3.10: Zona de estudio como referencia para las condiciones ambientales. (Fuente [21])

3.5.1. Radiación Solar, Temperatura y Viento

Utilizando el Explorador Solar se obtuvieron los datos de radiación global horizontal, temperatura ambiental y viento; medidos en la estación del Cerro Calán (para más detalle ver [22]). Se calcula los promedios mensuales desde el año 2014 hasta el año 2019. Los resultados se muestran en las Figuras 3.11 a) y b).

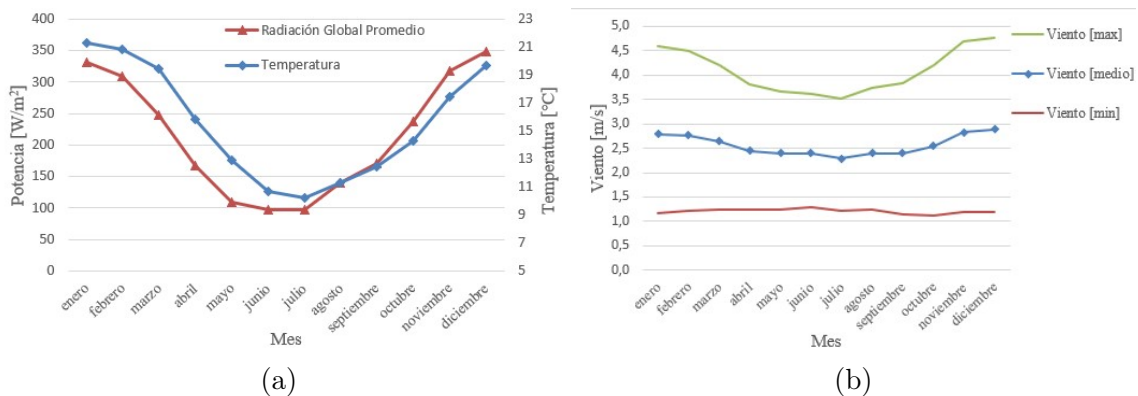


Figura 3.11: Condiciones ambientales en la zona de estudio PST: a) Radiación y temperatura. b) Velocidad del viento máxima, promedio y mínima. ([23])

3.6. Sistemas PST Existentes y Comerciales

Al revisar configuraciones existentes se aprecia que aparentemente no se suele implementar sistemas que superen los 40 paneles (marcas consultadas son Energie, SmartClima, SolarPST[24]). Estos sistemas vienen especializados para 3 usos, agua caliente para uso sanitario, para calefacción de espacios y para calefacción de piscinas. Con respecto a lo anterior, los sistemas comerciales vistos están conformados por los siguientes componentes:

- Panel Solar Termodinámico
- Línea de Succión
- Línea de Líquidos
- Bloque Termodinámico
- Estanque de Almacenamiento

3.6.1. Panel Solar Termodinámico (PST)

Los sistemas comerciales consultados tienen diferentes potencias caracterizadas por un número de PST, las variantes más comunes vienen en 1, 2, 4, 6, 12, 16, 28 y 40 paneles. Cada panel viene con dos conexiones; uno a la línea de líquidos de dimensión $1/4$ [pulg], donde entra el refrigerante en estado líquido al PST; la segunda que es a la línea de succión de dimensión $3/4$ [pulg], la cual sale el refrigerante en estado gaseoso y se une a la línea principal de succión de dimensión que depende del tamaño del sistema. A recomendación del fabricante, se instalan en diferentes configuraciones, sin embargo, siempre en paralelo y nunca en serie. Lo anterior se debe a que al conectarlos en paralelo el refrigerante se evapora completamente en el evaporador y el coeficiente de transferencia de calor en estado gaseoso es menor que el de estado líquido, por lo que se perdería eficiencia al conectarlas en serie [23, 25]. En las figuras 3.12 a) y b) se muestran algunas configuraciones empleadas en sistemas comerciales conformados de 6 paneles.

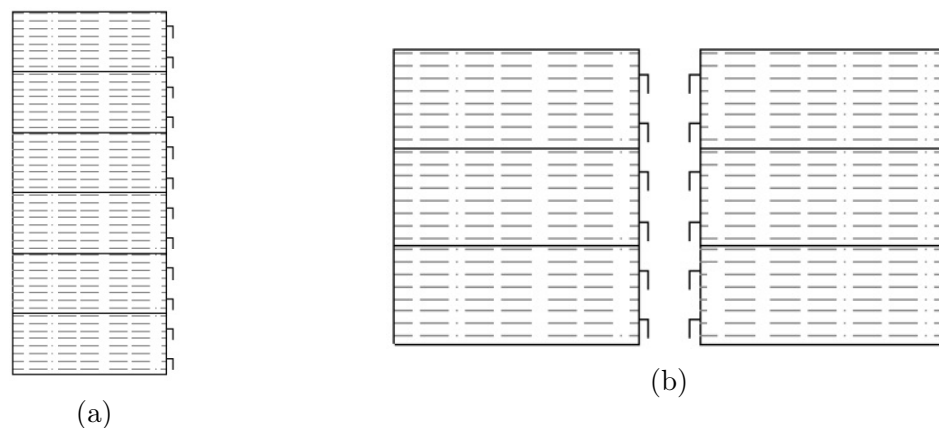


Figura 3.12: Configuraciones recomendada por fabricantes para 6 PST: a) 1 línea , b) 2 líneas.
([23])

3.6.2. Línea de Succión y Líquidos

En los productos comerciales existe una restricción determinada por la distancia máxima entre el Bloque Solar y el PST más alejado, que aparentemente no es detallada por los proveedores comerciales. Sin embargo las distancias recomendadas varían en los siguientes rangos:

- Entre 6 a 20 PST: 20 metros.
- Entre 20 a 40 PST: 30 metros.

Asimismo, los fabricantes recomiendan un desnivel no mayor a 15 metros entre los PST y el compresor [23].

También para que el flujo a cada panel sea el mismo, los fabricantes recomiendan que las líneas de líquido (línea donde fluye el refrigerante en estado líquido hacia los paneles, luego de salir de la válvula de expansión) tengan el mismo largo, esto se debe a que si no tienen el mismo largo las pérdidas de carga en cada línea serían diferentes, por lo que el flujo de refrigerante no se repartiría equitativamente en los distribuidores de flujo.

3.6.3. Bloque Termodinámico

En el bloque termodinámico se encuentra el compresor del sistema, este compresor es de tipo scroll que está compuesto por una cámara de compresión en forma de espiral. En la figura 3.13a se pueden observar los componentes de un compresor tipo scroll, en la figura 3.13b se pueden observar los puntos A1, A2, A3, B1 y B2; corresponden a puntos de sello de la cámara.

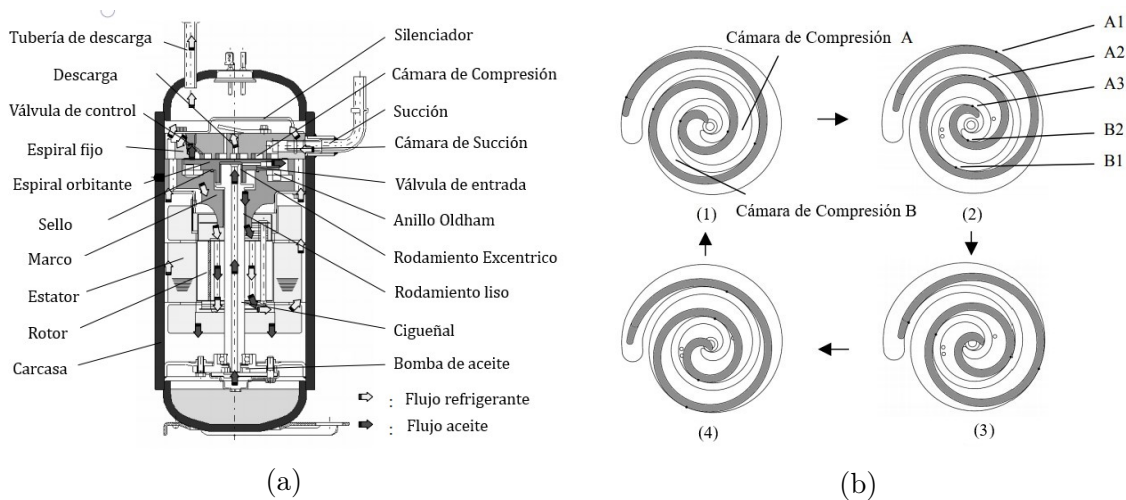


Figura 3.13: a) Compresor tipo scroll y sus partes, b) Cámara de compresión de un compresor tipo scroll.

(Fuente [26])

Este tipo de compresor se caracteriza por ser de flujo continuo y dentro de la cámara de compresión principal se encuentran varias cámaras mas pequeñas que entre ellas presentan una baja diferencia de presión (ver figura 3.13b), lo que se traduce en bajas pérdidas volumétricas. En el mercado se pueden observar 2 marcas dominantes de este tipo de compresor,

Danfoss [27] y Emerson [28], con los compresores CopelandTM en donde los equipos unitarios llegan a una potencia de hasta 200 kW.

3.6.4. Válvula de Expansión

La válvula de expansión que se utiliza corresponden a una válvula termostática, no obstante en vez de tener un bulbo sensor de temperatura, poseen un sistema eléctrico y un solenoide que regula su apertura conectados directamente al bloque termodinámico [23].

3.6.5. Estanque de Almacenamiento

Como los sistemas PST dependen en gran medida de la radiación solar para obtener altas eficiencias, los proveedores consultados ofrecen estanques de almacenamiento de agua caliente para satisfacer la demanda de agua caliente del usuario. En el caso de calefacción los proveedores recomiendan uso de losa radiante y/o radiadores, que en este caso se ofrece en conjunto a un estanque pequeño que funciona como un intercambiador entre el circuito primario y el secundario.

3.7. Problemática

En el mercado no suelen presentarse sistemas DX-SAHP de gran tamaño. Los proveedores mencionados en la sección anterior, aparentemente ofrecen sistemas de hasta 40 PST. Una de las razones puede ser que al diseñar e instalar sistemas DX-SAHP de gran escala, se reduce la eficiencia y el COP del sistema. Esto es debido, a entre otras, a pérdidas de carga en el circuito de refrigeración y pérdidas de calor tanto conductivas como radiactivas; lo que limita la cantidad de paneles en paralelos que puede manejar un solo compresor. Esto conlleva a, en caso de sistemas de gran envergadura, tener que instalar varios sistemas mas pequeños en paralelo, que uno solo a gran escala.

Al realizar la investigación bibliográfica para este trabajo, se pudo observar que aparentemente no hay estudios sobre sistemas de gran tamaño; en la literatura no se observa estudios realizados a sistemas de más de un panel solar termodinámico. Lo anterior abre la posibilidad de estudiar y analizar estos sistemas a gran escala.

Capítulo 4

Metodología de Análisis de Sistemas PST

En este capítulo se presenta la metodología que se emplea para lograr los objetivos de este informe.

4.1. Cálculo de Condiciones de Operación de BC PST

Para determinar las condiciones con las que trabajan las bombas de calor, se utiliza la siguiente metodología de cálculo; se calcula las condiciones de operación de un caso compuesto por 01 PST, 01 compresor, 01 válvula de expansión termostática (TXV) y 01 condensador.

4.1.1. Evaporador

El evaporador, compuesto por un Panel Solar Termodinámico, absorbe la temperatura del entorno; ya sea sol, viento, aire, lluvia nieve. Para simplificar se descarta considerar lluvia o nieve por su aleatoriedad. El modelo de absorción de calor es el de resistencias térmicas desarrollado por Ormeño [29]. Ver Figura 4.1.

El panel absorbe la radiación solar, tanto la directa como la difusa, la que es absorbida por el panel en función de su absorptividad y emisividad. A su vez, el panel absorbe calor del aire y el viento mediante convección natural y forzada.

La transferencia de calor en el panel se puede ver en la Figura 4.2, con una sección transversal infinitesimal del panel. En donde se tiene que por la cara anterior (es decir, la expuesta al sol) entra calor por radiación solar y convección forzada del aire, dejando la superficie del panel a temperatura T_1 ; luego existe transferencia de calor conducción quedando la superficie interior a la temperatura T_3 y luego la convección forzada del refrigerante alcanza la temperatura del refrigerante T_r .

Por el otro lado, se tiene la cara posterior (aquella no expuesta al sol), por donde ingresa calor por convección natural o forzada a T_{amb} y deja la superficie del panel a T_2 ; luego hay transferencia de calor por conducción quedando el interior de la tapa del panel a temperatura a T_4 y, por último, la convección forzada del refrigerante que alcanza la temperatura del refrigerante T_r .

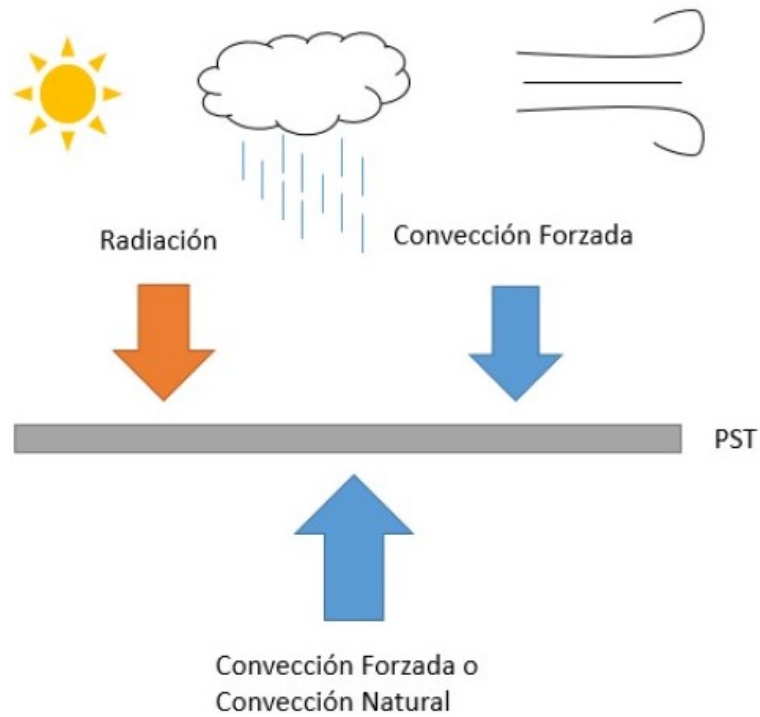


Figura 4.1: Esquema del modelo de absorción de calor.
Fuente: [29].

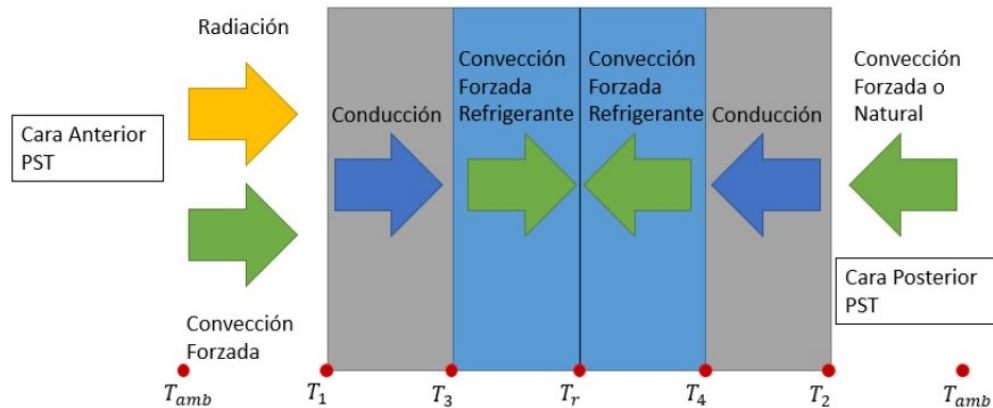


Figura 4.2: Esquema de la transferencia de calor en el PST orientado horizontalmente.
Fuente: [29].

Si se considera la temperatura del refrigerante es homogénea, lo que se traduce a $T_3 = T_r = T_4$ y que las paredes del panel son lo suficientemente delgadas y conductivas, es decir $T_1 = T_3$ $T_4 = T_2$. Con lo que el modelo de la figura 4.2, queda simplificado al que se muestra en la Figura 4.3.

El modelo descrito anteriormente, puede ser representado como resistencias térmicas que describen la absorción de calor, las cuales pueden ser representadas como se muestra en la Figura 4.4

Lo que se puede simplificar a solamente resistencias en paralelo, como se muestra en la figura 4.5.

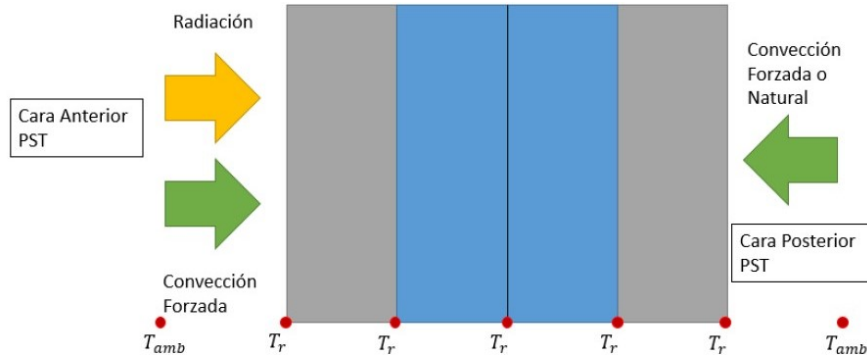


Figura 4.3: Esquema aproximado de la transferencia de calor en el PST orientado horizontalmente.

Fuente: [29].

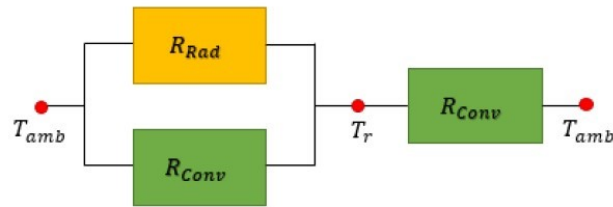


Figura 4.4: Diagrama de resistencias térmicas para describir el modelo de absorción de calor.

Fuente: [29].

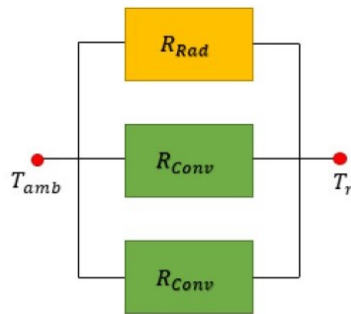


Figura 4.5: Diagrama de resistencias térmicas simplificado para describir el modelo de absorción de calor.

Fuente: [29].

4.1.2. Determinar Resistencias Térmicas

El calor total absorbido, como se describe anteriormente, es calculado utilizando el modelo de resistencias térmicas. Para ello es necesario calcular la resistencia térmica equivalente, descrita por la ecuación 4.1.

$$R_{eq} = \frac{1}{\frac{1}{R_{rad}} + \frac{1}{R_{conv,n}} + \frac{1}{R_{conv,f}}} \quad (4.1)$$

Donde R_{eq} [K/W] es la resistencia térmica equivalente del sistema; R_{rad} [K/W] es la resistencia térmica por radiación; $R_{conv,n}$ [K/W] es la resistencia térmica por convección

forzada y $R_{conv,f}$ [K/W] es la resistencia térmica por convección natural.

4.1.2.1. Resistencia Térmica por Radiación

Determinar la resistencia térmica por radiación R_{rad} no es directo, es por ello que se debe despejar de la ecuación de transferencia de calor por radiación Q_{rad} [W], donde:

$$Q_{rad} = Q_{rad,irrad} - Q_{rad,emi} \quad (4.2)$$

Donde $Q_{rad,irrad}$ [W] es el calor obtenido producto de la irradiación solar y $Q_{rad,emi}$ [W] es el calor irradiado por el PST en forma de radiación de cuerpo negro. Al expandir la ecuación 4.2, se obtiene la ecuación 4.3

$$Q_{rad} = \alpha * A_p * I_g - A_p \sigma (T_{cielo}^4 - \varepsilon T_r^4) \quad (4.3)$$

Al reemplazar la ecuación 4.3 en la ecuación general de transferencia de calor que utiliza resistencias térmicas, queda expresada como se muestra en la ecuación 4.4.

$$Q_{rad} = \frac{T_{amb} - T_r}{R_{rad}} \Rightarrow R_{rad} = \frac{T_{amb} - T_r}{\alpha * A_p * I_g - A_p \sigma (T_{cielo}^4 - \varepsilon T_r^4)} \quad (4.4)$$

Donde T_{amb} [K] es la temperatura ambiental; T_r [K] es la temperatura del refrigerante; A_p [m^2] es la superficie del panel; I_g [W/m^2] es la irradiación global horizontal; $\sigma = 5,67 * 10^{-8}$ W/m^2K^4 es la constante de Stephan-Boltzmann; α es la absortividad y ε la emisividad del panel. Finalmente, falta T_{cielo} que es la temperatura del cielo y se puede utilizar la aproximación 4.5

$$T_{cielo} = 0,0552 * T_r^{1,5} \quad (4.5)$$

4.1.2.2. Resistencia Térmica por Convección Natural

Se puede determinar utilizando la ecuación

$$R_{conv,n} = \frac{1}{\overline{h_{cc,n}} * A_p} \quad (4.6)$$

donde $\overline{h_{cc,n}}$ es el coeficiente de intercambio de calor convectivo natural promedio, el cual se calcula utilizando el Nusselt promedio como se muestra en la ecuación 4.7.

$$\overline{Nu} = \frac{\overline{h_{cc,n}} k_{aire}}{L_c} \quad (4.7)$$

Donde \overline{Nu} es el Nusselt promedio; k_{aire} [w/mK] es la conductividad térmica del aire y L_c [m] es el largo característico del panel, el cual se calcula como se muestra en la ecuación 4.8.

$$L_c = \frac{A_p}{P_p} \quad (4.8)$$

Donde P_p [m] es el perímetro del panel (de los bordes) y A_p [m^2] es la superficie de este.

La convección natural puede expresarse de dos formas; cuando el panel esta vertical, apoyado en uno de sus lados; y cuando el panel esta de forma horizontal, con una de sus caras paralela al piso. Para el caso de convección natural de forma vertical, el Nusselt se calcula utilizando la ecuación 4.9.

$$\overline{Nu} = \left(0,825 + \frac{0,387 * Ra^{1/6}}{(1 + (0,492/pr)^{9/16})^{8/27}} \right)^2 \quad (4.9)$$

En donde Pr es el Prandtl del aire a temperatura ambiente y Ra es el número de Rayleigh, que se expresa como se muestra en la ecuación 4.10.

$$Ra = \frac{g * C_{p,aire} * \beta_{aire} * \rho_{aire}^2 * (T_l - T_{amb})}{\mu_{aire} * k_{aire}} \quad (4.10)$$

Donde g [m/s^2] es la aceleración de gravedad, $C_{p,aire}$ [kJ/kgK] es el calor específico del aire a presión constante, ρ_{aire} [kg/m^3] es la densidad del aire, β_{aire} es el coeficiente de dilatación térmica del aire, μ_{aire} [$Pa * s$] es la viscosidad dinámica del aire; todas evaluadas a la temperatura de la capa límite T_l [K], que se expresa con la ecuación 4.11.

$$T_l = \frac{T_x + T_{amb}}{2} \quad (4.11)$$

El Nusselt cuando el panel se encuentra de forma horizontal o inclinado, se calcula utilizando las ecuación 4.12 y 4.13.

$$Nu = 0,54 * Ra^{1/4} \quad 10^4 < Ra < 10^7 \quad (4.12)$$

$$Nu = 0,15 * Ra^{1/3} \quad 10^7 < Ra < 10^{11} \quad (4.13)$$

4.1.2.3. Resistencia Térmica por Convección Forzada

Se calcula de la misma forma que la convección natural, utilizando la ecuación 4.6, sin embargo el Nusselt se calcula como se muestra en la ecuación 4.14.

$$Nu = 0,664 * Re^{1/2} * Pr^{1/3} \quad (4.14)$$

Para determinar el Nusselt, es necesario calcular el número de Reynolds, el cual se define en la ecuación

$$Re = \frac{V_{viento} * L_c}{\nu_{aire}} \quad (4.15)$$

Donde V_{viento} [m/s] es la velocidad del viento promedio, L_c [m] es el largo característico y ν_{aire} [m²/s] es la viscosidad cinemática.

4.1.3. Calor Total Obtenido

Con la resistencia térmica equivalente calculada, el calor total obtenido Q_{obt} se define como se muestra en la ecuación 4.16

$$Q_{obt} = N_p * A_p * \frac{T_{amb} - T_r}{R_{eq}} \quad (4.16)$$

Donde N_p es la cantidad de paneles y A_p [m²] es la área de la superficie del panel.

4.1.4. Compresor

Para determinar el trabajo que realiza el compresor, se utiliza la ecuación 4.17.

$$W_{com} = m_r * (h_{2s} - h_1) / \eta_{is} \quad (4.17)$$

Donde η_{is} es la eficiencia isentrópica del compresor; h_1 y h_{2s} son las entalpías de entrada (1) y salida isentropica (2s).

La eficiencia isentropica η_{is} se puede determinar usando la ecuación 4.18, mientras que la eficiencia volumétrica η_v se calcula utilizando la ecuación 4.19 [30].

$$\eta_{is} = 0,874 - 0,00135 \frac{P_{des}}{P_{suc}} \quad (4.18)$$

$$\eta_{is} = 0,959 - 0,006422 \frac{P_{des}}{P_{suc}} \quad (4.19)$$

4.1.5. Válvula de Expansión Termostática

La TXV es considerada isoentálpica, lo que se traduce a la ecuación 4.20.

$$h_{e,v} = h_{s,v} \quad (4.20)$$

Donde $h_{e,v} [kJ/kgK]$ es la entalpía de entrada del refrigerante y $h_{s,v} [kJ/kgK]$ es la entalpía de salida del refrigerante. A su vez, la TXV determina la temperatura de evaporación $T_{ev} [K]$ en el PST, la cual se define según la temperatura ambiental como se muestra en la ecuación 4.21.

$$T_{ev} = T_{amb} - 20 [^{\circ}K] \quad (4.21)$$

4.1.6. Estados Termodinámicos

El ciclo termodinámico que experimenta el fluido-trabajo corresponde a un ciclo de bomba de calor típico, como el que se muestra en la Figura 4.6.

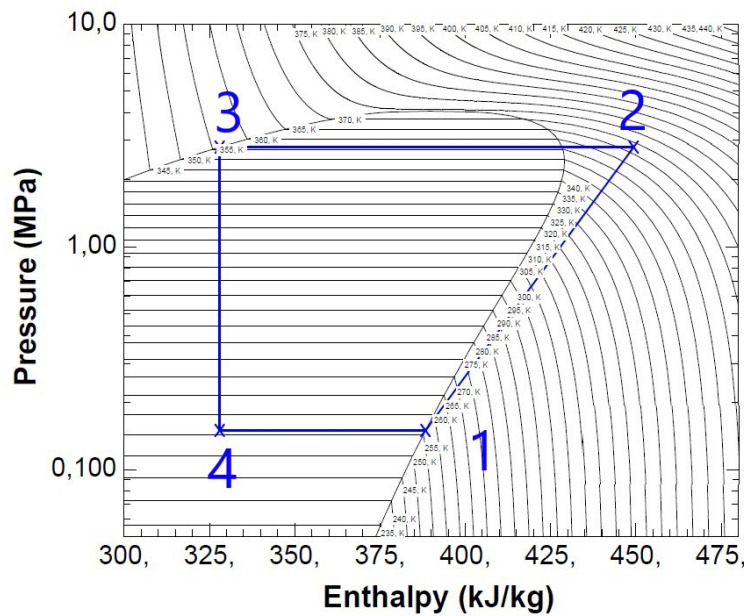


Figura 4.6: Diagrama de Presión vs. Entalpía de un ciclo típico de bomba de calor ideal. (Fuente: NIST-REFPROP)

El ciclo termodinámico experimentado por el refrigerante R134a es calculado como se muestra a continuación.

4.1.6.1. Estado 1'

Este corresponde a la salida del evaporador y entrada al compresor. En un ciclo ideal el refrigerante está en estado gaseoso saturado, es decir, la calidad del refrigerante X_1 es 1 y la temperatura corresponde a la temperatura de evaporación.

$$X'_1 = 1 \quad \wedge \quad T'_1 = T_{ev} \quad (4.22)$$

Con estas condiciones iniciales se procede a calcular las demás variables termodinámicas 4.23, 4.24 y 4.25.

$$P'_1 = P(X'_1, T'_1) \quad (4.23)$$

$$h'_1 = h(X'_1, T'_1) \quad (4.24)$$

$$s'_1 = s(X'_1, T'_1) \quad (4.25)$$

4.1.6.2. Estado 2'

Corresponde al estado termodinámico de salida del compresor y entrada al condensador. Para ello se define como temperatura de salida mayor a la temperatura requerida T_{req} [K] por el uso, ya sea ACC ($70^\circ C$) o ACS ($50^\circ C$), que en el caso de este trabajo se define como se muestra en la ecuación 4.26.

$$T_2 = T_{req} + 10 [K] \quad (4.26)$$

La segunda variable que falta determinar se consigue considerando al compresor como un proceso adiabático, lo que implica que es isentrópico, es decir, como se muestra en la ecuación 4.27. La entropía real se calcula utilizando la eficiencia isentrópica descrita por la ecuación 4.18.

$$s_{2s} = s_1 \quad (4.27)$$

Con estas condiciones iniciales se procede a calcular las demás variables termodinámicas con las ecuación 4.28, 4.29 y 4.30.

$$P_{2s} = P(s_{2s}, T_2) \quad (4.28)$$

$$h_{s2} = h(s_{2s}, T_2) \quad (4.29)$$

$$X_{2s} = X(s_{2s}, T_2) \quad (4.30)$$

4.1.6.3. Estado 3

Corresponde a la salida del condensador y entrada a la TXV. En un condensador ideal, el refrigerante termina completamente líquido en un proceso de enfriamiento isobárico, esto es como se muestra en las ecuación 4.31.

$$X'_3 = 0 \quad \wedge \quad P_3 = P_2 \quad (4.31)$$

Con estas condiciones se procede a calcular las demás variables termodinámicas con las ecuación 4.32, 4.33 y 4.34.

$$T'_3 = T(X'_3, P_3) \quad (4.32)$$

$$h'_3 = h(X'_3, P_3) \quad (4.33)$$

$$s'_3 = s(X'_3, P_3) \quad (4.34)$$

4.1.6.4. Estado 4

Finalmente se calcula el estado termodinámico en la salida de la TXV y entrada al evaporador. La TXV es considerada un proceso de descompresión isoentálpico, a presión de evaporación. Esto quiere decir que se obtiene la ecuación 4.35.

$$P_4 = P_1 \quad \wedge \quad h_4 = h_3 \quad (4.35)$$

Con estas condiciones se procede a calcular las demás variables termodinámicas con las ecuación 4.36, 4.37 y 4.38.

$$T_4 = T(h_4, P_4) \quad (4.36)$$

$$X_4 = X(h_4, P_4) \quad (4.37)$$

$$s_4 = s(h_4, P_4) \quad (4.38)$$

4.1.6.5. Consideraciones en el diseño

El procedimiento descrito anteriormente es considerando un ciclo ideal, por lo que es necesario algunas consideraciones en el dimensionamiento y diseño de los equipos. Se recomienda, para evitar la proliferación de burbujas antes de entrar a la TXV un sub-enfriamiento ΔT_{se} [$^{\circ}C$] en el condensador. A su vez se recomienda considerar un sobrecalentamiento ΔT_{sc} [$^{\circ}C$] en el evaporador, de esta forma evitar que entre refrigerante líquido al compresor y se dañe. Estas consideraciones se traducen a lo que se muestra en las ecuación 4.39 y 4.40.

$$\Delta T_{sc} = 4 \quad [^{\circ}C] \quad (4.39)$$

$$\Delta T_{se} = 3 \quad [^{\circ}C] \quad (4.40)$$

4.1.6.6. Estado 1 real

Considerando el sobrecalentamiento, se procede a calcular el estado a la salida del evaporador real. La temperatura queda como se muestra en la ecuación 4.41. La presión se mantiene.

$$T_1 = T'_1 + \Delta T_{sc} \quad (4.41)$$

$$P_1 = P'_1 \quad (4.42)$$

$$h_1 = h(P_1, T_1) \quad (4.43)$$

$$s_1 = s(P_1, T_1) \quad (4.44)$$

$$X_1 \geq 1 \quad (4.45)$$

4.1.6.7. Estado 2 real

Para calcularlo se mantiene la temperatura de salida, ya que es una condición de diseño. Por otro lado, producto de la eficiencia isentrópica, aumenta la entalpía, como se muestra en la ecuación 4.47

$$T_2 = T'_2 \quad (4.46)$$

$$\eta_{is} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} \Rightarrow h_2 = \frac{(h_{2s} - h_1)}{\eta_{is}} + h_1 \quad (4.47)$$

$$s_2 = s(h_2, T_2) \quad (4.48)$$

$$P_2 = P(h_2, T_2) \quad (4.49)$$

$$X_2 = X(h_2, T_2) \quad (4.50)$$

4.1.6.8. Estado 3 real

Considerando el sub-enfriamiento ΔT_{se} , y la presión de condensación P_2 , se procede a calcular el resto de las variables termodinámicas de estado 3 real.

$$T_3 = T'_3 - \Delta T_{se} \quad \wedge \quad P_3 = P_2 \quad (4.51)$$

Con estas condiciones se procede a calcular las demás variables termodinámicas con las ecuación 4.52, 4.53 y 4.54.

$$h'_3 = h(T_3, P_3) \quad (4.52)$$

$$s'_3 = s(T_3, P_3) \quad (4.53)$$

$$X_3 = X(T_3, P_3) \quad (4.54)$$

4.1.7. Flujo Másico

En el evaporador ocurre el salto entálpico Δh_{ev} [kJ/kg] que se muestra en la ecuación 4.55. Con esto, y el Q_{obt} de la ecuación 4.16; se procede a determinar el flujo másico en el evaporador \dot{m}_r [kg/s], como se muestra en la ecuación 4.56.

$$\Delta h_{ev} = h_1 - h_4 \quad (4.55)$$

$$\dot{m}_r = \frac{Q_{obt}}{\Delta h_{ev}} \quad (4.56)$$

4.1.8. Trabajo en el Compresor

El compresor está ubicado entre los estados 1 y 2, por lo que se obtiene la ecuación 4.57 para determinar el salto entálpico Δh_{com} [kJ/kg]. De esta forma, el trabajo total \dot{W}_c [W] hecho por el compresor queda representado por la ecuación 4.58.

$$\Delta h_{com} = h_2 - h_1 \quad (4.57)$$

$$\dot{W}_c = \dot{m}_r * \Delta h_{com} \quad (4.58)$$

4.1.9. Calor en el condensador

El calor obtenido en el condensador se puede determinar de dos formas; calculando la diferencia de entalpías en el condensador Δh_{cond} [kJ/kg], la cual se muestra en la ecuación 4.60; y calculando el calor obtenido por el evaporador más el trabajo hecho por el compresor menos las pérdidas \dot{Q}'_{cond} [W], como se muestra en la ecuación 4.61.

$$\Delta h_{cond} = h_2 - h_3 \quad (4.59)$$

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{m} * \Delta h_{cond} \quad (4.60)$$

$$\dot{Q}'_{cond} = Q_{obt} + \dot{W}_c - Q_{perd} \quad (4.61)$$

Finalmente, se corroboran los resultados obtenidos realizando la comparación entre la ecuación 4.60 y 4.61, ya que deben ser lo suficientemente iguales (error relativo no mayor al 5%).

4.2. Diseño Conceptual

De esta etapa de la metodología se buscan estudiar diferentes configuraciones que puedan ser apropiadas para la disposición de los paneles, esto es, cantidad en paralelo utilizando los diseños actuales y/o prototipos de diseños basado en la literatura. El objetivo de esta etapa del estudio es determinar los valores preliminares del sistema, como lo son los flujos de refrigerante, largos de tubería, y determinar el diámetro óptimo de tubería, esto es, el diámetro que optimiza el costo y las pérdidas de carga como se ve en los capítulos posteriores.

4.3. Diámetro Óptimo de Cañerías

Al tener los valores preliminares de los diseños conceptuales propuestos en el capítulo 4.2, se puede calcular el diámetro óptimo de tubería para cada configuración.

Para poder seleccionar el tamaño de las tuberías del sistema, se requiere cierto criterio para optimizar los costos y las pérdidas. En una primera instancia se esperaría que se requiera un mayor diámetro de tubo, con el objetivo de que a medida que se alargue la tubería, se reduzcan las pérdidas. Sin embargo, el método de Richards [31] demuestra que el diámetro óptimo es independiente del largo de la tubería, esto se logra con las ecuación 4.62, 4.63 y 4.64.

$$C = C_1DL + C_2 * L\Delta p(D) \quad (4.62)$$

$$\rightarrow \frac{dC}{dD} = 0 = C_1L + C_2 * L\Delta p(D) \quad (4.63)$$

$$\rightarrow \frac{dC}{dD} = 0 = C_1 + C_2 * \frac{d\Delta p(D)}{dD} \quad (4.64)$$

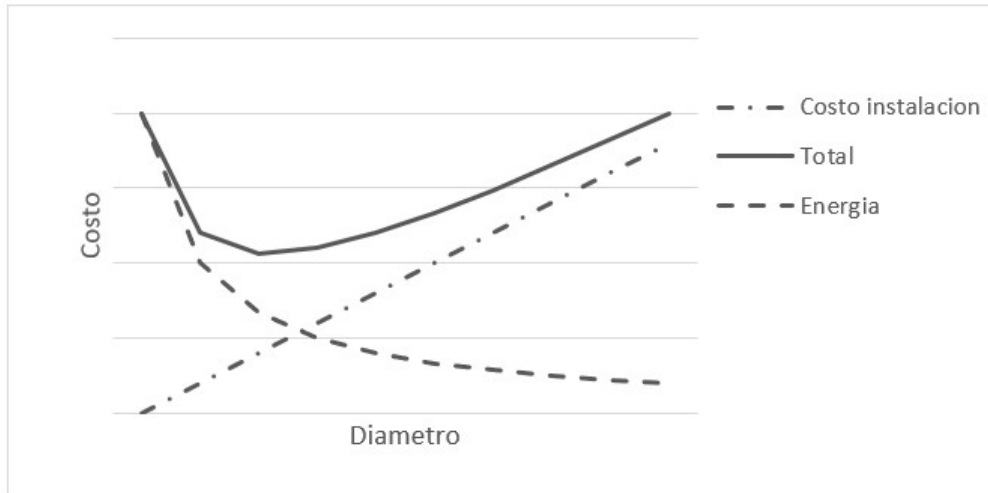


Figura 4.7: Gráfico demostrando el valor óptimo para el diámetro en el cual se minimiza el costo total (valores de referencia).

En donde C_1 incorpora los costos de los materiales, y de instalación, y se asume que estos costos son proporcionales al diámetro de la tubería y al largo. $C_2\Delta P$ son los costos sobre la vida útil de superar las pérdidas de presión, por lo que esto incorpora las horas de operación por año, el horizonte de evaluación del proyecto y el costo de oportunidad de la inversión requerida. De esta manera el mínimo de la ecuación 4.64 indica el diámetro óptimo de la tubería. Entonces primero se calcula la pérdida de carga según el diámetro de tubería para cada configuración. Luego se estiman los costos por metro de tubería para cada diámetro a considerar, para luego aplicar el método descrito para obtener el diámetro óptimo. La vida útil del sistema a considerar para el valor presente de los costos de energía son 20 años y el costo oportunidad de un 10 %.

4.3.1. Pérdida de Carga y Costos de Energía

Para poder determinar los costos de energía se debe determinar la pérdida de carga para cada configuración y diseño, ya que cada diseño tiene un flujo másico determinado, se debe determinar para cada diámetro de tubería, para cada diseño y para cada configuración de paneles las pérdidas de carga a fin de poder calcular las pérdidas energéticas y así, determinar el costo de energía.

Para determinar las pérdidas de carga en línea se utilizara la formula de Darcy-Weisbach, la cual corresponde a la siguiente ecuación:

$$H_f = \frac{8 * f * L_{eq}}{\pi^2 * g * D^2} * Q^2 \quad (4.65)$$

donde f es el factor de fricción de Darcy; L_{eq} es el largo equivalente de la tubería (equivalente es en caso de accesorios), para determinar el diámetro óptimo, este valor será 1; g es

la aceleración de gravedad; Q es el flujo volumétrico y D es el diámetro interno.

Para calcular el factor de fricción de Darcy, se utiliza la ecuación de Colebrook [32]:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \log_{10} \left(\frac{\varepsilon}{3,7D_h} + \frac{2,51}{Re\sqrt{f}} \right) \quad (4.66)$$

donde D_h es el diámetro hidráulico, para efecto de estos cálculos, es el diámetro interno y Re es el número de Reynolds.

Dado que la forma de la ecuación 4.66 es iterativa, por lo que se mostrará el proceso para un diámetro y flujo y luego se mostrarán los resultados para las demás configuraciones.

En la primera iteración se requiere tener un valor de f aproximado, por lo que se utiliza la siguiente ecuación:

$$f = \frac{1}{2[0,79 \ln(Re) - 1,64]^2} \quad (4.67)$$

Utilizando esta aproximación, se itera el factor de fricción hasta llegar a un error relativo, respecto al valor anterior menor al 1% (valor sugerido por Colebrook [32]). Con este valor luego se calcula la pérdida de carga por metro de tubería usando la ecuación 4.65, sin embargo, este valor está en metros de columna de refrigerante, por lo que se debe utilizar la siguiente ecuación para obtener la pérdida de carga P_f en kPa :

$$P_f = \frac{H_f * \rho * g}{1.000} [kPa] \quad (4.68)$$

Donde ρ es la densidad del fluido y H_f es la pérdida de carga en metros de columna refrigerante.

Para determinar la pérdida de carga dinámica (la presión necesaria para mantener el flujo másico), se puede calcular usando la siguiente ecuación:

$$H_{vel} = \frac{V^2}{2 * g} [m] \quad (4.69)$$

Donde V es la velocidad del fluido, esta pérdida está en metros de refrigerante.

4.3.2. Costo por metro de tubería

Con la pérdida de carga de la tubería respecto al diámetro, se calcula el costo de tubería por metro según al diámetro, este costo tiene dos variables, costos por materiales y costos por instalación; para ello que se asume como costo de instalación un porcentaje del costo de los materiales. Para costo de material se consideran cañerías de cobre tipo K, ya que son

las más apropiadas dado su grosor [33], y el costo se asume por kilogramo de tubería. Para ello se utiliza la siguiente ecuación que define el peso de la tubería por metro M_t , usando el diámetro interno (D_i), y el grosor t o con el diámetro nominal (D_e):

$$M_t = \pi * \frac{(D_e^2 - D_i^2)}{4} * \rho_{cobre} [Kg/m] \quad (4.70)$$

$$D_e = D_i + 2t [m] \quad (4.71)$$

Las dimensiones de la tubería se obtienen utilizando la tabla A.4.

Como costo de instalación se utiliza una productividad por metro de tubería (Horas hombres por metro), costo de equipamiento, maquinaria, y de materiales fungibles.

4.3.3. Mano de obra

Para estimar la productividad de la mano de obra, es decir las horas hombre (en adelante, HH) requerida para instalar las tuberías, se utiliza el método de Marko Bulic ([34]) para estimar el costo de instalación según las HH utilizadas y el costo de cada HH. Este método de estimación conlleva varias secciones las cuales se describen a continuación.

Transporte de Tuberías:

HH requeridas para el transporte de las tuberías se describe a continuación.

- Tasa básica por transporte de tuberías: 0,8 [HH/ton]
- Distancia: Después de los 5 km: sumar 0,06 [HH/ton]
- Método de transporte:
 - Camión con tráiler: No sumar.
 - Camión con grúa de carga: restar 0,1 [HH/ton]
 - Tractor con tráiler: sumar 0,2 [HH/ton]
- Carga:
 - Grúa de carga especial: no sumar.
 - Carga con HIAB: sumar 0,15 [HH/ton]
 - Grúa que también es utilizada para cargar: sumar 0,2 [HH/ton]
- Descarga:
 - Descarga a almacén: menos 0,2 [HH/ton]
 - Descarga a zona de trabajo: no sumar
 - Descarga a zona de trabajo con grúa HIAB: sumar 0,2 [HH/ton]
- Diámetro de tubería:
 - hasta 4": sumar 0,3 [HH/ton]
 - 6" a 8": no sumar
 - 10" a 14": restar 0,15 [HH/ton]

– 16” a 20”: restar 0,3 [HH/ton]

Ubicación de tuberías: HH requeridas para el ubicar las tuberías según el diámetro.

- hasta 3”: sumar 0,21 [HH/pieza]
- 4”: sumar 0,25 [HH/pieza]
- 6” a 8”: sumar 0,29 [HH/pieza]
- 10” a 14”: sumar 0,34 [HH/pieza]
- 16” a 20”: sumar 0,38 [HH/pieza]

Curvar cañerías: HH requeridas para el curvar las tuberías según el diámetro.

- hasta 3”: sumar 4,5 [HH/curva]
- 4”: sumar 5,6 [HH/curva]
- 6” a 8”: sumar 6,5 [HH/curva]
- 10” a 14”: sumar 7,5 [HH/curva]
- 16” a 20”: sumar 9 [HH/curva]

Unión de cañerías: HH requeridas para el unir las tuberías según el diámetro.

- 3”: sumar 0,75 [HH/curva]
- 4”: sumar 1,25 [HH/curva]
- 6”: sumar 1,75 [HH/curva]
- 8”: sumar 2,25 [HH/curva]
- 10”: sumar 2,75 [HH/curva]
- 12”: sumar 3,25 [HH/curva]
- 14”: sumar 3,75 [HH/curva]
- 16”: sumar 4,25 [HH/curva]

Soldadura: HH requeridas para el soldar las tuberías según el diámetro.

$$HH/soldadura = X * \Phi * t/440 \quad (4.72)$$

Donde:

- Φ es el diámetro en pulgadas.
- t es el grosor de la cañería.
- X es un factor que se calcula como se muestra a continuación en la tabla 4.1:

Con esto, se determinan las horas hombres que se necesitan por metro de tubería para cada diámetro. A continuación se demuestra el proceso para determinar la productividad para un diámetro de 1”, y luego en la tabla 4.2 se resumen los resultados para todos los diámetros considerados en esta evaluación (1” a 16”):

Cálculo de Productividad de Mano de Obra: Diámetro 1”

Tabla 4.1: Valor de constante "X" para determinar productividad del soldador.

Diámetro [in]	X	Diámetro [in]	X
2	54	8	24
3	42	10	21
4	36	12	20,6
5	31,5	14	20,3
6	27	16	20,05

- Transporte de tuberías: tasa básica= 0,8 [HH/ton]
 - Distancia: menor a 5 km= +0 [HH/ton]
 - Método de transporte: Camión con tráiler= +0 [HH/ton]
 - Carga: Con grúa especial: +0 [HH/ton]
 - Descarga: Descarga a almacén= -0,2 [HH/ton]
 - Diámetro de tubería: Hasta 4"= +0,3 [HH/ton]
 - **Total= 1,1 [HH/ton]**
- Ubicación de tuberías:
 - Diámetro 1"= sumar 0,21 [HH/pieza]= sumar 0,035 [HH/m]
- Curvar Cañerías:
 - Diámetro 1"= sumar 4,5 [HH/Curva]
 - Asumiendo 1 curva por pieza (pieza de 6 m)= sumar 0,75 [HH/m]
- Unión de Cañerías:
 - Diámetro 1"= sumar 0,75 [HH/unión]
 - Asumiendo 1 unión por pieza (pieza de 6 m)= sumar 0,13 [HH/m]
- Soldadura:
 - $HH/soldadura = X * \Phi * t/440$
 - grosor t=2,1 mm, X=54 (se usa el mismo que para 2")
 - $HH/soldadura = 0,5174$
 - **Total=1,00 [HH/m]**

El procedimiento descrito se utiliza para los demás diámetros, el resumen se muestra en la tabla 4.2.

Estos valores serán utilizados para calcular los costos de instalación.

4.3.4. Costo de la HH

Para determinar el valor de la HH de un técnico mecánico, se utiliza la siguiente ecuación:

$$C_{HH} = \frac{C_m}{H_m} \quad (4.73)$$

donde C_m es el costo mensual de un técnico, se utiliza un valor de \$1.500.000(bruto, más costos de equipo de protección personal, y herramientas básicas) y H_m son las horas

Tabla 4.2: Productividad en Horas hombre por metro, según el diámetro, de tubería de cobre tipo K.

Diámetro	Transporte	Ubicación	Curva	Unión	Soldadura	Total
1"	0,0017	0,035	0,75	0,13	0,09	1,00
2"	0,0034	0,035	0,75	0,13	0,09	1,00
3"	0,0055	0,042	0,93	0,13	0,13	1,24
4"	0,0077	0,042	0,93	0,21	0,19	1,37
5"	0,0115	0,045	1,01	0,25	0,24	1,55
6"	0,0165	0,048	1,08	0,29	0,30	1,73
7"	0,0188	0,048	1,08	0,33	0,43	1,91
8"	0,0251	0,048	1,08	0,38	0,55	2,07
10"	0,0578	0,057	1,25	0,42	1,49	3,24
12"	0,0795	0,057	1,25	0,46	1,99	3,81
14"	0,1154	0,057	1,25	0,54	3,61	5,54
16"	0,1427	0,057	1,25	0,63	4,35	6,40

trabajadas al mes, que corresponden a 180 (45 horas semanales, 4 semanas). Sin embargo, se considera un factor de productividad, por lo que las horas trabajadas reales se consideran como 150 horas mensuales, es decir un costo de \$10.000 [CLP/HH]

4.3.5. Costo de Materiales Fungibles:

Dentro de los materiales se consideran los costos de la soldadura y acetileno. La cantidad de soldadura necesaria se estima usando la Figura 4.8 como referencia para una primera aproximación. Las varillas consideradas son de 15 % plata, 6 % fósforo, y 79 % cobre, lo que implica que tienen una densidad aproximada como se muestra en la ecuación 4.74.

$$\rho_{varilla} = 0,15 * 10,490 + 0,06 * 1,823 + 0,79 * 8,960 = 8,761 [kg/m^3] \quad (4.74)$$

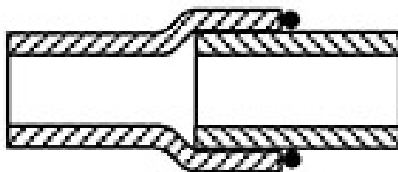


Figura 4.8: Representación de unión de tubería de cobre en línea.

$$V_w = A * 2\pi r = \frac{t^2}{2} * \pi(D_i + D_e)/2 \quad (4.75)$$

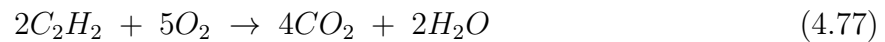
$$M_w = V_w * \rho_{varilla} \quad (4.76)$$

El costo de las varillas es \$114 *USD* el kilogramo (se obtuvo de [35]), como referencia se toma un valor del dolar de \$750 *CLP*, por lo que el costo final es \$85.500 *CLP*. El costo para soldar cada diámetro de tubería se muestra en la tabla 4.3.

Tabla 4.3: Costo de las varillas para soldar las tuberías de cobre, asumiendo una unión cada 6 metros de tubería.

Diámetro [in]	Espesor [mm]	Volumen [m ³ /unión]	Peso [kg/unión]	Costo [clp/m]
2	2,11	3,55E-07	0,003	44
3	2,77	9,17E-07	0,008	115
4	3,40	1,85E-06	0,016	231
5	4,06	3,29E-06	0,029	411
6	4,88	5,69E-06	0,050	711
8	6,88	1,51E-05	0,133	1888
10	15,96	1,02E-04	0,891	12694
12	18,49	1,64E-04	1,434	20438
14	29,72	4,93E-04	4,322	61589
16	32,22	6,63E-04	5,806	82738

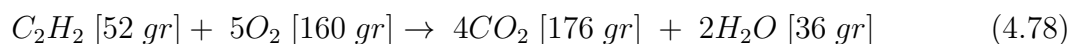
Para el costo del gas de acetileno, se debe calcular la energía necesaria para llevar a la varilla a su temperatura de fusión, la cual es 700°C y calor específico de 390 [J/kg K] ([36]). Por otro lado, el gas de Acetileno tiene un poder calorífico de 50 [MJ/kg], para poder calcular el costo total, también se debe calcular la cantidad de oxígeno que se utiliza, esto se puede determinar considerando una mezcla estequiométrica, como se muestra a continuación:



Donde los pesos molares:

- $C_2H_2=26$ [gr/mol]
- $O_2=32$ [gr/mol]
- $H_2O=18$ [gr/mol]
- $CO_2=44$ [gr/mol]

El balance másico queda de la siguiente forma:



Por cada kg de Acetileno que se utilice, se requiere 3,077 kg de oxígeno. Con esto se tiene los siguientes costos de gases, utilizando como referencia los precios de [37] para el gas de acetileno y [38] para el oxígeno, los resultados se muestran en la tabla 4.4.

Tabla 4.4: Costo de los gases de Oxi-Acetileno para soldar las tuberías de cobre, asumiendo una unión cada 6 metros de tubería.

Diámetro [in]	Peso Soldadura [kg/unión]	Acetileno [kg]	Costo Acetileno [CLP/m]	Costo oxígeno [CLP/m]
2	0,003	0,00005	3	10
3	0,008	0,00013	7	25
4	0,016	0,00025	13	50
5	0,029	0,00045	23	89
6	0,050	0,00078	40	155
8	0,133	0,00207	107	411
10	0,891	0,01389	722	2.760
12	1,434	0,02236	1.163	4.444
14	4,322	0,06738	3.504	13.392
16	5,806	0,09052	4.707	17.991

4.3.6. Costo de Equipo para Mano de Obra:

Dentro de los equipos básicos requeridos, se puede considerar una grúa horquilla para mover los equipos permanentes (paneles, tuberías de gran tamaño, etc...), camión para el transporte de las tuberías desde bodega a la zona del proyecto, costos de bencina/diesel/gas se van a depreciar. Este costo se considerará su costo mensual y su costo por hora.

- Grúa Horquilla: 600.000 [\$/mes] [39]
- Camión: 1.000.000 [\$/mes] [40]
- Soldadora de Oxy-acetileno: 600.000 [\$/año] (compra y repuestos)

Con un costo total de [\$/mes], y estos se pueden considerar por grupo de trabajo, considerando un total de 160 horas hombres para estos equipos al mes, esto da un costo por HH de:

$$C_{maq} = \frac{\frac{600.000}{12} + 600.000 + 1.000.000}{160} = 10.300 [$/HH] \quad (4.79)$$

Para determinar la cantidad de HH, se utilizarán las mismas que para la mano de obra, es decir, la de la tabla 4.2.

4.3.7. Costos Totales

Al contar con todas las herramientas para estimar los costos totales por metro para cada alternativa de diseño, se puede determinar el diámetro óptimo. Para los costos de energía eléctrica producidos por el compresor de superar la pérdida de carga, por fricción y por velocidad, se utiliza el valor del kWh igual a 105 \$clp [41]. Estos costos se consideraron a lo largo de la vida útil del sistema, que para efectos de esta memoria fueron 20 años, y se usa la corrección al Valor Actual Neto con una tasa de interés de 10%.

A continuación se muestra un resumen de las tablas de costos utilizadas para seleccionar

el diámetro óptimo, en el capítulo A.4 del Anexo se muestra las tablas completas.

4.3.8. Diámetro Óptimo de Tuberías

Para determinar el diámetro óptimo, se utiliza el método descrito al inicio de esta sección, el cual utiliza la ecuación 4.64. Así obtener el diámetro que minimice el costo total, entre costo operacional e inversión inicial.

4.4. Calculo de Rendimiento

Para poder obtener finalmente el rendimiento de cada sistema, de cada diseño y configuración de paneles, se debe calcular todas las pérdidas y absorciones de calor así como requerimiento energéticos por parte del compresor. Para ello hay que calcular las pérdidas de carga, que se traducen en pérdidas de energía producidas por los accesorios (i.e. Codos, tee, válvulas, etc.)

4.4.1. Pérdida de Carga por Accesorios

Con el el diámetro de tubería definido para cada configuración, se procede a determinar la pérdida total producida por los accesorios, así determinar la pérdida de energía total del sistema.

Para determinar las pérdidas de carga producidas por accesorios se utiliza la siguiente ecuación [42].

$$h_f = \frac{K * V^2}{2 * g} \quad (4.80)$$

Donde V es la velocidad del fluido y K es el coeficiente de pérdida de carga, en el anexo, fig. A.1, se puede ver en mas detalles los coeficiente de fricción para cada accesorio.

4.4.2. Pérdida de Potencia

Las pérdidas totales de potencia $\dot{Q}_f [W]$ se calculan con la siguiente ecuación.

$$\dot{Q}_f = h_f * \dot{m}_{r,t} * g \quad (4.81)$$

Donde h_f es la pérdida de carga, \dot{m} es el flujo másico donde se produce esa pérdida de carga y g es la aceleración de gravedad.

Debido a que el flujo másico obtenido es variable, se calculan las pérdidas de carga mínimas $\dot{Q}_{f,min} [W]$, con el diámetro óptimo; sin embargo considerando el flujo mínimo de refrigerante. Las pérdidas de carga para los flujos intermedios se interpolan utilizando la ecuación 4.82.

$$\dot{Q}_f = \frac{\dot{Q}_{f,max} - \dot{Q}_{f,min}}{m_{r,max} - m_{r,min}} * m_r + \dot{Q}_{f,min} \quad (4.82)$$

Donde $\dot{Q}_{f,max}$ [W] es la pérdida de carga promedio para el mes con mayor flujo másico; $m_{r,max}$ [W] es el flujo másico máximo; $\dot{Q}_{f,min}$ [W] es la pérdida de carga promedio para el mes con menor flujo másico y $m_{r,min}$ [W] es el flujo másico mínimo.

4.4.3. Calor Obtenido Total

Con el calor obtenido por cada panel Q_{obt} [W], se puede calcular el calor obtenido total por los paneles de cada configuración, para ello se utiliza la siguiente ecuación:

$$Q_{in} = N_p * Q_{obt} \quad (4.83)$$

Donde N_p es el número de paneles en esa configuración.

4.4.4. Trabajo del Compresor

Ya calculado el flujo másico y las condiciones de salida de los paneles y de entrada del compresor, se puede determinar el trabajo hecho por el compresor; esto servirá para poder determinar el rendimiento del sistema.

4.4.5. Coeficiente de Rendimiento

Con el calor obtenido total por el sistema, las pérdidas totales y el trabajo hecho por el compresor, se puede obtener el coeficiente de rendimiento del sistema, así también como la potencia térmica disponible para el sistema de ACC y ACS.

Para determinar el rendimiento se utiliza la siguiente formula:

$$COP = \frac{Q_{in} + W_c - Q_L}{W_c} \quad (4.84)$$

Donde las pérdidas totales Q_L se consideran en toda la línea y las pérdidas en paralelo se consideraran iguales (todas las líneas paralelas de igual largo) y las pérdidas en serie se suman. Q_{in} es el calor obtenido por los PST y W_c es el trabajo realizado por el compresor, considerando la eficiencias volumétricas e isentálpicas.

Capítulo 5

Cálculo de Condiciones de Operación

El sistema se compone por:

- Panel Solar Termodinámico
- Compresor
- Condensador
- Válvula de expansión Termostática

Los cálculos de las condiciones de operación parten con el calor obtenido en el evaporador como es definido en la metodología descrita del capítulo 4.1 para el sistema descrito anteriormente. Para ello es necesario definir la temperatura de evaporación. Para maximizar la transferencia de calor hacia el PST, es recomendado una diferencia de temperatura entre el ambiente y la temperatura del panel de 20 [°C][23].

- Temperatura de Evaporación $T_{ev,v} = T_{amb} - 20 [K]$

5.1. Propiedades del PST

Las características físicas del panel termodinámico se muestran en la tabla 5.1.

Tabla 5.1: Valores de las variables y constantes utilizadas para los cálculos.

Variable	Descripción	Valor	Unidad
$D_{ev,i}$	Diámetro interior de los tubos del evaporador	$6,35 * 10^{-3}$	[m]
D	Diámetro exterior de los tubos del evaporador	$9,6 * 10^{-3}$	[m]
A_c	Área del evaporador/colector solar	2	[m ²]
L_p	Largo del panel	2	[m]
W_p	Ancho del panel	1	[m]
L_t	Largo total de los tubos del evaporador	30	[m]
T_{amb}	Temperatura ambiental (valor depende de las condiciones ambientales)	10 ~ 25	[°C]
L_{col}	Largo total de los tubos del colector	20	[m]
α_c	Absortividad del colector solar	0,9	[W/m ² K]

Valores de las variables y constantes utilizadas para los cálculos.

Variable	Descripción	Valor	Unidad
L_C	Largo característico del evaporador	0,33	[m]
δ_p	grosor del panel solar termodinámico	3,175	[mm]

5.2. Panel Solar Termodinámico

5.2.1. Calor Obtenido en el PST

Al aplicar el método de resistencias térmicas descrito en el capítulo 4.1.2 y las condiciones ambientales de la zona de Santiago, Región Metropolitana; se obtienen los resultados que se muestran en el gráfico de la Figura 5.1.

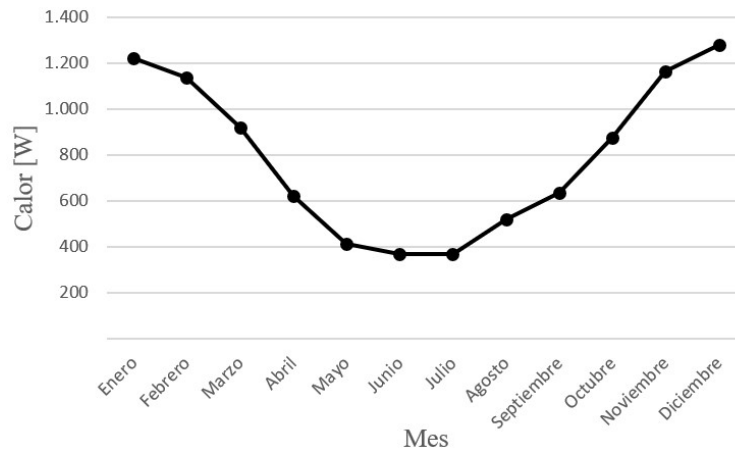


Figura 5.1: Calor obtenido promedio por el panel PST por mes del año.

5.2.2. Ciclo Termodinámico

Debido a la TXV (válvula de expansión termostática) la temperatura de evaporación se va ajustando según la temperatura ambiental, de esta forma se tiene un diferencial de temperatura suficiente para asegurar una buena transferencia de calor entre el ambiente y el PST, lo cual es definido en la ecuación 4.21. En la Figura 5.2 se muestra el ciclo termodinámico promedio del sistema.

A su vez, en la Figura 5.3 se muestra el salto entálpico en el evaporador Δh_{ev} [kJ/kg] y en el compresor Δh_{com} [kJ/kg]. Esto es debido a la variación de la temperatura de evaporación, lo que se ve reflejado en un cambio del ciclo termodinámico que explica la variación de entalpías.

5.2.3. Flujo Másico del refrigerante

Siguiendo la metodología descrita en el capítulo 4.1, se procede a calcular el flujo de refrigerante utilizando el calor disponible en el evaporador, es decir, el calor obtenido de la

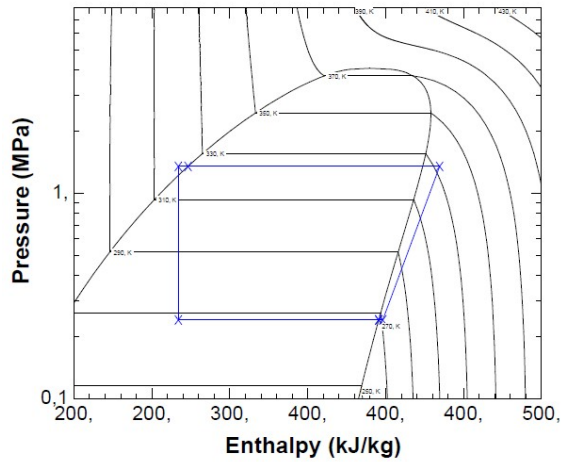


Figura 5.2: Ciclo termodinámico promedio del sistema obtenido con NIST-REFPROP.

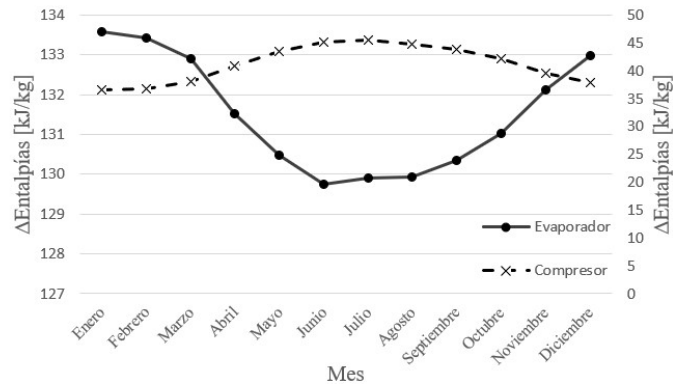


Figura 5.3: Salto entálpico promedio en el evaporador y en el compresor según el mes del año.

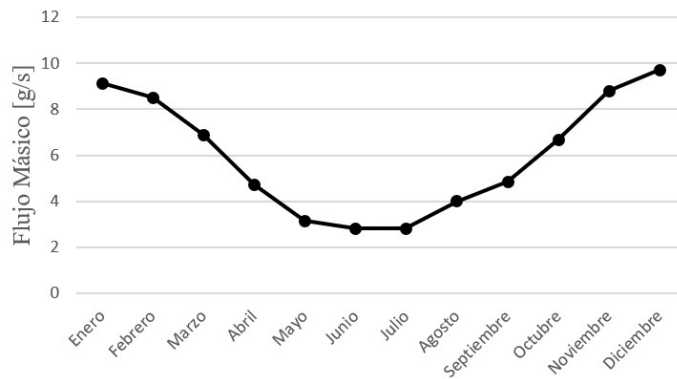


Figura 5.4: Flujo másico promedio según el mes del año.

Figura 5.1. En la Figura 5.4 se muestra el flujo de refrigerante promedio para cada mes del año.

El flujo másico máximo corresponde al mes de Diciembre con un flujo de $9,7 \cdot 10^{-3} [kg/s]$ y un flujo mínimo de $2,8 \cdot 10^{-3} [kg/s]$.

Capítulo 6

Diseño del Circuito Primario

6.1. Tamaño a Evaluar

Para poder evaluar, se debe definir el tamaño de los sistemas a estudiar, esto se definirá en cantidad de paneles que ocupa cada sistema.

- 80
- 120
- 150
- 200
- 400

6.2. Configuración del Sistema PST

Uno de los criterios mas importantes en un sistema de transporte de fluidos es el diámetro hidráulico de las cañerías a utilizar. Esto se determina utilizando varios criterios como son el costo de la cañería, las pérdidas de carga (ya sea por fricción como por la velocidad del fluido, esto influye en la bomba o compresor a utilizar, que impacta en los costos operacionales así como en costos de capital) y por último en el rendimiento del sistema. Se propuso varios diseños preliminares para cada configuración de paneles, esto va a impactar en algunos valores preliminares de diseño, como por ejemplo el flujo másico de las líneas de succión. El flujo másico de la línea de líquidos es constante para cada panel, es decir, a cada panel le debe llegar la misma cantidad de refrigerante, para esto se requiere que cada panel tenga el mismo largo de cañerías para que así la distribución del flujo sea equitativo.

Por otro lado, el diseño si afecta el flujo de la línea de succión ya que en cada línea, todos los paneles descargan a la misma línea de succión, esto se puede ver en la fig. 6.1, donde se muestra el diseño conceptual de un sistema con 1 ala (agrupación de paneles) y 2 líneas, es decir 2 líneas de succión. En anexo se encuentran las Figuras A.2 y A.3 donde se muestra los otros diseños.

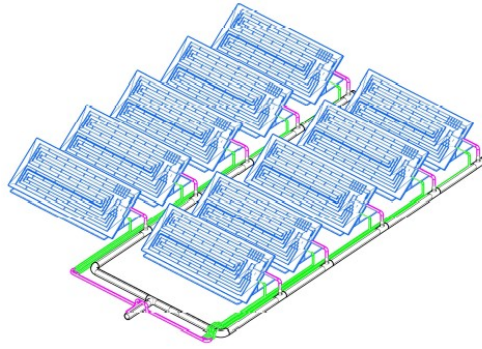


Figura 6.1: Diseño 1 ala del sistema dividido en 1 ala, 2 líneas de PST.

6.3. Valores Preliminares de Diseño

El flujo másico es definido en la sección 5.2.1, en donde el flujo máximo corresponde a $9,7 * 10^{-3}$ [kg/s] y el flujo mínimo a $2,8 * 10^{-3}$ [kg/s]. Como criterio se utiliza el flujo máximo promedio aproximado de 0,01 [kg/s] por PST para el diseño.

Cada diseño involucra diferentes flujos en la línea de succión, estos se explicitan a continuación, donde se define el flujo para cada diseño y para cada tamaño.

6.3.1. 80 Paneles

- 1 ala 2 líneas: 40 paneles por línea, Flujo másico máximo=0,40 [kg/s]
- 2 alas 4 líneas: 20 paneles por línea, Flujo másico máximo=0,20 [kg/s]
- 4 alas 8 líneas: 10 paneles por línea, Flujo másico máximo=0,10 [kg/s]

El diseño de 3 alas se evita para este tamaño, debido a que no hay forma equitativa de dividir la cantidad de paneles.

6.3.2. 120 Paneles

- 1 ala 2 líneas: 60 paneles por línea, Flujo másico máximo=0,60 [kg/s]
- 2 alas 4 líneas: 30 paneles por línea, Flujo másico máximo=0,30 [kg/s]
- 3 alas 6 líneas: 20 paneles por línea, Flujo másico máximo=0,20 [kg/s]
- 4 alas 8 líneas: 15 paneles por línea, Flujo másico máximo=0,15 [kg/s]

6.3.3. 150 Paneles

- 1 ala 2 líneas: 75 paneles por línea, Flujo másico máximo=0,75 [kg/s]
- 3 alas 6 líneas: 25 paneles por línea, Flujo másico máximo=0,25 [kg/s]

6.3.4. 200 Paneles

- 1 ala 2 líneas: 100 paneles por línea, Flujo másico máximo=1,0 [kg/s]

- 2 alas 4 líneas: 50 paneles por línea, Flujo másico máximo=0,5 [kg/s]
- 4 alas 8 líneas: 25 paneles por línea, Flujo másico máximo=0,25 [kg/s]

6.3.5. 400 Paneles

- 1 ala 2 líneas: 200 paneles por línea, Flujo másico máximo=2,0 [kg/s]
- 2 alas 4 líneas: 100 paneles por línea, Flujo másico máximo=1,0 [kg/s]
- 4 alas 8 líneas: 50 paneles por línea, Flujo másico máximo=0,5 [kg/s]

6.4. Diámetro Óptimo de Tuberías

Como se mencionó en la sección 4.3, se debe calcular los costos por metro de tubería y los costos por pérdida de carga para obtener el diámetro óptimo para cada configuración.

6.5. Pérdida de Carga: 80 paneles

Cada configuración de paneles, es decir, diseño del sistema, conlleva diferentes flujos sobre las líneas de succión, no así con respecto a la línea de líquidos ya que a cada panel le llega una línea independiente: Esto implica que por cada diseño hay diferentes flujos en la línea de succión, por lo que se debe hacer cálculos para cada una de ellas. Se tiene lo siguiente:

- Paneles por línea:
 - 1 línea = 80 paneles por línea.
 - 2 líneas = 40 paneles por línea.
 - 4 líneas = 20 paneles por línea.
 - 8 líneas = 10 paneles por línea.
- Flujo másico por línea:
 - 1 línea = 0,80 [kg/s] por línea.
 - 2 líneas = 0,40 [kg/s] por línea.
 - 4 líneas = 0,20 [kg/s] por línea.
 - 8 líneas = 0,10 [kg/s] por línea.

6.5.1. Cálculo de Pérdida de Carga

Se procederá a calcular la pérdida de carga para un caso, para 80 paneles, con diámetro de tubería de 2", esto es para demostrar el procedimiento. Los resultados para las demás condiciones, se muestran en las tablas en la sección correspondiente.

Los parámetros a considerar para los cálculos que siguen son los siguientes:

- Flujo másico= $\dot{m}=0,80$ [kg/s]
- Densidad Líquido= $\rho_L=1349,4$ [kg/m³]
- Densidad Gas= $\rho_v=7,6$ [kg/m³]

- Rugosidad Absoluta= $k=0,015$ [mm]
- Viscosidad Dinámica líquido= $\mu_l=0,0003587$ [Pa * s]
- Viscosidad Dinámica Gas= $\mu_v=0,00001088$ [Pa * s]

6.5.1.1. Pérdida de Carga línea de Líquidos

El flujo másico de la línea de líquidos es $0,010$ [kg/s] ya que se considera el flujo que entra a cada panel, dado que todas las demás líneas son paralelas por lo que la pérdida de carga es igual, es por eso que todas las líneas de líquidos deben tener el mismo largo. El diámetro que se utiliza para esta línea es de $D=1/4$ [in]

Por lo que el flujo volumétrico es:

$$Q_l = \dot{m}/\rho_l = 0,01/1349,4 = 0,000007 \text{ [m}^3/\text{s]} \quad (6.1)$$

La velocidad del fluido es:

$$V_l = \frac{Q_l}{\pi * D^2/4} = 0,234 \text{ [m/s]} \quad (6.2)$$

Entonces el Reynolds es:

$$Re_l = \frac{D_i * V * \rho_l}{\mu_l} = \frac{1/4 * 0,0254 * 0,234 * 1349,4}{0,0003587} = 4471,93 \quad (6.3)$$

Ahora se puede comenzar con el proceso iterativo del cálculo del factor de fricción de Darcy. Se parte calculando f_0 . Luego el flujo volumétrico calculado en 6.1.

$$f_0 = -2 \log \left(\frac{k}{3,71 * D_i} \right)^{-2} = -2 \log \left(\frac{k}{3,71 * 1/4 * 0,0254} \right)^{-2} = 0,02447 \quad (6.4)$$

Iteración 1:

$$\begin{aligned} f_1 &= \left[-2 \log_{10} \left(\frac{k}{3,7 D_h} + \frac{2,51}{2981,28 \sqrt{f_0}} \right) \right]^{-2} \\ &= \left[-2 \log_{10} \left(\frac{0,000015}{3,7 * 1/4 * 0,0254} + \frac{2,51}{4471,93 \sqrt{0,02447}} \right) \right]^{-2} = 0,04435 \end{aligned} \quad (6.5)$$

Error Relativo= $(|0,04435 - 0,02447|)/0,04435 = 44,8157\%$

Iteración 2:

$$f_2 = \left[-2 \log_{10} \left(\frac{0,000015}{3,7 * 1/4 * 0,0254} + \frac{2,51}{4471,93\sqrt{0,04435}} \right) \right]^{-2} = 0,040607 \quad (6.6)$$

Error Relativo= $(|0,04435 - 0,040607|)/0,04435 = 9,271 \%$

Iteración 3:

$$f_3 = \left[-2 \log_{10} \left(\frac{0,000015}{3,7 * 1/4 * 0,0254} + \frac{2,51}{24471,93\sqrt{0,040607}} \right) \right]^{-2} = 0,04112 \quad (6.7)$$

Error Relativo= $(|0,04112 - 0,040607|)/0,04112 = 1,24 \%$

Iteración 4:

$$f_4 = \left[-2 \log_{10} \left(\frac{0,000015}{3,7 * 1/4 * 0,0254} + \frac{2,51}{4471,93\sqrt{0,04112}} \right) \right]^{-2} = 0,04104 \quad (6.8)$$

Error Relativo= $(|0,4112 - 0,4104|)/0,4112 = 0,179 \%$

Por lo que el factor de fricción de Darcy, para la línea de líquidos con un diámetro de 1/4" y un flujo másico de 0,008 [kg/s] es $f_l = 0,04104$, luego utilizando la eq. 4.65, se tiene:

$$H_{f,DW} = \frac{8 * f * L_{eq}}{\pi^2 * g * D^5} * Q^2 = \frac{8 * 0,04104 * 1}{\pi^2 * 9,81(3 * 0,0254/8)^5} * 0,0000059^2 = 0,011544 [m] \quad (6.9)$$

$$P_f = \frac{H_f * 9,81 * \rho_l}{1.000} = 0,152815 [kPa] \quad (6.10)$$

La pérdida causada por la velocidad del fluido se obtiene con la ecuación 4.69 como se muestra a continuación:

$$H_{vel} = \frac{V^2}{2 * g} = \frac{0,187^2}{2 * 9,81} = 0,001786 [m] \quad (6.11)$$

$$P_{vel} = 0,001786 * 9,81 * 1349,4/1.000 = 0,02364 [kPa] \quad (6.12)$$

Estas pérdidas de carga están por metro de tubería para poder optimizar el diámetro a utilizar, sin embargo, estas pérdidas son tan pequeñas que para la línea de líquidos solo se utiliza solo 1/4" de diámetro de tubería, para todas las configuraciones y tamaños. Para las líneas principales (previas al distribuidor de flujo) corresponde un diámetro de tubería de 3/4".

6.5.1.2. 1 línea de succión:

El flujo másico total de la línea de succión es $0,64 [kg/s]$, considerando que todos los paneles descargan a la misma línea, para otros diseños se muestran mas adelante los resultados. El diámetro que se utiliza para demostrar los cálculos es de $D=2 [in]$.

Por lo que el flujo volumétrico es:

$$Q_l = \dot{m}/\rho_l = 0,64/7,6 = 0,084211 [m^3/s] \quad (6.13)$$

La velocidad del fluido es:

$$V_l = \frac{Q_l}{\pi * D^2/4} = 41,54 [m/s] \quad (6.14)$$

Entonces el Reynolds es:

$$Re_l = \frac{D_i * V * \rho_l}{\mu_l} = \frac{2 * 0,0254 * 7,6}{0,00001088} = 1.474.339 \quad (6.15)$$

Ahora comienza el proceso iterativo del cálculo del factor de fricción de Darcy. Para esto se debe calcular f_0 .

$$f_0 = -2 \log \left(\frac{k}{3,71 * D_i} \right)^{-2} = -2 \log \left(\frac{k}{3,71 * 2 * 0,0254} \right)^{-2} = 0,014878 \quad (6.16)$$

Iteración 1:

$$\begin{aligned} f_1 &= \left[-2 \log_{10} \left(\frac{k}{3,7D_h} + \frac{2,51}{Re\sqrt{f_0}} \right) \right]^{-2} \\ &= \left[-2 \log_{10} \left(\frac{0,000015}{3,7 * 3/8 * 0,0254} + \frac{2,51}{1,474,339,445\sqrt{0,014878}} \right) \right]^{-2} = 0,0154 \end{aligned} \quad (6.17)$$

Error Relativo= $(0,0154 - 0,014878)/0,0154 = 3,39 \%$

Iteración 2:

$$f_2 = \left[-2 \log_{10} \left(\frac{0,000015}{3,7 * 3/8 * 0,0254} + \frac{2,51}{1,474,339,445\sqrt{0,0154}} \right) \right]^{-2} = 0,01539 \quad (6.18)$$

Error Relativo= $(0,0154 - 0,01539)/0,0154 = 0,0551 \%$ Dado que el error es suficientemente pequeño, se finaliza en la segunda iteración. Por lo que el factor de fricción de

Darcy, para la línea de líquidos con un diámetro de 2" y un flujo másico de 0,64 [kg/s], es $f_l = 0,01539$, luego utilizando la eq. 4.65, se tiene:

$$H_{f,DW} = \frac{8 * f * L_{eq}}{\pi^2 * g * D^5} * Q^2 = \frac{8 * 0,01539 * 1}{\pi^2 * 9,81(2 * 0,0254)^5} * 0,08421^2 = 26,65 [m] \quad (6.19)$$

$$P_f = \frac{H_f * \rho_l}{1.000} = 0,202 [kPa] \quad (6.20)$$

La pérdida de presión debido la velocidad del fluido se calcula utilizando la ecuación 4.69 como se muestra a continuación:

$$H_{vel} = \frac{V^2}{2 * g} = \frac{41,54^2}{2 * 9,81} = 87,98 [m] \quad (6.21)$$

$$P_{vel} = 87,98 * 9,81 * 7,6/1.000 = 6,56 [kPa] \quad (6.22)$$

Como se menciona para la línea de líquidos, estas pérdidas son por metro de tubería. Este procedimiento se realiza también para los diámetros desde 1 1/2" hasta 10" y para cada distribución de paneles. Los resultados se muestran en las tablas 6.1, 6.2, 6.3 y 6.4 que corresponden a las pérdidas de carga para las configuraciones de 80 Paneles, para el resto de configuraciones se enlistan las consideraciones y en el Anexo, sección A.4 se presentan los resultados.

Tabla 6.1: Pérdida de carga para configuración de 80 paneles y diseño de 1 ala y 1 línea de succión.

Diámetro [in]	$H_{vel} [m]$	$H_f [m]$	$P_T [kPa]$
1 1/2	278,07	92,29	27,61
2	87,98	26,65	8,55
3	17,38	3,34	1,54
4	5,50	0,78	0,47
5	2,2	0,25	0,19
6	1,09	0,10	0,09
7	0,59	0,05	0,05
8	0,34	0,02	0,03
10	0,14	0,01	0,01

Tabla 6.2: Pérdida de carga para configuración de 80 paneles y diseño de 1 alas y 2 líneas de succión

Diámetro [in]	H_{vel} [m]	H_f [m]	P_T [kPa]
1 1/2	69,52	29,98	7,42
2	21,99	6,86	2,15
3	4,34	0,88	0,39
4	1,37	0,21	0,12
5	0,56	0,07	0,05
6	0,27	0,03	0,02
7	0,15	0,01	0,01
8	0,09	0,01	0,01
10	0,024	0,002	0,002

Tabla 6.3: Pérdida de carga para configuración de 80 paneles y diseño de 2 alas y 4 líneas de succión

Diámetro [in]	H_{vel} [m]	H_f [m]	P_T [kPa]
1	87,98	62,09	11,19
1 1/2	17,38	7,74	1,87
2	5,50	1,80	0,54
3	0,27	0,07	0,03
4	0,34	0,06	0,03
5	0,14	0,02	0,01
6	0,07	0,01	0,01
7	0,04	0,004	0,003
8	0,02	0,002	0,002

Tabla 6.4: Pérdida de carga para configuración de 80 paneles y diseño de 4 alas y 8 líneas de succión

Diámetro [in]	H_{vel} [m]	H_f [m]	P_T [kPa]
3/4	69,52	70,23	10,42
1	22,00	15,99	2,83
1 1/2	4,34	2,04	0,48
2	1,37	0,48	0,14
3	0,27	0,07	0,03
4	0,09	0,02	0,01
5	0,04	0,01	0,003
6	0,02	0,002	0,001

6.5.2. Pérdida de Carga: 120 Paneles

- Paneles por línea:
 - 1 línea = 120 paneles por línea.
 - 2 líneas = 60 paneles por línea.
 - 4 líneas = 30 paneles por línea.
 - 6 líneas = 20 paneles por línea.
 - 8 líneas = 15 paneles por línea.
- Flujo másico por línea:
 - 1 línea = 1,20 [kg/s] por línea.
 - 2 líneas = 0,60 [kg/s] por línea.
 - 4 líneas = 0,30 [kg/s] por línea.
 - 6 líneas = 0,20 [kg/s] por línea.
 - 8 líneas = 0,15 [kg/s] por línea.

6.6. Pérdida de Carga: 150 Paneles

Debido a que para 150 paneles, no se puede dividir en 8 líneas equitativamente, no se considerará esa opción.

- Paneles por línea:
 - 1 línea = 150 paneles por línea.
 - 2 líneas = 75 paneles por línea.
 - 6 líneas = 25 paneles por línea.
- Flujo másico por línea:
 - 1 línea = 1,5 [kg/s] por línea.
 - 2 líneas = 0,75 [kg/s] por línea.
 - 6 líneas = 0,25 [kg/s] por línea.

6.7. Pérdida de Carga: 200 Paneles

- Paneles por línea:
 - 1 líneas = 200 paneles por línea.
 - 2 líneas = 100 paneles por línea.
 - 4 líneas = 50 paneles por línea.
 - 8 líneas = 25 paneles por línea.
- Flujo másico por línea:
 - 1 líneas = 2,0 [kg/s] por línea.
 - 2 líneas = 1,0 [kg/s] por línea.
 - 4 líneas = 0,5 [kg/s] por línea.
 - 8 líneas = 0,25 [kg/s] por línea.

6.8. Pérdida de Carga: 400 Paneles

- Paneles por línea:
 - 1 líneas = 400 paneles por línea.
 - 2 líneas = 200 paneles por línea.
 - 4 líneas = 100 paneles por línea.
 - 8 líneas = 50 paneles por línea.
- Flujo másico por línea:
 - 1 líneas = 4,0 [kg/s] por línea.
 - 2 líneas = 2,0 [kg/s] por línea.
 - 4 líneas = 1,0 [kg/s] por línea.
 - 8 líneas = 0,5 [kg/s] por línea.

6.9. Diámetro Óptimo

Con todas las herramientas para estimar los costos totales por metro para cada alternativa de diseño, se determina el diámetro óptimo para cada diseño. Para los costos de energía se utiliza el valor del kWh igual a 105 \$clp [41]. Estos costos se consideraron a lo largo de la vida útil del sistema, que para efectos de este trabajo son a 20 años, y se considera la corrección al Valor Actual Neto con una tasa de interés de 8%.

A continuación se muestra la tabla 6.5, en donde se muestran los diámetros óptimos. En el capítulo A.4 del Anexo se muestra las tablas completas.

Tabla 6.5: Diámetros óptimos de tuberías principales de succión.

Configuración	80	120	150	200	400
1 Ala	4"	5"	5"	6"	8"
2 Alas	3"	4"	-	5"	6"
3 Alas		3"	3"	-	-
4 Alas	3"	3"	-	4"	5"

Capítulo 7

Cálculo del COP

En este capítulo se calcula el coeficiente de rendimiento utilizando la ecuación 4.84, para ello se debe obtener el total de pérdidas, el total del calor obtenido y el trabajo hecho por el compresor.

Por último, para poder obtener las pérdidas totales, se debe definir el diseño, al menos en una etapa de ingeniería conceptual. Por lo que en este capítulo se define el diseño para poder obtener los largos totales y los accesorios requeridos.

7.1. Disposición de la Instalación del PST

Los paneles solares termodinámicos tienen 2 metros de largo y 1 metro de alto, por lo que al estar inclinados hacen sombra hacia el que esta posterior a este, de esta manera hay que definir un largo de separación para evitar afectar el rendimiento. Este a su vez depende del ángulo de inclinación del panel.

7.1.1. Ángulo de Inclinación

Para mejorar el rendimiento en los meses de invierno, se prioriza utilizar un ángulo que maximice la incidencia solar estos meses, los cuales, según [43], es la latitud de la zona, más 18° , como la zona correspondiente a este informe es la localidad de Santiago, la cual tiene una latitud de 33° , entonces la inclinación total corresponde a 51° . Entonces:

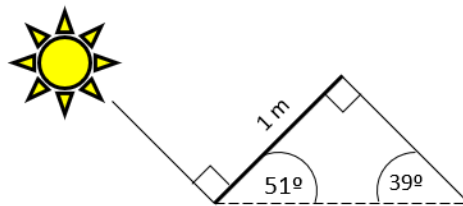


Figura 7.1: Geometría entre el sol y el PST.

$$Cat_{op} = \frac{1}{\text{Sen}(51^\circ)} = 1,286 \quad (7.1)$$

$$Hip = \sqrt{1,286^2 + 1^2} = 1,629m \quad (7.2)$$

Por lo que la distancia de separación será 1600 mm para simplificar, como se muestra en la figura 7.2; esta separación es necesaria para evitar que un PST haga sombra a otro PST en la misma línea.

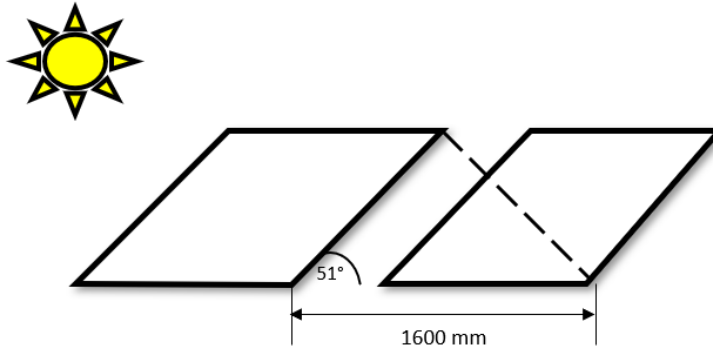


Figura 7.2: Representación de la separación entre los paneles.

7.1.2. Plano Alas

En la figura 7.3 se muestra un bosquejo para definir los largos de las tuberías en una fila de un ala del sistema. Siguiendo los lineamientos recomendados en el handbook de planificación de bombas de calor [44], se recomienda una distancia de al menos 450 mm para los pasillos.

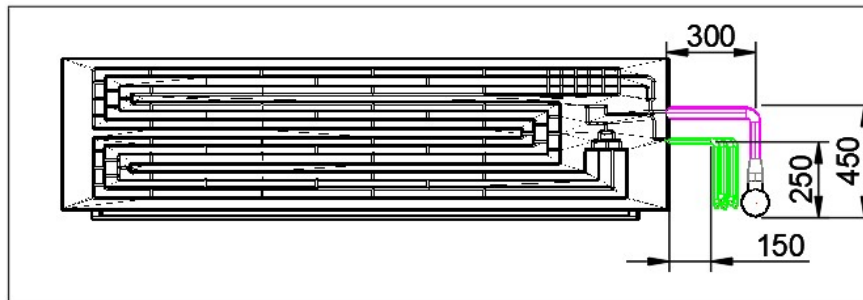


Figura 7.3: Plano de una fila en un ala de la configuración, distancias en mm.

Ahora ya se tienen datos suficiente para estimar los largos totales de las líneas, y así poder establecer el total de pérdidas de carga, también de esta forma se puede determinar el número total de accesorios para calcular las pérdidas de carga causadas por accesorios.

7.2. Pérdida de Carga por Accesorios

Como ha sido definido el diseño, se puede determinar el número y tipos de accesorios, así como algunas consideraciones para poder determinar las pérdidas de carga por accesorios.

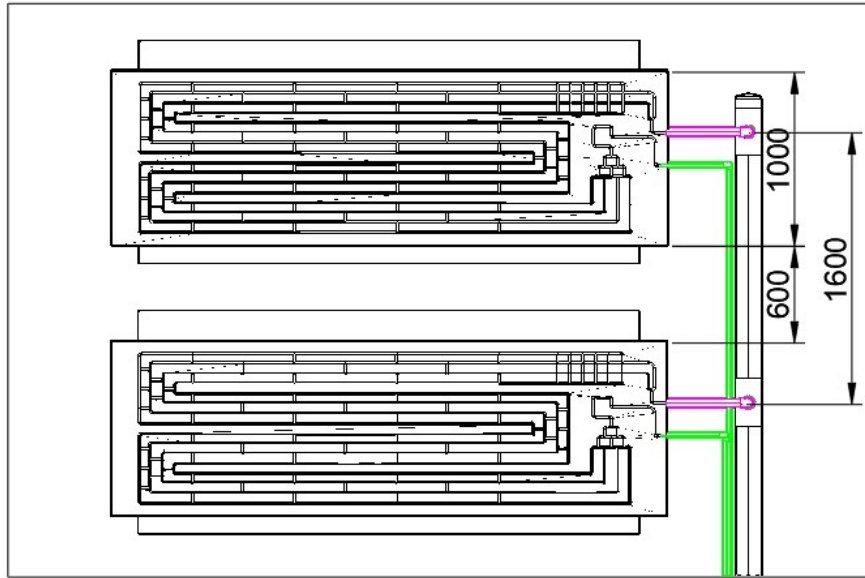


Figura 7.4: Bosquejo conceptual de dos PST en una ala de la configuración, como se conectan y distancian entre ambos.

7.2.1. Accesorios línea Líquidos

Para cada configuración, cada línea de líquidos tendrá diferentes accesorios y largo de tubería; se desarrollaron planos de ingeniería básica para determinar los accesorios requeridos por cada configuración; en las figuras 7.5 a 7.7 se observan las vistas frontales, superior y lateral para determinar los accesorios.

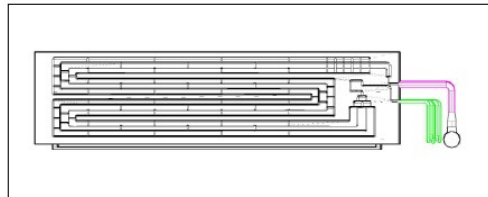


Figura 7.5: Bosquejo de ingeniería conceptual, vista frontal.



Figura 7.6: Bosquejo de ingeniería conceptual, vista superior.

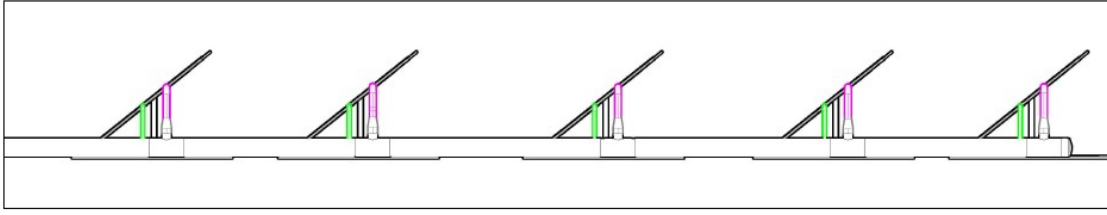


Figura 7.7: Bosquejo de ingeniería conceptual, vista lateral.

7.2.1.1. Largos totales de la línea de líquidos

Los largos se calcularon utilizando el diseño de la figura 7.2, 7.3 y 7.4, con lo que el largo entre el ultimo panel y el distribuidor de flujo se expresa en la siguiente ecuación:

$$L_t = (1,6) * N_p + 0,45 + 0,15[m] \quad (7.3)$$

donde N_p es el número de paneles en la línea.

Tabla 7.1: Largo de la línea de líquidos para las diferentes configuraciones y tamaños en metros.

Configuración	80	120	150	200	400
1 Ala	64,65	96,65	120,65	160,65	320,65
2 Alas (3 para 150)	32,65	48,65	60,65	80,65	160,65
4 Alas	16,65	24,65	-	40,65	80,65

7.2.1.2. Accesorios Totales Líquidos

Basándose en los criterios de diseño y en los diseños preliminares se tiene las siguientes consideraciones para la línea de líquidos:

- Todas las líneas de líquido tienen el mismo largo para mantener las pérdidas de carga iguales.
- Cantidad de accesorios (de la línea de líquidos) depende del diseño y no de la cantidad de paneles en la configuración, ya que una línea de líquidos une a un panel desde el distribuidor principal.
- Para el largo de la espiral, se considera el valor promedio entre todas las líneas de esa ala.
- Se considera un máximo de 15 metros de diferencia de altura entre los paneles y el bloque de compresión (compresor y condensador), esto no se muestra en el listado de accesorios, pero se agregará a las pérdidas de carga totales (más detalle ver: [23]).

En la tabla 7.2 se presentan la cantidad de accesorios y metros de la espiral promedio para las configuraciones de 80 paneles. Para el resto de las configuraciones y casos se muestran en el Anexo A.5.1, tablas A.30 a A.33

En consiguiente, utilizando estos resultados y las ecuación 4.80, se obtienen los resultados mostrados en la tabla 7.3 para 80 paneles, para las otras configuraciones los resultados se

Tabla 7.2: Accesorios y longitud de espiral de la línea de líquidos para 80 paneles.

Diseño	Te	Codo largo	Estrangulamiento	Espiral [m]
1 Ala	2	3	1	32
2 Alas	4	5	1	16
4 Alas	8	9	1	8

muestran en el Anexo, A.38 a A.41.

Tabla 7.3: Pérdida de energía línea líquidos para configuración de 80 paneles

Diseño	Pérdida por Accesorios [W/m]	Pérdida por Altura [W]	Energía perdida [W]
1 Ala	0,0065	129,36	134,98
2 Alas	0,0130	129,36	132,98
4 Alas	0,0260	129,36	132,75

7.2.2. Accesorios línea Succión

7.2.2.1. Largos Totales

Al igual que en la sección de largo totales de la línea de líquidos, para la línea de succión los largos se calcularon utilizando el diseño de la figura 7.2, 7.3 y 7.4, con lo que el largo entre el último panel y el bloque de compresión y condensación se expresa en la siguiente ecuación:

$$L_t = N_p * [1,6 + (0,3 + (0,75 - D_s))][m] \quad (7.4)$$

donde N_p es el número de paneles en el ala y D_s es el diámetro de la línea de succión principal.

Tabla 7.4: Largo de la línea de succión para las diferentes configuraciones y tamaños en metros.

Configuración	80	120	150	200	400
1 Ala	101,94	152,90	191,13	254,84	509,68
2 Alas	51,48	77,21	-	128,68	257,38
3 Alas		51,48	64,35	-	-
4 Alas	25,99	38,99	-	64,98	129,96

7.2.2.2. Accesorios Totales línea Succión

En la tabla 7.5 se presentan los accesorios considerados para la línea de succión de 80 paneles en cada configuración, en el Anexo, sección A.5.1, tablas A.34 a A.37, se muestran los accesorios para el resto de las configuraciones.

Con estas consideraciones y usando las ecuación 4.80, se obtienen las pérdidas por accesorios que se muestran en la tabla 7.6, para el resto de las configuraciones los resultados se muestra en el Anexo, sección A.5.1, en las tablas A.42 a A.45.

Tabla 7.5: Accesorios de la línea de succión para 80 paneles.

Diseño	Te	Codo largo	Codo 90°	Ensanchamiento
1 Ala	2	3	3	40
2 Alas	4	6	6	20
4 Alas	8	12	12	10

Tabla 7.6: Pérdida de energía línea de succión para configuración de 80 paneles.

Diseño	Pérdida por Accesorios [W/m]	Pérdida por Altura [W]	Potencia Perdida [W]
1 Ala	422,0601	258,72	3039,482
2 Alas	284,0231	258,72	2214,486
4 Alas	99,5116	258,72	1637,404

7.3. Pérdida de Potencia total

En el capítulo 6 se calculó la pérdida de carga debido a fricción, y en la sección anterior se calculó el largo total de las líneas para cada diseño y la pérdida de carga por accesorios, por lo que se tiene la pérdida total de energía.

Para el caso de la pérdida de potencia por pérdida de carga por fricción calculada en el capítulo 6, la pérdida total de potencia se obtiene al multiplicar la pérdida de carga h_f por el flujo másico \dot{m} que fluye por esa línea y por la aceleración de gravedad $g [m/s^2]$. Lo mismo para las otras pérdidas de carga.

La pérdida de carga para cada caso se muestra en la tabla 7.7.

Tabla 7.7: Pérdida de energía promedio de todos los casos estudiados para el mes de enero.

N° Paneles	Diseño	Potencia Total Perdida [W]
80 Paneles	1 Ala	3.039
	2 Alas	2.214
	4 Alas	1.637
120 Paneles	1 Ala	5.214
	2 Alas	3.074
	3 Alas	3.800
	4 Alas	2.327
150 Paneles	1 Ala	8.885
	2 Alas	5.865
200 Paneles	1 Ala	16.062
	2 Alas	12.912
	4 Alas	11.434
400 Paneles	1 Ala	92.166
	2 Alas	41.010
	4 Alas	48.198

7.4. Calor Total Obtenido

Utilizando los valores del calor obtenido del Gráfico 5.1, se determina la cantidad de calor que absorben los PST de cada configuración multiplicando la cantidad de paneles por el calor obtenido en cada mes del año. Estos resultados se muestran en la siguiente tabla:

Tabla 7.8: Calor obtenido en cada configuración por los PST en Watts.

Mes	80 Paneles	120 Paneles	150 Paneles	200 Paneles	400 Paneles
Enero	97.526	146.288	182.860	243.814	487.628
Febrero	90.925	136.388	170.485	227.314	454.627
Marzo	73.419	110.128	137.660	183.547	367.093
Abril	49.838	74.757	93.447	124.596	249.191
Mayo	33.050	49.576	61.970	82.626	165.252
Junio	29.290	43.936	54.920	73.226	146.452
Julio	29.476	44.214	55.268	73.691	147.381
Agosto	41.665	62.498	78.122	104.163	208.325
Septiembre	50.712	76.067	95.084	126.779	253.558
Octubre	69.994	104.991	131.238	174.985	349.969
Noviembre	93.212	139.817	174.772	233.029	466.058
Diciembre	102.144	153.216	191.520	255.360	510.719

7.5. Potencia del Compresor

Utilizando la metodología descrita en la sección 4.1.2 para calcular la potencia requerida por el compresor W_{com} [W], que corresponde al producto del salto entálpico Δh_{com} [kJ/kg] con el flujo másico de refrigerante total $\dot{m}_{r,t}$ [kg/s], se tiene la ecuación 7.5.

$$W_{com} = \dot{m}_{r,t} * \Delta h_{com} \quad (7.5)$$

Se tiene un flujo másico de refrigerante variable debido a la TXV, como se muestra en la Figura 5.4, en consecuencia la potencia del compresor es variable también.

7.6. Coeficiente de Rendimiento

Con las pérdidas de carga, calor obtenido y trabajo hecho por el compresor, se puede obtener el coeficiente de rendimiento. A continuación se muestra el procedimiento para calcular el coeficiente de rendimiento para la configuración de 80 paneles y el diseño de 1 ala utilizando la ecuación 4.84 para el calor obtenido en el mes de Enero.

$$COP = \frac{Q_{obt} - Q_{loss} + W_{comp}}{W_{comp}} = \frac{97.526 - 2.826 + 28.690}{28.690} = 4,30 \quad (7.6)$$

Este procedimiento se realizó para todos los meses del año y todas las configuraciones y

diseños. A continuación se muestra en la tabla 7.9 los resultados para el diseño de 1 ala para la configuración de 80 paneles. El resto de los resultados de muestra en el Anexo A.5.

Tabla 7.9: Coeficiente de Rendimiento para la configuración de 80 paneles y el diseño de 1 Ala.

Mes	Q_{in} [W]	W_{comp} [W]	Q_{loss} [W]	COP
Enero	97.526	28.690	2.826	4,30
Febrero	90.925	27.034	2.606	4,27
Marzo	73.419	22.602	2.021	4,16
Abril	49.838	16.693	1.235	3,91
Mayo	33.050	11.990	667	3,70
Junio	29.290	11.140	542	3,58
Julio	29.476	11.276	547	3,57
Agosto	41.665	15.641	972	3,60
Septiembre	50.712	18.573	1.281	3,66
Octubre	69.994	24.592	1.939	3,77
Noviembre	93.212	30.080	2.714	4,01
Diciembre	102.144	31.665	3.039	4,13

Capítulo 8

Análisis de Resultados y Conclusiones

8.1. Análisis de Resultados

En esta sección se procede a hacer un análisis de los resultados obtenidos en las secciones anteriores.

8.1.1. Análisis de las Condiciones de Operación

En el capítulo 5 de cálculo las condiciones de operación de los sistemas estudiados, en el gráfico de la Figura 5.1 se muestra en resumen los resultado obtenidos, que corresponde al calor obtenido en los diferentes meses del año considerando las condiciones ambientales descritas en la sección 3.5. Estos resultados son congruentes, ya que los meses con mayor incidencia solar, que corresponden a diciembre y enero, se obtiene los mayores calores obtenidos por el PST; siendo el máximo el mes de diciembre con $1276,1 [W]$. Entre los meses de invierno se presenta el menor calor obtenido; donde el mínimo corresponde al mes de Julio con $366,1 [W]$. Luego, considerando la temperatura ambiental se procede al cálculo de los estados termodinámicos, donde se considera el uso de la TXV y sus condiciones de borde; de esta forma se obtiene los saltos entálpico en el evaporador y en el compresor (ver Figura 5.3). Con estos datos se calcula el flujo másico de refrigerante, donde el máximo corresponde al mes de Diciembre con un flujo de $9,7 * 10^{-3} [kg/s]$ y un flujo mínimo de $2,8 * 10^{-3} [kg/s]$ en el mes de Julio.

8.1.2. Validación de los Resultados

Para validar los resultados, se aplica la metodología de cálculo de condiciones de operación a los tamaños comerciales. Luego se compara las potencias obtenidas con las potencias proporcionadas por el fabricante. Esta comparación se muestra en el gráfico de la Figura 8.1. Para temperaturas cerca de los $20 [^{\circ}C]$ el modelo tiene un error relativo de $7,8\%$. Para el limite superior, a $25 [^{\circ}C]$ un error relativo de 10% e inferior, a $10 [^{\circ}C]$ de 17% . La tendencia general es que a través del modelo de la metodología se obtiene mayores potencias. Una de las posibles razones por la cual los sistemas comerciales tienen valores mas estables, puede ser por un sistema de seguridad para evitar sobre carga.

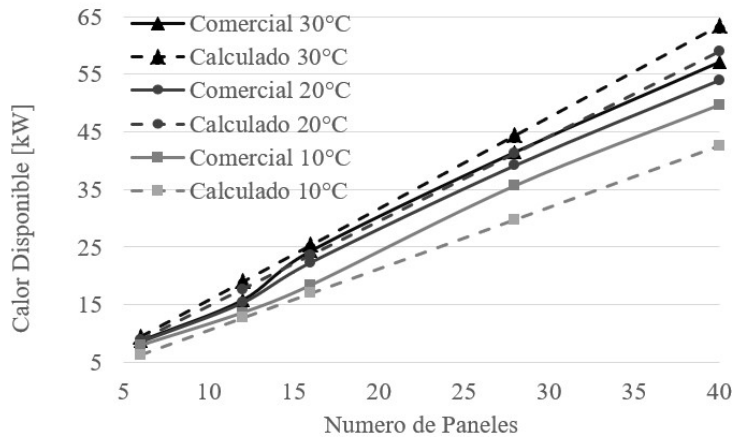


Figura 8.1: Curvas de potencia calculadas vs. provistas por fabricantes de los sistemas comerciales.

8.1.3. Análisis del Diseño

En el capítulo 6, se calcula el diámetro de tubería utilizando el criterio de diámetro económico para el máximo flujo másico de refrigerante. De esta forma se obtuvieron los diámetros de tubería que se muestran en la Tabla 8.1 para la tubería de succión; debido a que las pérdidas de la línea de líquidos eran menores, se define como 1/4 [in] de las líneas secundarias y la línea principal de 3/4 [in].

Tabla 8.1: Diámetro de la tubería de succión para los casos estudiados.

Diseño	80	120	150	200	400
1 Ala	4"	6"	6"	7"	8"
2 Alas	3"	4"	-	5"	7"
3 Alas	-	3"	5"	-	-
4 Alas	2"	3"	-	4"	5"

Se observa que a medida que se van distribuyendo los PST en más líneas paralelas, se obtiene un menor diámetro óptimo, lo que es congruente con la metodología ya que se reduce el flujo de refrigerante por línea. Por otro lado, en las configuraciones con mayor flujo másico, el diámetro no crece proporcional al flujo; esto se debe a que el criterio es económico y los costos totales aumentan exponencialmente a medida que la tubería aumenta su diámetro, como se muestra en la Figura 8.2. De esta forma, para que el criterio de selección indique un diámetro mayor, cada vez la pérdida energética debe ser mayor; de forma tal que el costo de saltar al siguiente diámetro sea menor que el costo energético marginal de las pérdidas. Por el contrario, si se utiliza el criterio de minimizar las pérdidas de carga que sugieren los manuales de transporte de fluidos [45, 44]; se tienen menores pérdidas de carga, ya que se utiliza diámetros mayores de tubería para que no exceda velocidades de flujo de 1,5 [m/s] (por ejemplo, para el caso de 400 PST, se requiere utilizar un diámetro de 18 [in] para cumplir la velocidad de flujo), y este criterio no es sostenible económicamente ya que encarece las configuraciones más grandes.

A su vez, para los diámetros seleccionados se tienen velocidades de flujo de entre 7,5 y 10 [m/s] para el mayor flujo y de entre 1,0 y 2 [m/s] para los menores. Estas velocidades,

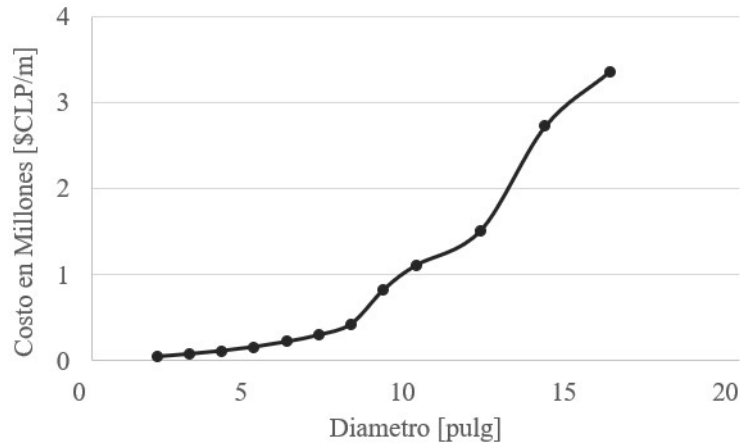


Figura 8.2: Costo de instalación de panel por metro de tubería según el diámetro.

para los mayores flujos, son elevadas, sin embargo las pérdidas de carga producto de estas velocidades están justificadas por los costos. Por otro lado, si se utiliza el criterio de minimizar las pérdidas, para los menores flujos de refrigerante se tienen velocidades muy bajas, del orden de 0,2 a 0,5 $[m/s]$. Estas velocidades podrían producir sedimentación de impurezas en las tuberías hasta el punto de llevar a generar obstrucciones que impidan el flujo en las líneas de líquido.

8.1.4. Análisis del Calor Disponible

En esta sección se analiza el desempeño de los 5 casos estudiados (80, 120, 150, 200 y 400 PST), así como el coeficiente de rendimiento que se obtiene.

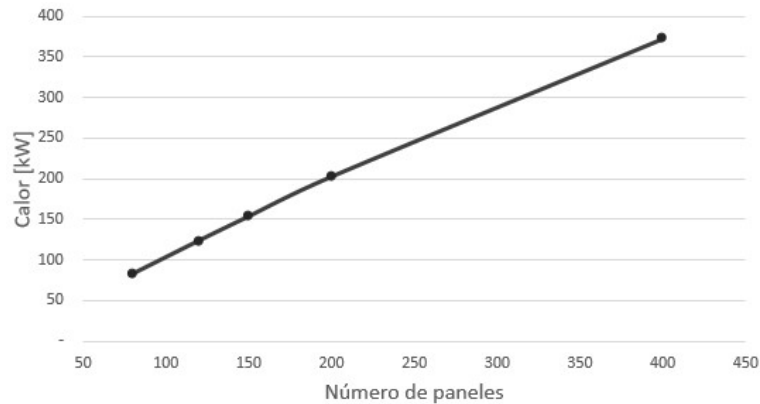


Figura 8.3: Calor total disponible en el condensador promedio de los casos estudiados.

En la Figura 8.3 se observa el calor disponible en el condensador promedio para los casos estudiados. Este es calculado usando la ecuación 4.61. Si se considera un tiempo de llenado de 8 horas del estanque de almacenamiento, se puede determinar el tamaño del estanque. De esta forma, y considerando las condiciones de la Tabla 8.2, se obtienen los resultados que se muestran en la Tabla 8.3.

Sin considerar lo poco pragmático de un estanque de almacenamiento de agua caliente de gran tamaño, en la Tabla 8.3, columna "Personas", se muestra la cantidad de personas

Tabla 8.2: Datos para cálculo del tamaño del estanque de almacenamiento.

	Valor
Temperatura de la red [$^{\circ}C$]	15
Temperatura ACS [$^{\circ}C$]	50
Demanda ACS por persona [m^3]	0,050
Tiempo de reposición [h]	8

Tabla 8.3: Tamaño del estanque para ACS de los casos estudiados y los metros cuadrados que cubren para calefacción.

Tamaño	Capacidad [m^3]	Personas	Metros Cuadrados
80	16	324	971
120	24	485	1.452
150	30	602	1.803
200	40	794	2.378
400	73	1462	4.374

que puede proveer cada sistema al día si se utiliza un estanque de almacenamiento. A su vez se puede calcular los m^2 que cubre cada sistema para calefacción mediante losa radiante, utilizando una estimación de 85 W por metro cuadrado [46]. De esta forma se obtienen los resultados que se muestran en la Tabla 8.3, en la columna de "Metros Cuadrados".

Si se considera la la misma demanda energética pero cubierta por sistemas convencionales utilizando gas licuado o gas natural, usando las consideraciones que se muestran en el Anexo, Tabla A.60; se obtiene la Tabla 8.4.

Tabla 8.4: Costo económico en millones de pesos, por fuente de energía equivalente al caso de estudio.

Caso	Costo GLP [$\$/anual$]	Costo GN [$\$/anual$]	Costo Electricidad [$\$/anual$]
80	22,97	19,21	5,17
120	34,34	28,72	7,76
150	42,63	35,65	9,69
200	56,23	47,02	12,93
400	103,43	86,49	25,85

8.1.5. Análisis del COP

En los gráficos mostrados en la figura 8.4, se observa que el coeficiente de rendimiento de los sistemas disminuye a medida que aumenta el tamaño del sistema, en donde las configuraciones con menos líneas paralelas presentan el menor COP, lo que puede indicar que a mayor tamaño es fundamental la distribución de los PST. Al examinar la tabla 7.7, se observa la tendencia de que entre más distribuidos estén los PST se reducen las pérdidas; ya que disminuyen los largos totales y las velocidades de flujo. Al comparar los gráficos de las Figuras 8.4 y 8.5, se hace evidente esta diferencia; en donde para los menores tamaños estudiados no es tan relevante la distribución, no obstante es mas relevante para los más grandes.

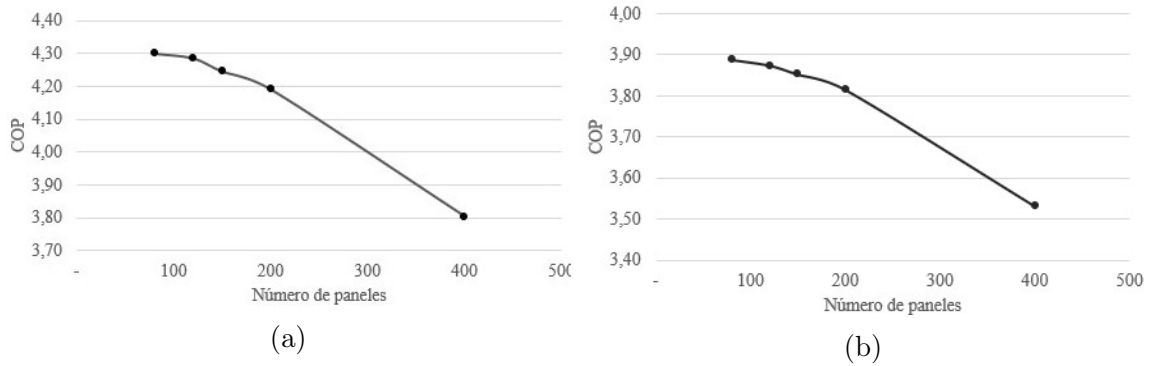


Figura 8.4: a) Coeficiente de rendimiento promedio entre número de paneles para el mes de Enero de la configuración de 1 ala, b) Coeficiente de rendimiento promedio de la configuración de 1 ala.

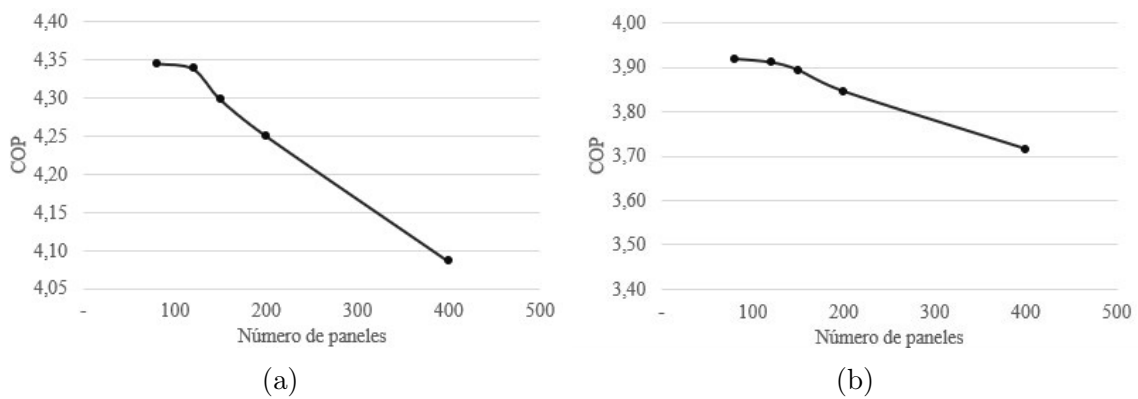


Figura 8.5: a) Coeficiente de rendimiento promedio entre número de paneles para el mes de Enero de la configuración de 4 alas, b) Coeficiente de rendimiento promedio de la configuración de 4 alas.

Debido a la disminución del COP en los sistemas más grandes, podría ser recomendable la utilización de sistemas mas pequeños en paralelo. Si analizamos las pérdidas de carga, debido a la gran cantidad de tuberías, es menor para el mismo diseño y cantidad de paneles, usar 2 de menor tamaño, que uno equivalente de mayor tamaño. Por ejemplo: 2 sistemas de 200 PST presentan mas calor disponible en el condensador que 1 sistema de 400 PST para la misma distribución (ambos en la configuración de 4 alas).

8.2. Conclusiones y Propuesta

En base a los resultados obtenidos en cada parte de la metodología, así como en la investigación bibliográfica llevada a cabo en el desarrollo de este trabajo, se puede concluir lo siguiente:

1. El estado del arte de los SST PT permite tener una visión clara del funcionamiento y aplicación de estos sistemas. Los PST basan su funcionamiento en el Ciclo de Carnot Inverso, moviendo calor de una fuente fría a una fuente caliente. Estos absorben calor de la radiación solar principalmente; que se diferencia de las BC convencionales que absorben calor mediante conducción o convección, como las aerotérmicas o geotérmicas.

Dentro de los componentes principales se encuentra el evaporador, en forma de panel solar termodinámico que absorbe el calor de la atmósfera y de la radiación solar; el compresor, que por lo general corresponde a un compresor tipo Scroll, que eleva la presión y temperatura del refrigerante para ser utilizado en el condensador; el condensador, en forma de estanque de almacenamiento térmico de agua caliente; y por último la válvula de expansión, que en los sistema PST se utilizan en forma de válvulas electrónicas para mejorar el rendimiento del sistema, permitiendo variar la temperatura de ebullición del refrigerante mediante el control de la presión de evaporación.

Los sistemas comerciales vienen en configuraciones de hasta 40 PST. Las cuales se aplican principalmente en hoteles, piscinas, gimnasios entre otros; tanto para calefacción como agua caliente de uso sanitario.

Al conocer en detalle el funcionamiento y configuración de los sistemas comerciales PST, como también su rendimiento en base a las condiciones ambientales, nos permite reconocer la factibilidad a la hora de implementar sistemas PST a mayores escalas, como por ejemplo a nivel industrial.

2. Se logró definir una metodología que logra una correcta aproximación a las condiciones reales de operación para determinar el COP de cada sistema estudiado. Esta metodología se basa en definir el flujo de refrigerante por panel. Para lograr esto, se calcula, en un sistema compuesto por un PST (sistema unitario), el calor obtenido por el evaporador en cada mes del año. Es así que se estableció el flujo de refrigerante como el máximo promedio, que corresponde al mes de diciembre. Esto se hizo para que el diseño considerará las máximas pérdidas que se obtendrían en promedio.

Luego, se estima los flujos de refrigerante para cada configuración y se determina el diámetro de cañería utilizando el criterio de diámetro económico. El cual se basa en las pérdidas de carga, que se traducen en costos operacionales y los costos de instalación. Con el diámetro de cañería de cada configuración se procede a determinar las pérdidas totales de energía producto de las pérdidas de carga. Como última variable se calcula la potencia requerida por el compresor, teniendo en consideración las eficiencias; isoentálpica y volumétrica. Finalmente se calcula el COP en base a lo calculado anteriormente.

Las pérdidas de carga no consideran solamente las pérdidas en línea, sino también las pérdidas producto de los accesorios. Para definir la cantidad de accesorios y curvas se realizaron planos layout y P&ID. Los planos resultantes, aunque solo incluyen los detalles básicos de carácter general, permiten describir la distribución y componentes principales; sin embargo pueden ser mejorados en ingenierías futuras.

Por otro lado, el criterio de diámetro económico para selección de tubería da buenos resultados ya que a pesar de que las pérdidas de carga a mayor carga térmica suben, en los meses que menor calor se obtiene las pérdidas son menores. Además que este método minimiza los costos de instalación, lo que puede ser muy atractivo en comparación con métodos más recomendados para otros tipos de bombas de calor.

3. Se Definieron 5 casos de estudio los cuales varían entre 80 a 400 PST, se realiza una evaluación técnica en los cuales se observa que a medida que se aumentan la cantidad de paneles se reduce el coeficiente de rendimiento. Lo anterior se debe a que las pérdidas no son lineales, y a medida que aumenta el tamaño del sistema estas aumentan exponencialmente. En concreto, la disminución del COP en el circuito primario hace viable considerar la instalación de sistemas mas pequeños que un sistema mas grande que cumpla la totalidad de la demanda. Para esto se debe realizar una evaluación económica de ambas opciones ya que, en general, es mas económico por ejemplo, un compresor de mayor tamaño que dos pequeños con la misma potencia.

Se debe tener en cuenta que en este análisis se considera la pérdida de rendimiento del compresor como constante, sin considerar pérdidas acumulativas que aumentan a medida que se incrementa el tamaño de este, por lo que el rendimiento real podría ser menor al calculado en este análisis.

En este estudio, se trabajó con el promedio de calor obtenido por los PST sin tener en consideración la hora del día, si está nublado o soleado, etc. Ya que estos sistemas son utilizados para la producción de ACC o ACS, es probable que a ciertas horas del día el requerimiento sea mayor; por ejemplo, en las noches baja la temperatura, por ende se tiende a usar más los sistemas de calefacción, sin embargo, las temperaturas tienden a ser menores en las noches, y la ausencia de radiación solar se traduce en un menor rendimiento del sistema, lo que podría causar que no sea factible la utilización de este. En consecuencia, se recomienda la utilización de un estanque térmico para el almacenamiento de agua, de esta modo, agregarle inercia térmica al sistema.

4. Finalmente, se comprobó que utilizar configuraciones en donde los PST se distribuyan en mayor cantidad de "alas" favorece a obtener un mayor COP, asimismo se tiene una ventaja económica ya que al utilizar más "alanza que el diámetro óptimo de las líneas de refrigerante es menor lo que disminuye los costos de tuberías.

Se debe tener en cuenta que este es un trabajo de factibilidad técnica a nivel de ingeniería conceptual, y para obtener una imagen más clara de estos sistemas de gran envergadura se recomienda avanzar con los siguientes niveles de la ingeniería así como realizar una evaluación económica.

8.2.1. Propuesta de trabajo

Se propone mejorar el modelamiento del compresor, ya que en este trabajo se asumió que la eficiencia no dependía del tamaño. También se recomienda estudiar las horas del día en que se analiza el calor obtenido por el PST. Para lograrlo, se deberán obtener datos experimentales para poder determinar la temperatura de pared del evaporador, así poder determinar el calor obtenido con un mayor nivel de precisión.

Capítulo 9

Bibliografía

- [1] C. Transforma, “Exitoso encuentro analizó el futuro de la energía solar en Chile.” [En Línea] <<https://www.revistaenergia.com/15030/>>
- [2] Comité Consultivo de Energía 2050, “HOJA DE RUTA 2050.” [En Línea] <<http://www.energia2050.cl/wp-content/uploads/2016/07/Hoja-de-Ruta-2050.pdf>>
- [3] J. Ni, L. Zhao, Z. Zhang, Y. Zhang, J. Zhang, S. Deng, y M. Ma, “Dynamic performance investigation of organic Rankine cycle driven by solar energy under cloudy condition,” *Energy*, vol. 147, pp. 122–141, 2018. [En Línea] <<https://doi.org/10.1016/j.energy.2018.01.032>>
- [4] Ministerio de Energía, “Estudio revela que el 73\% del consumo energético de los hogares se destina a calefacción/climatización y agua caliente,” Gobierno de Chile, Tech. Rep., 2019. [En Línea] <<https://www.energia.gob.cl/noticias/nacional/estudio-revela-que-el-73-del-consumo-energetico-de-los-hogares-se-destina-calefaccionclimatizacion>>
- [5] W. H. Severns, H. E. Degler, y J. C. Miles, *La Producción de Energía Mediante el Vapor de Agua, el Aire y los Gases*. Barcelona: Reverte, 1982.
- [6] Bosca.net.ar, “Bosca.” [En Línea] <<https://bosca.net.ar/>>
- [7] Solclima, “Caldera a leña.” [En Línea] <<https://www.solclima.es/calderas-de-lena>>
- [8] EMOL, “Calefactores eléctricos dominan la preferencia de los usuarios en la RM para este invierno,” 2016. [En Línea] <<https://www.emol.com/noticias/Economia/2016/07/05/811072/Energia-electrica-alcanza-78-de-participacion-de-mercado-de-las-ventas-de-calefaccion-a-mayo-de-2016.html>>
- [9] E. Editec, “Expertos abordaron temática “Bombas de calor, ventajas y aplicaciones”,” 2012. [En Línea] <<http://www.revistaei.cl/reportajes/expertos-abordaron-tematica-bombas-de-calor-ventajas-y-aplicaciones/{#}>>

- [10] UNIVERSIDAD DE CHILE, *Alternativas Tecnológicas Para Calefacción Residencial Con Energías Renovables No Convencionales Aplicables a La Realidad Chilena*, UNIVERSIDAD DE CHILE, Ed. Universidad de Chile, 2014.
- [11] M. J. Moran y H. N. Shapiro, *Fundamentals of Engineering Thermodynamics*. John Wiley & Sons, 2018.
- [12] S. ABSORSISTEM, “Funcionamiento del ciclo de absorción reversible en bombas de calor con solución de amoníaco y agua, a llama directa de gas.” [En Línea] <<https://www.absorsistem.com/tecnologia/absorcion/funcionamiento-del-ciclo-de-absorcion-reversible-en-bombas-de-calor-con-solucion-de-amoniaco>>
- [13] CaloryFrio, “Bombas de calor. Tipos y aplicaciones,” 2016. [En Línea] <<https://blog.caloryfrio.com/bombas-de-calor-tipos-aplicaciones/>>
- [14] Soliclima, “La aerotermia como energía renovable en calefacción, refrigeración y ACC,” 2018. [En Línea] <<https://news.soliclima.com/noticias/articulos/la-aerotermia-como-energia-renovable-en-calefaccion-refrigeracion-y-acc>>
- [15] Temariosformativosprofesionales, “Publicado un nuevo documento sobre bombas de calor reconocido para aplicación del RITE,” 2016. [En Línea] <<https://temariosformativosprofesionales.wordpress.com/2014/03/15/rite-nuevo-documento-sobre-bomba-de-calor/>>
- [16] TDUK, “Solar Assisted Heat Pumps,” 2018. [En Línea] <<http://www.thermodynamics.co.uk/solar-assisted-heat-pumps/>>
- [17] M. Mohanraj, Y. Belyayev, S. Jayaraj, y A. Kaltayev, “Research and developments on solar assisted compression heat pump systems – A comprehensive review (Part-B: Applications),” *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 83, no. November, pp. 124–155, 2018. [En Línea] <<http://dx.doi.org/10.1016/j.rser.2017.08.086>>
- [18] X. Q. Kong, D. Zhang, Y. Li, y Q. M. Yang, “Thermal performance analysis of a direct-expansion solar-assisted heat pump water heater,” *Energy*, vol. 36, no. 12, pp. 6830–6838, 2011.
- [19] Neurotronix, “Válvula de expansión termostática.” [En Línea] <https://en.wikipedia.org/wiki/Thermal_expansion_valve#/media/File:Thermostatic_Expansion_Valve_PHT.jpg>
- [20] C. M. Oliveira y W. A. Wakeham, “The viscosity of liquid R134a,” *International Journal of Thermophysics*, vol. 14, no. 1, pp. 33–44, 1993.
- [21] FreePNG, “Stock images.” [En Línea] <www.freepng.com>
- [22] UNIVERSIDAD DE CHILE, “Explorador Solar del Ministerio de Energía,” 2020. [En Línea] <<http://ernc.dgf.uchile.cl:48080/inicio>>
- [23] Energie, *Manual de Uso e Instalación - Sistema Solar Termodinámico*. Energie, 2016.

- [En Línea] <www.energie.pt
- [24] SolarPST, “Solar PST - Large Volumes Models,” 2020. [En Línea] <<https://www.solarpst.com/EN/Serie{ }GrandesVolumenes.php>
- [25] F. P. Incropera y D. P. DeWitt, “Fundamentals of Heat and Mass Transfer,” p. 890, 1996.
- [26] H. Yoshida, “Clearance Control of Scroll Compressor for CO2 Refrigerant,” no. January 2008, pp. 2–9, 2008.
- [27] Danfoss Comercial Compressors, “Danfoss.” [En Línea] <<https://www.danfoss.com/en/>
- [28] Emerson, “Emerson.” [En Línea] <<https://www.emerson.com/es-cl/commercial-residential/refrigeration/compressors>
- [29] S. ORMEÑO, “Aplicación de paneles solares termodinámicos en sistemas solares térmicos,” *Aplicación de paneles solares termodinámicos en sistemas solares térmicos*, 2016.
- [30] W. Deng y J. Yu, “Simulation analysis on dynamic performance of a combined solar/air dual source heat pump water heater,” *Energy Conversion and Management*, vol. 120, pp. 378–387, 2016. [En Línea] <<http://dx.doi.org/10.1016/j.enconman.2016.04.102>
- [31] M. Nayyar, R. King, y S. Crocker, *Piping handbook*. MCGRAW-HILL, 2000. [En Línea] <<http://tuboserw.agilityhoster.com/pages/pdf/Piping{ }Handbook.pdf>
- [32] C. F. Colebrook y C. M. White, “Experiments with fluid friction in roughened pipes,” *Proceedings of the Royal Society of London. Series A - Mathematical and Physical Sciences*, vol. 161, no. 906, pp. 367–381, 1937.
- [33] Balances M.B., “The Most Common Types of Copper Piping.” [En Línea] <<https://www.thebalancesmb.com/types-of-copper-piping-844852>
- [34] M. Bulic, *Technical calculation and Estimator’s Man-hour manual*, 1st ed. ZAGREB, 2003.
- [35] Alibaba, “T15 \ % silver Phos Copper brazing alloy welding rod,” 2020. [En Línea] <<https://www.alibaba.com/product-detail/Bcup-5-15-silver-Phos-Copper{ }60782175476.html?spm=a2700.galleryofferlist.0.0.52286a95ZotcTr{&}s=p>
- [36] Selectrode, “Propiedades de la soldadura de plata y cobre para soldar tuberías.” [En Línea] <<https://selectrode.com/2182-high-strength-self-fluxing-15-silver-torch-alloy>
- [37] MercadoLibre, “Equipo Oxiacetilénico 1mt3 White Martins,” 2020. [En Línea] <<https://articulo.mercadolibre.cl/MLC-509446898-equipo-oxiacetilénico-1mt3-white-martins-{ }JM{#}position=1{&}type=item{&}tracking{ }id=ea145812-13b9-48f7-9cf0-024bd31c9e5e>

- [38] MercadoLibre, “Venta Cilindros Argon Helio O2 Nitrogeno Co2 Cambio Valvulas,” 2020. [En Línea] <<https://articulo.mercadolibre.cl/MLC-513010567-venta-cilindros-argon-helio-o2-nitrogeno-co2-cambio-valvulas-{}JM?quantity=1{#}position=5{&}type=item{&}tracking{}id=4a175923-f843-48a6-9a6f-71ccea7cd82>>
- [39] MercadoLibre, “Arriendo Grua Horquilla Y/o Montacarga (yale).” [En Línea] <<https://articulo.mercadolibre.cl/MLC-473342242-arriendo-grua-horquilla-yo-montacarga-yale-{}JM?quantity=1{#}position=1{&}type=item{&}tracking{}id=7cc1f8c3-160e-4340-b02f-5880b564b2f8>>
- [40] R. a. car Camiones, “Kia Frontier abierto,” 2020. [En Línea] <<http://www.rentacarcamiones.cl/tarifa-catalogo/pick-up-simple-cabina/es>>
- [41] EMOL, “Estudio asegura que Chile es el segundo país con mayores tarifas eléctricas de Sudamérica,” 2020. [En Línea] <<https://www.emol.com/noticias/Nacional/2017/07/18/867228/Chile-es-el-segundo-pais-con-mayores-tarifas-electricas-de-Sudamerica.html>>
- [42] Ingersoll-Rand, “Cameron hydraulic data,” *Water*, p. 231, 1984. [En Línea] <https://www.academia.edu/28003515/CAMERON{}_HYDRAULIC{}_DATA{}_A{}_handy{}_reference{}_on{}_the{}_subject{}_of{}_>
- [43] D. Solar, “Cual debe ser la orientación y la inclinación de las placas solares?” p. 2020. [En Línea] <<https://www.damiasolar.com/actualidad/blog/articulos-sobre-la-energia-solar-y-sus-componentes/orientacion-e-inclinacion-de-las-placas-solares{}1>>
- [44] J. Bonin, *Heat Pump Planning Handbook*. Beuth Verlag GmbH, 2015.
- [45] G. D. Consideration, “Kolmetz Handbook of Process Equipment Design Piping Hydraulics Fluid Flow Line Sizing and Material Selection (ENGINEERING DESIGN GUIDELINE),” 2013.
- [46] I. A. CALORYFRIO, “Potencia calorífica para una casa o habitación.” [En Línea] <<https://www.caloryfrio.com/calefaccion/calefaccion-instalaciones-componentes/calcular-la-potencia-calorifica-para-una-casa-o-habitacion.html>>
- [47] OSINERGMIN, “El gas natural y sus diferencias con el GLP,” pp. 1–16, 2012.

Apéndice A

Anexo

A.1. Antecedentes

A.1.1. Refrigerante

Tabla A.1: Propiedades termodinámicas del refrigerante R134a saturado a diferentes temperaturas ($T=-40^{\circ}\text{C}$ a 20°C).

Temp °CC	Pressure kPa	volume (m^3/kg)		enthalpy (kJ/kg)			entropy ($kJ/kg.K$)		
		vf	vg	hf	hfg	hg	sf	sfg	sg
-40	51.2	0.0007054	0.3611	0.00	225.86	225.86	0.0000	0.9687	0.9687
-36	62.9	0.0007112	0.2977	5.04	223.35	228.39	0.0214	0.9418	0.9632
-32	76.7	0.0007172	0.2473	10.10	220.81	230.92	0.0425	0.9157	0.9582
-28	92.7	0.0007234	0.2068	15.20	218.23	233.43	0.0634	0.8902	0.9536
-26	101.7	0.0007265	0.1896	17.76	216.92	234.68	0.0738	0.8777	0.9515
-24	111.3	0.0007297	0.1741	20.33	215.60	235.93	0.0841	0.8653	0.9495
-22	121.7	0.0007329	0.1601	22.91	214.26	237.17	0.0944	0.8531	0.9476
-20	132.7	0.0007362	0.1474	25.49	212.92	238.41	0.1046	0.8411	0.9457
-18	144.6	0.0007396	0.1359	28.09	211.55	239.64	0.1148	0.8292	0.9440
-16	157.3	0.0007430	0.1255	30.69	210.18	240.87	0.1250	0.8174	0.9423
-14	170.8	0.0007464	0.1161	33.30	208.79	242.09	0.1350	0.8057	0.9407
-12	185.2	0.0007499	0.1074	35.92	207.39	243.31	0.1451	0.7941	0.9392
-10	200.6	0.0007535	0.0996	38.55	205.97	244.52	0.1550	0.7827	0.9377
-8	216.9	0.0007571	0.0924	41.19	204.53	245.72	0.1650	0.7714	0.9364
-6	234.3	0.0007608	0.0859	43.84	203.08	246.92	0.1749	0.7602	0.9351
-4	252.7	0.0007646	0.0799	46.50	201.61	248.11	0.1848	0.7490	0.9338
-2	272.2	0.0007684	0.0744	49.17	200.12	249.29	0.1946	0.7380	0.9326
0	292.8	0.0007723	0.0693	51.86	198.60	250.46	0.2044	0.7271	0.9315
2	314.6	0.0007763	0.0647	54.55	197.07	251.62	0.2142	0.7162	0.9304
4	337.7	0.0007804	0.0604	57.25	195.53	252.78	0.2239	0.7055	0.9294
6	362.0	0.0007845	0.0564	59.97	193.95	253.92	0.2336	0.6948	0.9284
8	387.6	0.0007887	0.0528	62.69	192.36	255.05	0.2432	0.6842	0.9274
12	443.0	0.0007975	0.0463	68.19	189.11	257.29	0.2625	0.6632	0.9256
16	504.3	0.0008066	0.0408	73.73	185.74	259.47	0.2816	0.6424	0.9240
20	571.7	0.0008161	0.0360	79.32	182.26	261.60	0.3006	0.6218	0.9224

Tabla A.2: Propiedades termodinámicas del refrigerante R134a saturado a diferentes temperaturas (T=24°C a 101,06°C).

Temp °C	Pressure kPa	volume (m^3/kg)		enthalpy (kJ/kg)			entropy ($kJ/kg.K$)		
		vf	vg	hf	hfg	hg	sf	sfg	sg
24	645,8	0,0008261	0,0319	84,98	178,70	263,68	0,3196	0,6014	0,9210
26	685,4	0,0008313	0,0300	87,83	176,87	264,7	0,3290	0,5912	0,9203
28	726,9	0,0008367	0,0283	90,70	175,00	265,69	0,3385	0,5811	0,9196
30	770,2	0,0008421	0,0266	93,58	173,09	266,67	0,3479	0,5710	0,9189
32	815,4	0,0008478	0,0251	96,48	171,16	267,64	0,3573	0,5609	0,9182
34	862,6	0,0008536	0,0237	99,40	169,18	268,58	0,3667	0,5508	0,9175
36	911,9	0,0008595	0,0224	102,33	167,17	269,50	0,3761	0,5407	0,9168
38	963,2	0,0008657	0,0211	105,29	165,12	270,41	0,3855	0,5307	0,9162
40	1016,6	0,0008720	0,0200	108,27	163,01	271,28	0,3949	0,5206	0,9155
42	1072,2	0,0008786	0,0189	111,26	160,88	272,14	0,4043	0,5105	0,9147
44	1130,1	0,0008854	0,0178	114,28	158,69	272,97	0,4136	0,5004	0,9140
48	1252,9	0,0008997	0,0160	120,39	154,16	274,55	0,4324	0,4800	0,9125
52	1385,4	0,0009150	0,0143	126,60	149,41	276,01	0,4513	0,4595	0,9108
56	1528,2	0,0009317	0,0128	132,92	144,40	277,32	0,4702	0,4387	0,9089
60	1681,8	0,0009498	0,0114	139,36	139,13	278,49	0,4892	0,4176	0,9068
70	2116,8	0,0010038	0,0087	156,14	124,37	280,51	0,5376	0,3624	0,9000
80	2633,2	0,0010773	0,0064	174,25	106,42	280,67	0,5880	0,3014	0,8894
90	3244,2	0,0011936	0,0046	194,78	82,49	277,27	0,6434	0,2272	0,8706
100	3972,4	0,0015357	0,0027	225,15	34,39	259,54	0,7232	0,0921	0,8153
101,06	4059,1	0,0019535	0,0020	241,49	0	241,49	0,7665	0	0,7665

A.2. Metodología

A.2.1. Coeficiente de Fricción

Accesorios		Diámetro nominal (en pulgadas)												
		1/2	3/4	1	1 1/4	1 1/2	2	2 1/2-3	4	6	8-10	12-16	18-24	
L/D		Valores de K												
Válv.de compuerta(abierta)	8	0.22	0.2	0.18	0.18	0.15	0.15	0.14	0.14	0.12	0.11	0.1	0.1	
Válv.de globo(abierta)	340	9.2	8.5	7.8	7.5	7.1	6.5	6.1	5.8	5.1	4.8	4.4	4.1	
Válv.de retención horizontal(check)	100	2.7	2.5	2.3	2.2	2.1	1.9	1.8	1.7	1.5	1.4	1.3	1.2	
Válv.de retención horizontal oscilatoria(check)	50	1.4	1.3	1.2	1.1	1.1	1.0	0.9	0.9	0.75	0.7	0.65	0.6	
Válv.de pie de disco(de huso)con colador	420	11.3	10.5	9.7	9.3	8.8	8.0	7.6	7.1	6.3	5.9	5.5	5.0	
Válv.de pie de disco con bisagra	75	2	1.9	1.7	1.7	1.7	1.4	1.4	1.3	1.1	1.1	1.0	0.9	
Codos estándar	90°	30	0.81	0.75	0.69	0.66	0.63	0.57	0.54	0.51	0.45	0.42	0.39	0.36
	45°	16	0.43	0.4	0.37	0.35	0.34	0.3	0.29	0.27	0.24	0.22	0.21	0.19
	90° radio largo	16	0.43	0.4	0.37	0.35	0.34	0.3	0.29	0.27	0.24	0.22	0.21	0.19
	180°	50	1.35	1.25	1.15	1.10	1.05	0.95	0.9	0.85	0.75	0.7	0.65	0.6
Curvas de 90°	20	0.54	0.5	0.46	0.44	0.42	0.38	0.36	0.34	0.3	0.28	0.26	0.24	
T en línea (con derivación en la línea principal y lateral cerrada)	20	0.54	0.5	0.46	0.44	0.42	0.38	0.36	0.34	0.3	0.28	0.26	0.24	
T en línea (con circulación por derivación)	60	1.62	1.5	1.38	1.32	1.26	1.14	1.08	1.02	0.9	0.84	0.78	0.72	

Figura A.1: Coeficiente de fricción para determinar pérdidas de carga por accesorios.

A.3. Diseños de gran envergadura

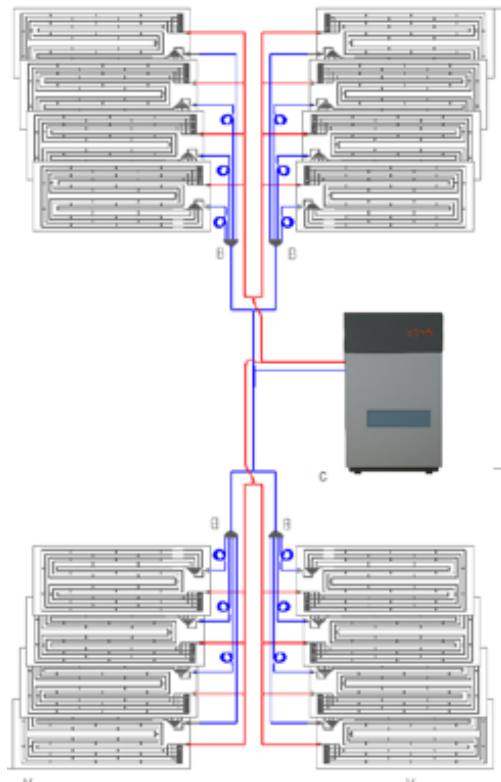


Figura A.2: Diseño de sistema dividido en 2 alas, cada ala con 2 líneas de paneles solares termodinámicos.

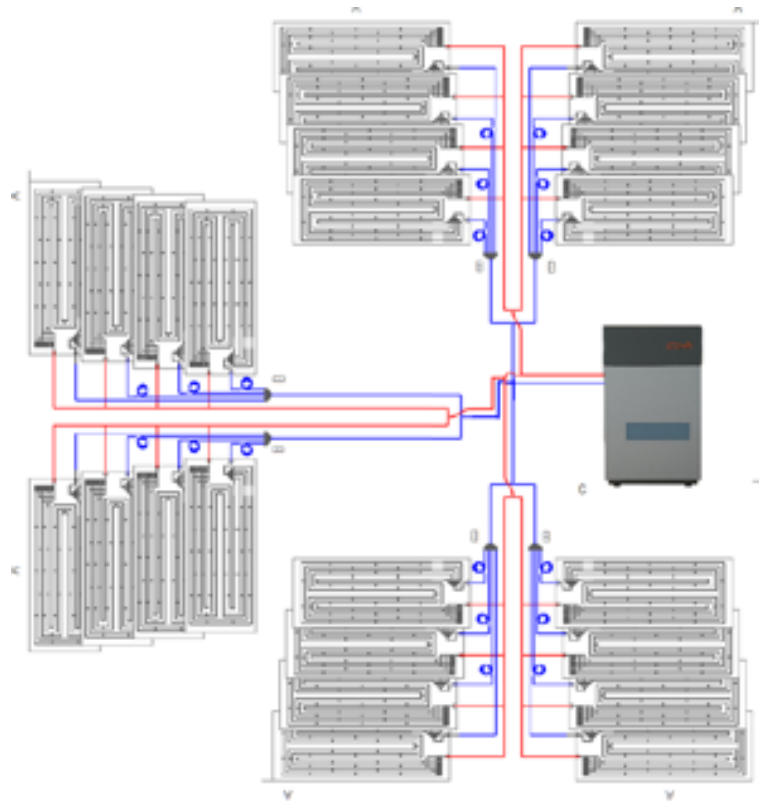


Figura A.3: Diseño de sistema dividido en 3 alas, cada ala con 2 líneas de paneles solares termodinámicos.

Figura A.4: Tabla con las dimensiones características de tuberías de cobre tipo K.

CPVC Type	Pipe Size	Outer Diameter (in.)	Inner Diameter (in.)	Inner Area (in ²)	Inner Area (ft ²)
Sch_80	1/4 in	0.54	0.282	0.062458004	0.000433736
Sch_80	3/8 in	0.675	0.403	0.12755573	0.000885804
Sch_80	1/2 in	0.84	0.526	0.217300822	0.001509033
Sch_80	3/4 in	1.05	0.722	0.409415496	0.002843163
Sch_80	1 in	1.315	0.936	0.688084189	0.004778362
Sch_80	1-1/4 in	1.66	1.255	1.237021742	0.008590429
Sch_80	1-1/2 in	1.9	1.476	1.711049589	0.011882289
Sch_80	2 in	2.375	1.913	2.874218771	0.019959853
Sch_80	2-1/2 in	2.875	2.29	4.118706509	0.028602129
Sch_80	3 in	3.5	2.864	6.442225294	0.044737676
Sch_80	3-1/2 in	4	3.326	8.688291253	0.060335356
Sch_80	4 in	4.5	3.786	11.25773705	0.07817873
Sch_80	5 in	5.563	4.768	17.85510362	0.123993775
Sch_80	6 in	6.625	5.709	25.5982318	0.177765499
Sch_80	8 in	8.625	7.565	44.94772821	0.312137001
Sch_80	10 in	10.75	9.493	70.77776478	0.491512255
Sch_80	12 in	12.75	11.294	100.1810198	0.695701526
Sch_80	14 in	14	12.41	120.9576789	0.839983881
Sch_80	16 in	16	14.213	158.6577874	1.10179019
Sch_80	18 in	18	16.014	201.4139421	1.398707932
Sch_80	20 in	20	17.814	249.2371505	1.730813545
Sch_80	24 in	24	21.418	360.2862681	2.501987973

A.4. Diámetro Económico

A.4.1. Pérdidas de Carga

A.4.1.1. 120 Paneles

Tabla A.3: Pérdida de carga para configuración de 120 paneles y diseño de 1 alas y 2 líneas de succión

Diámetro [pulg]	H_{vel} [m]	H_f [m]	P_T [kPa]
4	5,85	0,83	0,50
5	2,40	0,27	0,20
6	1,16	0,11	0,09
8	0,37	0,03	0,03

Tabla A.4: Pérdida de carga para configuración de 120 paneles y diseño de 2 alas y 4 líneas de succión

Diámetro [pulg]	H_{vel} [m]	H_f [m]	P_T [kPa]
2	23,39	7,28	2,29
3	4,62	0,93	0,41
4	1,46	0,22	0,13
5	0,60	0,07	0,05
6	0,29	0,03	0,02

Tabla A.5: Pérdida de carga para configuración de 120 paneles y diseño de 3 alas y 6 líneas de succión

Diámetro [pulg]	H_{vel} [m]	H_f [m]	P_T [kPa]
2	10,40	3,32	1,02
3	2,05	0,43	0,19
4	0,65	0,10	0,06
5	0,27	0,03	0,02
6	0,13	0,01	0,01

Tabla A.6: Pérdida de carga para configuración de 120 paneles y diseño de 4 alas y 8 líneas de succión

Diámetro [pulg]	H_{vel} [m]	H_f [m]	P_T [kPa]
2	5,85	1,91	0,58
3	1,16	0,25	0,10
4	0,37	0,06	0,03
5	0,15	0,02	0,01
6	0,07	0,01	0,01

A.4.1.2. 150 Paneles

Tabla A.7: Pérdida de carga para configuración de 150 paneles y diseño de 1 ala y 2 líneas de succión

Diámetro [pulg]	H_{vel} [m]	H_f [m]	P_T [kPa]
2	146,20	43,97	14,18
3	28,88	5,48	2,56
4	9,14	1,27	0,78
5	3,74	0,41	0,31
6	1,49	0,14	0,12

Tabla A.8: Pérdida de carga para configuración de 150 paneles y diseño de 3 alas y 6 líneas de succión

Diámetro [pulg]	H_{vel} [m]	H_f [m]	P_T [kPa]
2	16,24	5,11	1,59
3	3,21	0,66	0,29
4	0,84	0,13	0,07
5	0,42	0,05	0,03
6	0,20	0,02	0,02

A.4.1.3. 200 Paneles

Tabla A.9: Pérdida de carga para configuración de 200 paneles, diseño de 1 ala y 2 líneas de succión

Diámetro [pulg]	H_{vel} [m]	H_f [m]	P_T [kPa]
5	6,65	0,72	0,55
6	3,21	0,29	0,26
7	1,73	0,13	0,14
8	1,02	0,07	0,08
10	0,42	0,02	0,03

Tabla A.10: Pérdida de carga para configuración de 200 paneles, diseño de 2 alas y 4 líneas de succión

Diámetro [pulg]	H_{vel} [m]	H_f [m]	P_T [kPa]
4	4,06	0,58	0,35
5	1,66	0,19	0,14
6	0,80	0,08	0,07
7	0,25	0,02	0,02
8	0,10	0,01	0,01

Tabla A.11: Pérdida de carga para configuración de 200 paneles y diseño de 4 alas y 8 líneas de succión

Diámetro [pulg]	H_{vel} [m]	H_f [m]	P_T [kPa]
3	3,21	0,66	0,29
4	1,02	0,16	0,09
5	0,42	0,05	0,03
6	0,20	0,02	0,02
7	0,06	0,01	0,01

A.4.1.4. 400 Paneles

Tabla A.12: Pérdida de carga para configuración de 400 paneles y diseño de 1 ala y 2 líneas de succión

Diámetro [pulg]	H_{vel} [m]	H_f [m]	P_T [kPa]
6	10,61	0,90	0,86
7	5,73	0,42	0,46
8	3,36	0,21	0,27
9	2,10	0,12	0,17
10	1,37	0,07	0,11

Tabla A.13: Pérdida de carga para configuración de 400 paneles y diseño de 2 ala y 4 línea de succión

Diámetro [pulg]	H_{vel} [m]	H_f [m]	P_T [kPa]
5	6,65	0,72	0,55
6	3,21	0,29	0,26
7	1,43	0,11	0,11
8	1,02	0,07	0,08
10	0,42	0,02	0,03

Tabla A.14: Pérdida de carga para configuración de 400 paneles y diseño de 4 ala y 8 línea de succión

Diámetro [pulg]	H_{vel} [m]	H_f [m]	P_T [kPa]
3	12,84	2,49	1,14
4	4,06	0,58	0,35
5	1,37	0,16	0,11
6	0,80	0,08	0,07
7	0,43	0,04	0,03

A.4.2. Costos para el Cálculo del Diámetro Económico

A.4.2.1. 80 Paneles

Tabla A.15: Costos totales por metro de tubería para la configuración de 80 paneles separados en 1 ala.

Diámetro [in]	Costo de instalación	Costo energía promedio anual	Costos totales a 20 años
2	\$47.898	\$141.963	\$1.441.711
3	\$78.731	\$25.852	\$332.545
4	\$115.203	\$7.841	\$192.186
5	\$161.056	\$3.129	\$191.778
6	\$221.648	\$1.483	\$236.204

Tabla A.16: Costos totales por metro de tubería para la configuración de 80 paneles separados en 2 ala.

Diámetro [in]	Costo de instalación	Costo energía promedio anual	Costos totales a 20 años
1 1/2	\$38.511	\$61.773	\$645.006
2	\$47.898	\$18.060	\$225.217
3	\$78.731	\$3.281	\$110.946
4	\$115.203	\$993	\$124.957
5	\$161.056	\$396	\$164.943

Tabla A.17: Costos totales por metro de tubería para la configuración de 80 paneles separados en 4 ala.

Diámetro [in]	Costo de instalación	Costo energía promedio anual	Costos totales a 20 años
1	\$31.545	\$46.397	\$487.074
1 1/2	\$38.511	\$7.903	\$116.107
2	\$47.898	\$2.307	\$70.546
3	\$78.731	\$418	\$82.834
4	\$115.203	\$126	\$116.442

A.4.2.2. 120 Paneles

Tabla A.18: Costos totales por metro de tubería para la configuración de 120 paneles separados en 1 ala.

Diámetro [in]	Costo de instalación	Costo energía promedio anual	Costos totales a 20 años
3	\$78.731	\$86.591	\$928.894
4	\$115.203	\$26.286	\$373.282
5	\$161.056	\$10.497	\$264.118
6	\$221.648	\$4.976	\$270.504
8	\$389.497	\$1.540	\$404.620

Tabla A.19: Costos totales por metro de tubería para la configuración de 120 paneles separados en 2 ala.

Diámetro [in]	Costo de instalación	Costo energía promedio anual	Costos totales a 20 años
2	\$47.898	\$60.304	\$639.974
3	\$78.731	\$10.971	\$186.448
4	\$115.203	\$3.325	\$147.852
5	\$161.056	\$1.326	\$174.079
6	\$221.648	\$628	\$227.816

Tabla A.20: Costos totales por metro de tubería para la configuración de 120 paneles separados en 3 ala.

Diámetro [in]	Costo de instalación	Costo energía promedio anual	Costos totales a 20 años
2	\$47.898	\$18.060	\$225.217
3	\$78.731	\$3.281	\$110.946
4	\$115.203	\$993	\$124.957
5	\$161.056	\$396	\$164.943
6	\$221.648	\$187	\$223.488

Tabla A.21: Costos totales por metro de tubería para la configuración de 120 paneles separados en 4 ala.

Diámetro [in]	Costo de instalación	Costo energía promedio anual	Costos totales a 20 años
2	\$47.898	\$7.684	\$123.336
3	\$78.731	\$1.394	\$92.421
4	\$115.203	\$422	\$119.344
5	\$161.056	\$168	\$162.705
6	\$221.648	\$79	\$222.428

A.4.2.3. 150 Paneles

Tabla A.22: Costos totales por metro de tubería para la configuración de 150 paneles separados en 1 ala.

Diámetro [in]	Costo de instalación	Costo energía promedio anual	Costos totales a 20 años
3	\$78.731	\$231.662	\$1.633.202
4	\$115.203	\$70.355	\$587.290
5	\$161.056	\$28.105	\$349.642
6	\$221.648	\$11.026	\$295.636
8	\$389.497	\$4.127	\$417.189

Tabla A.23: Costos totales por metro de tubería para la configuración de 150 paneles separados en 3 ala.

Diámetro [in]	Costo de instalación	Costo energía promedio anual	Costos totales a 20 años
2	\$47.898	\$48.209	\$371.387
3	\$78.731	\$8.765	\$137.548
4	\$115.203	\$2.199	\$129.958
5	\$161.056	\$1.059	\$168.161
6	\$221.648	\$501	\$225.012

A.4.2.4. 200 Paneles

Tabla A.24: Costos totales por metro de tubería para la configuración de 200 paneles separados en 1 ala.

Diámetro [in]	Costo de instalación	Costo energía promedio anual	Costos totales a 20 años
5	\$161.056	\$66.377	\$812.759
6	\$221.648	\$31.484	\$530.759
7	\$299.980	\$16.792	\$464.845
8	\$389.497	\$9.754	\$485.267
10	\$1.109.663	\$3.944	\$1.148.391

Tabla A.25: Costos totales por metro de tubería para la configuración de 200 paneles separados en 2 ala.

Diámetro [in]	Costo de instalación	Costo energía promedio anual	Costos totales a 20 años
4	\$115.203	\$20.977	\$321.162
5	\$161.056	\$8.375	\$243.281
6	\$221.648	\$3.969	\$260.617
7	\$389.497	\$1.228	\$401.556
8	\$1.109.663	\$496	\$1.114.535

Tabla A.26: Costos totales por metro de tubería para la configuración de 200 paneles separados en 4 ala.

Diámetro [in]	Costo de instalación	Costo energía promedio anual	Costos totales a 20 años
3	\$78.731	\$8.765	\$164.791
4	\$115.203	\$2.656	\$141.276
5	\$161.056	\$1.059	\$171.452
6	\$221.648	\$501	\$226.570
7	\$389.497	\$155	\$391.017

A.4.2.5. 400 Paneles

Tabla A.27: Costos totales por metro de tubería para la configuración de 400 paneles separados en 1 ala.

Diámetro [in]	Costo de instalación	Costo energía promedio anual	Costos totales a 20 años
6	\$221.648	\$188.088	\$2.068.319
7	\$299.980	\$100.363	\$1.285.356
8	\$389.497	\$58.323	\$962.120
9	\$403.125	\$36.165	\$758.198
10	\$1.109.663	\$23.599	\$1.341.362

Tabla A.28: Costos totales por metro de tubería para la configuración de 400 paneles separados en 2 ala.

Diámetro [in]	Costo de instalación	Costo energía promedio anual	Costos totales a 20 años
5	\$161.056	\$60.343	\$753.513
6	\$221.648	\$28.621	\$502.658
7	\$299.980	\$12.629	\$423.968
8	\$389.497	\$8.868	\$476.561
10	\$1.109.663	\$3.586	\$1.144.870

Tabla A.29: Costos totales por metro de tubería para la configuración de 400 paneles separados en 4 ala.

Diámetro [in]	Costo de instalación	Costo energía promedio anual	Costos totales a 20 años
3	\$78.731	\$62.845	\$695.749
4	\$115.203	\$19.070	\$302.438
5	\$161.056	\$6.301	\$222.921
6	\$221.648	\$3.608	\$257.075
7	\$299.980	\$1.923	\$318.862

A.5. Coeficiente de Rendimiento

A.5.1. Accesorios

A.5.1.1. Línea de Líquidos

Tabla A.30: Accesorios y longitud de espiral de la línea de líquidos para 120 paneles.

Diseño	Te	Codo largo	Estrangulamiento	Espiral [m]
1 Ala	2	3	1	48
2 Alas	4	5	1	24
3 Alas	6	7	1	16
4 Alas	8	9	1	12

Tabla A.31: Accesorios y longitud de espiral de la línea de líquidos para 150 paneles.

Diseño	Te	Codo largo	Estrangulamiento	Espiral [m]
1 Ala	2	3	1	60
3 Alas	6	7	1	20

Tabla A.32: Accesorios y longitud de espiral de la línea de líquidos para 200 paneles.

Diseño	Te	Codo largo	Estrangulamiento	Espiral [m]
1 Ala	2	3	1	80
2 Alas	4	5	1	40
4 Alas	8	9	1	20

Tabla A.33: Accesorios y longitud de espiral de la línea de líquidos para 400 paneles.

Diseño	Te	Codo largo	Estrangulamiento	Espiral [m]
1 Ala	2	3	1	180
2 Alas	4	5	1	80
4 Alas	8	9	1	40

A.5.1.2. Línea de Succión

Tabla A.34: Accesorios de la linea de succión para 120 paneles.

Diseño	Te	Codo largo	Codo 90°	Ensanchamiento
1 Ala	2	3	3	60
2 Alas	4	6	6	30
3 Alas	6	9	9	20
4 Alas	8	12	12	15

Tabla A.35: Accesorios de la linea de succión para 150 paneles.

Diseño	Te	Codo largo	Codo 90°	Ensanchamiento
1 Ala	2	3	3	75
3 Alas	6	9	9	25

Tabla A.36: Accesorios de la linea de succión para 200 paneles.

Diseño	Te	Codo largo	Codo 90°	Ensanchamiento
1 Ala	2	3	3	100
2 Alas	4	6	6	50
4 Alas	8	12	12	25

Tabla A.37: Accesorios de la linea de succión para 400 paneles.

Diseño	Te	Codo largo	Codo 90°	Ensanchamiento
1 Ala	2	3	3	200
2 Alas	4	6	6	100
4 Alas	8	12	12	50

A.5.2. Pérdida de carga por accesorios

A.5.2.1. Línea de Líquidos

Tabla A.38: Pérdida de energía línea líquidos para configuración de 120 paneles

Diseño	Perdida por Accesorios [W/m]	Perdida por Altura [W]	Energía Perdida [W]
1 Ala	0,0065	141,12	152,97
2 Alas	0,0130	141,12	147,28
3 Alas	0,0195	141,12	145,38
4 Alas	0,0260	141,12	144,43

Tabla A.39: Pérdida de energía línea líquidos para configuración de 150 paneles

Diseño	Perdida por Accesorios [W/m]	Perdida por Altura [W]	Energía Perdida [W]
1 Ala	0,0065	176,40	194,76
3 Alas	0,0195	176,40	182,91

Tabla A.40: Pérdida de energía línea líquidos para configuración de 200 paneles

Diseño	Perdida por Accesorios [W/m]	Perdida por Altura [W]	Energía Perdida [W]
1 Ala	0,212	235,2	288,166
2 Alas	0,212	235,2	261,747
4 Alas	0,212	235,2	248,538

Tabla A.41: Pérdida de energía línea líquidos para configuración de 400 paneles

Diseño	Perdida por Accesorios [W/m]	Perdida por Altura [W]	Energía Perdida [W]
1 Ala	0,325	470,40	662,0
2 Alas	0,162	470,40	550,10
4 Alas	0,081	470,40	506,32

A.5.2.2. Línea de Succión

Tabla A.42: Pérdida de energía línea de succión para configuración de 120 paneles

Diseño	Perdida por Accesorios [W/m]	Perdida por Altura [W]	Energía Perdida [W]
1 Ala	869,34	141,12	3.920
2 Alas	459,45	141,12	2.630
3 Alas	469,25	141,12	3.609
4 Alas	663,60	141,12	5.727

Tabla A.43: Pérdida de energía línea de succión para configuración de 150 paneles

Diseño	Perdida por Accesorios [W/m]	Perdida por Altura [W]	Energía Perdida [W]
1 Ala	1.696	243	8.885
3 Alas	726	243	5.865

Tabla A.44: Pérdida de energía línea de succión para configuración de 200 paneles

Diseño	Perdida por Accesorios [W/m]	Perdida por Altura [W]	Energía Perdida [W]
1 Ala	2.755	235	16.062
2 Alas	1.828	235	12.912
4 Alas	1.164	235	11.434
4 Alas	176,93	388,08	2326,84

Tabla A.45: Pérdida de energía línea de succión para configuración de 400 paneles

Diseño	Perdida por Accesorios [W/m]	Perdida por Altura [W]	Energía Perdida [W]
1 Ala	23.961	647	92.166
2 Alas	6.138	647	41.010
4 Alas	4.898	647	48.198

A.5.3. COP: 80 Paneles

Tabla A.46: Coeficiente de Rendimiento para la configuración de 80 paneles y el diseño de 2 Alas.

Mes	Q_{in} [W]	W_{comp} [W]	Q_{loss} [W]	COP
Enero	97.526	28.690	2.064	4,33
Febrero	90.925	27.034	1.909	4,29
Marzo	73.419	22.602	1.498	4,18
Abril	49.838	16.693	945	3,93
Mayo	33.050	11.990	545	3,71
Junio	29.290	11.140	458	3,59
Julio	29.476	11.276	461	3,57
Agosto	41.665	15.641	760	3,62
Septiembre	50.712	18.573	978	3,68
Octubre	69.994	24.592	1.440	3,79
Noviembre	93.212	30.080	1.986	4,03
Diciembre	102.144	31.665	2.214	4,16

Tabla A.47: Coeficiente de Rendimiento para la configuración de 80 paneles y el diseño de 4 Alas.

Mes	Q_{in} [W]	W_{comp} [W]	Q_{loss} [W]	COP
Enero	97.526	28.690	1.531	4,35
Febrero	90.925	27.034	1.423	4,31
Marzo	73.419	22.602	1.133	4,20
Abril	49.838	16.693	743	3,94
Mayo	33.050	11.990	461	3,72
Junio	29.290	11.140	400	3,59
Julio	29.476	11.276	402	3,58
Agosto	41.665	15.641	613	3,62
Septiembre	50.712	18.573	766	3,69
Octubre	69.994	24.592	1.092	3,80
Noviembre	93.212	30.080	1.476	4,05
Diciembre	102.144	31.665	1.637	4,17

A.5.4. COP: 120 Paneles

Tabla A.48: Coeficiente de Rendimiento para la configuración de 120 paneles y el diseño de 1 Ala.

Mes	Q_{in} [W]	W_{comp} [W]	Q_{loss} [W]	COP
Enero	146.288	43.034	4.858	4,29
Febrero	136.388	40.551	4.492	4,25
Marzo	110.128	33.903	3.518	4,14
Abril	74.757	25.040	2.210	3,90
Mayo	49.576	17.985	1.262	3,69
Junio	43.936	16.710	1.054	3,57
Julio	44.214	16.914	1.063	3,55
Agosto	62.498	23.462	1.770	3,59
Septiembre	76.067	27.860	2.286	3,65
Octubre	104.991	36.888	3.381	3,75
Noviembre	139.817	45.119	4.673	4,00
Diciembre	153.216	47.498	5.214	4,12

Tabla A.49: Coeficiente de Rendimiento para la configuración de 120 paneles y el diseño de 2 Alas.

Mes	Q_{in} [W]	W_{comp} [W]	Q_{loss} [W]	COP
Enero	146.288	43.034	2.867	4,33
Febrero	136.388	40.551	2.654	4,30
Marzo	110.128	33.903	2.087	4,19
Abril	74.757	25.040	1.325	3,93
Mayo	49.576	17.985	773	3,71
Junio	43.936	16.710	652	3,59
Julio	44.214	16.914	657	3,58
Agosto	62.498	23.462	1.069	3,62
Septiembre	76.067	27.860	1.369	3,68
Octubre	104.991	36.888	2.007	3,79
Noviembre	139.817	45.119	2.759	4,04
Diciembre	153.216	47.498	3.074	4,16

Tabla A.50: Coeficiente de Rendimiento para la configuración de 120 paneles y el diseño de 3 Alas.

Mes	Q_{in} [W]	W_{comp} [W]	Q_{loss} [W]	COP
Enero	146.288	43.034	3.537	4,32
Febrero	136.388	40.551	3.266	4,28
Marzo	110.128	33.903	2.546	4,17
Abril	74.757	25.040	1.578	3,92
Mayo	49.576	17.985	877	3,71
Junio	43.936	16.710	723	3,59
Julio	44.214	16.914	730	3,57
Agosto	62.498	23.462	1.253	3,61
Septiembre	76.067	27.860	1.634	3,67
Octubre	104.991	36.888	2.444	3,78
Noviembre	139.817	45.119	3.400	4,02
Diciembre	153.216	47.498	3.800	4,15

Tabla A.51: Coeficiente de Rendimiento para la configuración de 120 paneles y el diseño de 4 Alas.

Mes	Q_{in} [W]	W_{comp} [W]	Q_{loss} [W]	COP
Enero	146.288	43.034	2.177	4,35
Febrero	136.388	40.551	2.024	4,31
Marzo	110.128	33.903	1.615	4,20
Abril	74.757	25.040	1.066	3,94
Mayo	49.576	17.985	668	3,72
Junio	43.936	16.710	581	3,59
Julio	44.214	16.914	584	3,58
Agosto	62.498	23.462	881	3,63
Septiembre	76.067	27.860	1.098	3,69
Octubre	104.991	36.888	1.557	3,80
Noviembre	139.817	45.119	2.100	4,05
Diciembre	153.216	47.498	2.327	4,18

A.5.5. COP: 150 Paneles

Tabla A.52: Coeficiente de Rendimiento para la configuración de 150 paneles y el diseño de 1 Ala.

Mes	Q_{in} [W]	W_{comp} [W]	Q_{loss} [W]	COP
Enero	182.860	53.793	8.231	4,25
Febrero	170.485	50.689	7.559	4,21
Marzo	137.660	42.379	5.772	4,11
Abril	93.447	31.300	3.369	3,88
Mayo	61.970	22.482	1.630	3,68
Junio	54.920	20.887	1.248	3,57
Julio	55.268	21.142	1.264	3,55
Agosto	78.122	29.328	2.562	3,58
Septiembre	95.084	34.825	3.509	3,63
Octubre	131.238	46.111	5.520	3,73
Noviembre	174.772	56.399	7.891	3,96
Diciembre	191.520	59.372	8.885	4,08

Tabla A.53: Coeficiente de Rendimiento para la configuración de 150 paneles y el diseño de 3 Alas.

Mes	Q_{in} [W]	W_{comp} [W]	Q_{loss} [W]	COP
Enero	182.860	53.793	5.418	4,30
Febrero	170.485	50.689	4.959	4,27
Marzo	137.660	42.379	3.738	4,16
Abril	93.447	31.300	2.096	3,92
Mayo	61.970	22.482	908	3,72
Junio	54.920	20.887	647	3,60
Julio	55.268	21.142	658	3,58
Agosto	78.122	29.328	1.545	3,61
Septiembre	95.084	34.825	2.192	3,67
Octubre	131.238	46.111	3.566	3,77
Noviembre	174.772	56.399	5.186	4,01
Diciembre	191.520	59.372	5.865	4,13

A.5.6. COP: 200 Paneles

Tabla A.54: Coeficiente de Rendimiento para la configuración de 200 paneles y el diseño de 1 Ala.

Mes	Q_{in} [W]	W_{comp} [W]	Q_{loss} [W]	COP
Enero	243.814	71.724	14.866	4,19
Febrero	227.314	67.585	13.635	4,16
Marzo	183.547	56.505	10.364	4,06
Abril	124.596	41.733	5.966	3,84
Mayo	82.626	29.975	2.783	3,66
Junio	73.226	27.849	2.084	3,55
Julio	73.691	28.190	2.114	3,54
Agosto	104.163	39.104	4.489	3,55
Septiembre	126.779	46.433	6.222	3,60
Octubre	174.985	61.481	9.903	3,69
Noviembre	233.029	75.199	14.243	3,91
Diciembre	255.360	79.163	16.062	4,02

Tabla A.55: Coeficiente de Rendimiento para la configuración de 200 paneles y el diseño de 2 Alas.

Mes	Q_{in} [W]	W_{comp} [W]	Q_{loss} [W]	COP
Enero	243.814	71.724	11.955	4,23
Febrero	227.314	67.585	10.970	4,20
Marzo	183.547	56.505	8.351	4,10
Abril	124.596	41.733	4.830	3,87
Mayo	82.626	29.975	2.281	3,68
Junio	73.226	27.849	1.722	3,57
Julio	73.691	28.190	1.745	3,55
Agosto	104.163	39.104	3.647	3,57
Septiembre	126.779	46.433	5.035	3,62
Octubre	174.985	61.481	7.981	3,72
Noviembre	233.029	75.199	11.456	3,95
Diciembre	255.360	79.163	12.912	4,06

Tabla A.56: Coeficiente de Rendimiento para la configuración de 200 paneles y el diseño de 4 Alas.

Mes	Q_{in} [W]	W_{comp} [W]	Q_{loss} [W]	COP
Enero	243.814	71.724	10.655	4,25
Febrero	227.314	67.585	9.853	4,22
Marzo	183.547	56.505	7.720	4,11
Abril	124.596	41.733	4.853	3,87
Mayo	82.626	29.975	2.778	3,66
Junio	73.226	27.849	2.323	3,55
Julio	73.691	28.190	2.342	3,53
Agosto	104.163	39.104	3.891	3,56
Septiembre	126.779	46.433	5.020	3,62
Octubre	174.985	61.481	7.419	3,73
Noviembre	233.029	75.199	10.248	3,96
Diciembre	255.360	79.163	11.434	4,08

A.5.7. COP: 400 Paneles

Tabla A.57: Coeficiente de Rendimiento para la configuración de 400 paneles y el diseño de 1 Ala.

Mes	Q_{in} [W]	W_{comp} [W]	Q_{loss} [W]	COP
Enero	487.628	143.448	85.376	3,80
Febrero	454.627	135.170	78.394	3,78
Marzo	367.093	113.010	59.827	3,72
Abril	249.191	83.466	34.865	3,57
Mayo	165.252	59.951	16.798	3,48
Junio	146.452	55.698	12.834	3,40
Julio	147.381	56.379	12.999	3,38
Agosto	208.325	78.207	26.483	3,33
Septiembre	253.558	92.866	36.318	3,34
Octubre	349.969	122.962	57.207	3,38
Noviembre	466.058	150.398	81.840	3,55
Diciembre	510.719	158.325	92.166	3,64

Tabla A.58: Coeficiente de Rendimiento para la configuración de 400 paneles y el diseño de 2 Alas.

Mes	Q_{in} [W]	W_{comp} [W]	Q_{loss} [W]	COP
Enero	487.628	143.448	38.167	4,13
Febrero	454.627	135.170	35.244	4,10
Marzo	367.093	113.010	27.471	4,01
Abril	249.191	83.466	17.021	3,78
Mayo	165.252	59.951	9.457	3,60
Junio	146.452	55.698	7.797	3,49
Julio	147.381	56.379	7.867	3,47
Agosto	208.325	78.207	13.512	3,49
Septiembre	253.558	92.866	17.629	3,54
Octubre	349.969	122.962	26.374	3,63
Noviembre	466.058	150.398	36.687	3,85
Diciembre	510.719	158.325	41.010	3,97

Tabla A.59: Coeficiente de Rendimiento para la configuración de 400 paneles y el diseño de 4 Alas.

Mes	Q_{in} [W]	W_{comp} [W]	Q_{loss} [W]	COP
Enero	487.628	143.448	44.902	4,09
Febrero	454.627	135.170	41.513	4,06
Marzo	367.093	113.010	32.501	3,96
Abril	249.191	83.466	20.383	3,74
Mayo	165.252	59.951	11.613	3,56
Junio	146.452	55.698	9.689	3,46
Julio	147.381	56.379	9.770	3,44
Agosto	208.325	78.207	16.315	3,46
Septiembre	253.558	92.866	21.089	3,50
Octubre	349.969	122.962	31.229	3,59
Noviembre	466.058	150.398	43.186	3,81
Diciembre	510.719	158.325	48.198	3,92

A.6. Analisis

Tabla A.60: Poder calorifico y costo unitario de diferentes tipos de combustibles y fuentes de energía.

	Tipo	PCI	Costo [\$]
(Fuente: [47])	GLP	49115 [kJ/kg]	1300 [kg]
	GN	38492 [kJ/m ³]	851 [m ³]
	Electricidad	-	105 [kWh]

A.7. Curvas de Desempeño de Sistemas Comerciales

Figura A.5: Curva de desempeño de sistema comercial compuesto por 6 PST.

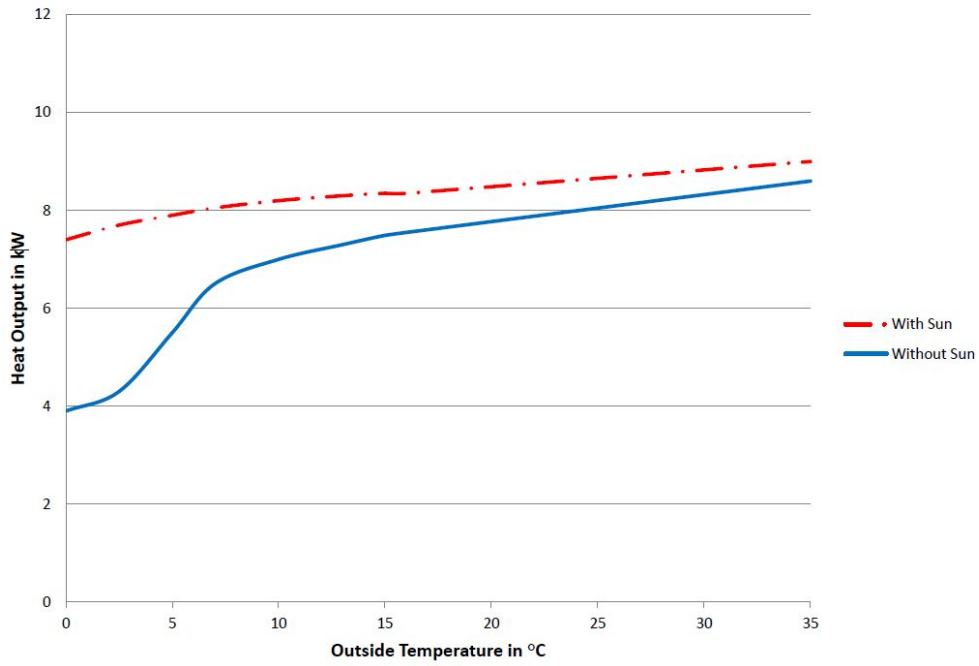


Figura A.6: Curva de desempeño de sistema comercial compuesto por 40 PST.

