



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

ANÁLISIS TÉCNICO-ECONÓMICO DE UN SISTEMA DE CALEFACCIÓN
GEOTÉRMICO-SOLAR PARA UNA VIVIENDA EN CHILE

MEMORIA PARA OPTAR AL TÍTULO DE
INGENIERA CIVIL MECÁNICA

ALEJANDRA VARGAS CÁCERES

PROFESOR GUÍA:
ÁLVARO VALENCIA MUSALEM

MIEMBROS DE LA COMISIÓN:
JOSÉ MIGUEL CARDEMIL
DIEGO MORATA CÉSPEDES

SANTIAGO DE CHILE
2018

RESUMEN DE LA MEMORIA PARA OPTAR
AL TÍTULO DE INGENIERA CIVIL MECÁNICA
POR: ALEJANDRA VARGAS CÁCERES
FECHA: 2018
PROF. GUÍA: ÁLVARO VALENCIA MUSALEM

ANÁLISIS TÉCNICO-ECONÓMICO DE UN SISTEMA DE CALEFACCIÓN GEOTÉRMICO-SOLAR PARA UNA VIVIENDA EN CHILE

Diversos estudios han indicado que la generación de energía a través de combustibles fósiles ha sido una de las principales causas del incremento de gases de efecto invernadero en el mundo. Ante esto, en el mundo de la calefacción residencial ha crecido enormemente el interés hacia las energías renovables no convencionales (ERNC) como la alternativa para cubrir las demandas energéticas. Entre distintas opciones de sistemas de calefacción a base de ERNC, se ha propuesto que la combinación de energías renovables no convencionales puede ser más económica a largo plazo que las opciones no híbridas o las opciones convencionales.

En este trabajo de título se realiza un análisis técnico económico de un sistema de calefacción geotérmico-solar para una vivienda unifamiliar en la localidad de Melipilla. Para esto, primero se recopila información respecto a proyectos similares en el mundo. Luego se reúne información respecto a las condiciones climáticas de la localidad de Melipilla y características constructivas de la vivienda. Se procede a modelar la vivienda en el programa TRNSYS y calcular la demanda de calefacción hora-hora durante un año.

A partir de la demanda, se diseñan y modelan en TRNSYS el sistema híbrido geotérmico-solar, el sistema no híbrido geotérmico y el sistema convencional a base de caldera a gas. A continuación se realiza un análisis de sensibilidad del sistema de calefacción híbrido, variando el área de colectores solares y los largos del intercambiador de calor geotérmico. Finalmente, se analizan técnica y económicamente los sistemas híbridos, no híbrido y convencional.

Para el diseño del sistema híbrido se utiliza piso radiante como sistema de distribución, bomba de calor geotérmica con un sistema de captación formado por intercambiadores geotérmicos horizontales enterrados en el subsuelo y colectores solares térmicos planos. Para el sistema no híbrido se utiliza la bomba de calor junto al mismo sistema de captación que el sistema híbrido, y para el sistema convencional se utiliza caldera a gas licuado de petróleo.

A partir de la evaluación técnica de los sistemas híbridos del análisis de sensibilidad, se puede concluir que la hibridación aumenta significativamente el coeficiente de performance del sistema de calefacción con respecto a la no hibridación y el sistema convencional. A partir de la evaluación económica, se puede decir que la hibridación de un sistema de calefacción a base de geotermia y energía solar no es conveniente en términos económicos para la localidad de estudio. El análisis LCC aplicado a los sistemas diseñados refleja que los sistemas geotérmicos no híbridos son la opción más conveniente para calefaccionar, incluso mejores que un sistema convencional.

Dedicatoria. Le dedico este trabajo a quién me ha dado la fuerza, la entereza y la perseverancia para seguir en este camino.

Agradecimientos

Como agradecimiento, primero que todo quiero mencionar a una de las personas más importantes en mi vida, que es mi madre. Gracias a ella he logrado alcanzar grandes metas. Gracias mamá por tu apoyo, cariño y fuerza.

También agradezco a mi hermano Sebastián, que me ha dado grandes consejos a lo largo de mi vida. Me ha dado herramientas valiosas para salir adelante ante distintas adversidades. Gracias Seba, gracias por tu sabiduría y tu esperanza puesta en mí.

Un abrazo enorme a mis amigas del colegio CCP Aline y Cami, ya cada una en sus propios proyectos pero seguimos en contacto a pesar de eso, las quiero mucho y gracias por los buenos consejos, las buenas juntas y por su amistad valiosa.

Agradezco a mis amigas de la u, con quienes he compartido momentos muy importantes. Gracias Natu, Meli, Cote y Sole! mi estadía en la facultad fue muchísimo más grata con ustedes, recuerdo los momentos de risas y experiencias, de hacer ameno un lugar complejo, pero lleno de sueños y objetivos.

Gracias a todos aquellos que pude conocer y con quienes pude compartir alegrías, risas, momentos de ocio, momentos de deporte, conversaciones, etc. A mis amigos de mecánica, de geología...un gran abrazo!

Y como mención especial: Álvaro te agradezco enormemente. Has sido incondicional y en todo momento me has apoyado. Te agradezco muchísimo, te quiero mucho y estaré allí para lo que necesites. ¡Sigamos viviendo experiencias juntos!

Tabla de Contenido

1. Introducción	1
1.1. Antecedentes básicos	1
1.2. Motivación	2
1.3. Objetivos	3
1.4. Alcances	3
2. Revisión Bibliográfica	4
2.1. Viabilidad de sistemas híbridos de bombas de calor geotérmicas con colectores solares térmicos	4
2.2. Evaluación del desempeño y optimización de un sistema híbrido de calefacción	6
2.3. Aumento del COP de una bomba de calor geotérmica en una vivienda a través del uso de colectores solares térmicos	8
2.4. Estudio del diseño de un sistema de bomba de calor geotérmica asistido por energía solar	9
2.5. Estudios realizados en Chile	11
3. Antecedentes	15
3.1. Demanda térmica de la vivienda	15
3.1.1. Datos climatológicos	15
3.1.2. Temperatura del subsuelo	17
3.1.3. Intercambio de calor	18
3.1.4. Balance energético	24
3.1.5. Obtención de demanda térmica	25
3.2. Diseño hidráulico	25
3.2.1. Pérdidas de carga en tuberías	25
3.2.2. Dimensionamiento vaso de expansión	29
3.2.3. Aislación de tuberías	30
3.3. Bombas de calor	30
3.3.1. Fluidos refrigerantes	34
3.3.2. Bombas de calor geotérmicas	34
3.4. Intercambiador de calor geotérmico	36
3.4.1. Intercambiadores de calor geotérmicos horizontales	37
3.4.2. Fundamentos térmicos del diseño de intercambiadores horizontales . .	42
3.5. Sistema de distribución	49
3.5.1. Fundamentos térmicos de diseño y cálculo de piso radiante	50
3.6. Colectores solares	54

3.6.1.	Fundamentos térmicos de diseño del sistema solar térmico	56
3.7.	Caldera a Gas	63
3.7.1.	Aspectos térmicos del sistema de calefacción por caldera a gas	65
3.8.	Evaluación del coeficiente de desempeño estacional de un sistema de calefacción	67
3.9.	Análisis económico: Análisis de Costos del Ciclo de Vida	67
4.	Metodología	72
4.1.	Recopilación bibliográfica para el desarrollo del trabajo	72
4.2.	Definición de localidad de estudio	72
4.3.	Variables climáticas	72
4.3.1.	Software TRNSYS	73
4.3.2.	Información climática	74
4.4.	Determinación de la vivienda	74
4.5.	Modelación de la vivienda	76
4.6.	Determinación de la demanda de calefacción transiente de la vivienda	79
4.6.1.	Temperatura de requerimiento	80
4.7.	Selección y modelación de la bomba de calor	81
4.7.1.	Selección del equipo	81
4.7.2.	Modelación de la bomba de calor	83
4.8.	Diseño y modelación de sistema de captación geotérmico	85
4.8.1.	Criterios de diseño	85
4.8.2.	Cálculo del largo del colector geotérmico y datos de diseño del sistema de captación	86
4.8.3.	Equipos considerados e instalación	90
4.8.4.	Modelación del sistema de captación geotérmico	92
4.9.	Diseño y modelación de sistema de distribución	93
4.9.1.	Criterios de diseño	93
4.9.2.	Diseño del piso radiante	94
4.9.3.	Equipos considerados e instalación	95
4.9.4.	Modelación del piso radiante	98
4.10.	Diseño y modelación del sistema solar	99
4.10.1.	Criterios de diseño	99
4.10.2.	Diseño del sistema	100
4.10.3.	Equipos considerados e instalación	101
4.10.4.	Modelación del sistema solar	102
4.11.	Diseño y modelación del sistema convencional	104
4.11.1.	Criterios de diseño	104
4.11.2.	Diseño del sistema	104
4.11.3.	Equipos constituyentes e instalación	105
4.11.4.	Modelación del sistema convencional	105
4.12.	Sistemas de calefacción modelados	106
4.13.	Análisis de sensibilidad	111
4.13.1.	Datos de partida y variables	111
4.14.	Evaluación técnica-económica	118
5.	Análisis de Resultados	122
5.1.	Condiciones climáticas en Melipilla	122

5.2. Demanda de calefacción	126
5.3. Resultados sistemas de diseño	129
5.4. Análisis de sensibilidad y evaluación técnica	142
5.4.1. Coeficiente de desempeño de los sistemas diseñados	142
5.4.2. Comparación del confort térmico entre los distintos sistemas diseñados	145
5.4.3. Ahorro consumo de energía de sistemas híbridos y no híbridos con respecto a caso convencional	152
5.5. Análisis de sensibilidad y evaluación económica	155
5.5.1. Inversión	155
5.5.2. Costo anual por consumo de energía	159
5.5.3. Costo anual por mantenciones	161
5.5.4. Ahorros totales de costos de operación respecto a caso base	164
5.5.5. Cálculo del costo de ciclo de vida (LCC)	166
5.5.6. Ahorro neto de los sistemas diseñados con respecto a caso base	169
5.5.7. Relación entre ahorro e inversión de todos los sistemas diseñados con respecto al sistema convencional	171
5.5.8. Relación ahorro/inversión versus porcentaje de confort térmico de siste- mas híbrido y geotérmico no híbrido con respecto a sistema convencional	173
6. Discusión y Conclusiones	174
Bibliografía	180
Anexos	186
A. Cálculo de radiación en superficie inclinada	187
B. Cálculo de resistencia térmica de intercambiadores horizontales	191
C. Selección de diámetro y fluido anticongelante para colectores geotérmicos	194
D. Dimensionamiento de los espesores de las tuberías del sistema de calefac- ción	196
E. Matriz de desempeño bomba de calor	198
F. Cotizaciones de los insumos de los sistemas	200

Índice de Tablas

3.1. Coeficiente de pérdida de carga k para procedimiento cinético.	27
3.2. Propiedades físicas de los fluidos anticongelantes más empleados.	39
3.3. Propiedades distintos materiales para tuberías.	42
3.4. Cálculo de fracción de marcha de la bomba de calor.	44
3.5. Ejemplo cálculo horas marcha bomba de calor.	44
3.6. Resistencias térmicas de tuberías HDPE SDR 11.	47
3.7. Resistencia térmica de suelos para distintos diámetros nominales y diversas configuraciones.	48
3.8. Poder calorífico del gas licuado de petróleo.	66
4.1. Características constructivas vivienda.	75
4.2. Cumplimiento de exigencias térmicas de la vivienda.	76
4.3. Área de vidrios en las paredes de la vivienda.	78
4.4. Demanda máxima de la vivienda y demanda cubierta por sistema de calefacción diseñado.	81
4.5. Datos técnicos bomba de calor.	82
4.6. Dimensiones de la bomba de calor.	83
4.7. Propiedades del terreno en Melipilla.	85
4.8. Cálculo del factor de utilización de la bomba de calor.	87
4.9. Cálculo del largo del circuito de captación geotérmico.	88
4.10. Propiedades del fluido de trabajo: mezcla de agua con un 25 % de etilenglicol.	89
4.11. Cálculo de coeficientes a partir de las ecuaciones de la sección 3.5.1.	94
4.12. Cálculo de parámetros a partir de las ecuaciones de la sección 3.5.1.	95
4.13. Componentes Piso Radiante y características.	95
4.14. Propiedades del fluido de trabajo del piso radiante.	98
4.15. Datos técnicos de colector solar seleccionado.	100
4.16. Propiedades del fluido de trabajo para el sistema solar.	101
4.17. Propiedades del gas licuado de petróleo.	105
4.18. Casos para largo de 100 [m] de intercambiador de calor geotérmico (ICG). Elaboración propia.	112
4.19. Casos para largo de 150 [m] de intercambiador de calor geotérmico (ICG). Elaboración propia.	113
4.20. Casos para largo de 200 [m] de intercambiador de calor geotérmico (ICG). Elaboración propia.	114
4.21. Casos para largo de 289 [m] de intercambiador de calor geotérmico (ICG). Elaboración propia.	115

4.22. Casos para largo de 300 [m] de intercambiador de calor geotérmico (ICG). Elaboración propia.	116
4.23. Casos para largo de 350 [m] de intercambiador de calor geotérmico (ICG). Elaboración propia.	117
4.24. Costos de gas licuado y energía eléctrica para la localidad de Melipilla.	120
4.25. Costo de inversión inicial del sistema de calefacción convencional.	120
4.26. Costo de inversión inicial del sistema de calefacción geotérmico no híbrido.	120
4.27. Costo de inversión inicial del sistema de calefacción híbrido.	121
5.1. Demanda y flujos de energía en la vivienda.	128
5.2. Coeficiente de desempeño estacional del sistema convencional y sistemas no híbridos diseñados.	143
5.3. Coeficiente de desempeño estacional de sistemas híbridos diseñados.	144
5.4. Porcentaje de horas de confort térmico de los sistemas de calefacción solares no híbridos diseñados.	146
5.5. Porcentaje de horas de confort térmico al año de los distintos sistemas híbridos.	152
5.6. Porcentaje de horas de confort térmico al año de los distintos sistemas geotér- micos no híbridos.	152
5.7. Ahorro en consumo de energía de los sistemas no híbridos con respecto al caso base.	153
5.8. Ahorro de energía con respecto a Caso Base.	154
5.9. Costos totales de inversión para sistemas convencionales y geotérmicos no hí- bridos.	157
5.10. Costo total de inversión de sistemas híbridos diseñados.	158
5.11. Costo anual por energía para los sistemas convencional y geotérmicos no híbridos.	159
5.12. Costo anual de energía de sistemas híbridos diseñados.	160
5.13. Costos anuales por mantención de sistemas convencional y geotérmicos no híbridos.	161
5.14. Costo anual por mantención de los sistemas híbridos diseñados.	163
5.15. Ahorro total en el costo de operación de sistemas no híbridos con respecto a sistema convencional.	164
5.16. Ahorro total de costos de operación de sistemas híbridos con respecto a costos de operación de sistema convencional.	165
5.17. Valor presente (LCC) de los sistemas convencional y geotérmicos no híbridos.	166
5.18. Valor presente (LCC) de los sistemas híbridos diseñados.	168
5.19. Ahorro neto de los sistemas geotérmicos no híbridos con respecto a caso base.	169
5.20. Ahorro neto de sistemas híbridos con respecto a sistema convencional.	170
5.21. Relación ahorro/inversión de sistemas no híbridos con respecto a sistema con- vencional.	171
5.22. Relación ahorro/inversión de los sistemas híbridos con respecto al caso con- vencional.	172

Índice de Ilustraciones

2.1. Diagrama esquemático de la configuración del sistema de calefacción por bomba de calor y colectores solares.	5
2.2. Esquema del sistema de calefacción híbrido en serie.	7
2.3. Esquema del sistema de calefacción híbrido regenerativo.	7
2.4. Esquema del sistema de calefacción de bomba de calor geotérmica con colectores térmicos solares.	8
2.5. Diagrama de un sistema híbrido de calefacción por bomba de calor con captadores geotérmicos y colectores solares en paralelo.	10
2.6. Diagrama de un sistema híbrido regenerativo de calefacción por bomba de calor con captadores geotérmicos y colectores solares.	10
2.7. Diagrama de un sistema híbrido de calefacción por bomba de calor con captadores geotérmicos y colectores solares.	11
3.1. Tipos de radiación.	16
3.2. Radiación de onda larga y de onda corta.	16
3.3. Variación de la temperatura de la tierra en función de la profundidad y el tiempo.	18
3.4. Intercambio de calor por convección en una vivienda.	19
3.5. Intercambio de calor por radiación en vivienda.	22
3.6. Intercambio de calor por conducción en superficies exteriores de una vivienda.	23
3.7. Pared formada por tres capas de distinto material.	24
3.8. Coeficiente de pérdida para una expansión brusca.	27
3.9. Coeficiente de pérdida para una contracción brusca.	27
3.10. Esquema de una bomba de calor.	31
3.11. Ciclo T-s de Carnot Invertido.	32
3.12. Ciclo T-s ideal de compresión de vapor.	33
3.13. Ciclo T-s y P-h real de una bomba de calor.	33
3.14. Tipos de intercambiadores de calor geotérmicos.	36
3.15. Variación de la temperatura de la tierra según la profundidad.	37
3.16. Estabilización de la temperatura del suelo.	38
3.17. Intercambiadores de calor horizontales.	39
3.18. Densidad de soluciones acuosas de etilenglicol.	40
3.19. Calor específico de soluciones acuosas de etilenglicol.	40
3.20. Conductividad térmica de soluciones acuosas de etilenglicol.	41
3.21. Viscosidad dinámica de soluciones acuosas de etilenglicol.	41
3.22. Configuraciones de tuberías horizontales en serie y en paralelo.	45

3.23. Configuraciones de tuberías horizontales como intercambiadores geotérmicos.	48
3.24. Comparación entre los distintos tipos de calefacción con la calefacción ideal.	50
3.25. Esquema de instalación de la losa radiante.	50
3.26. Rendimiento instantáneo de diferentes tipos de colectores solares térmicos.	55
3.27. Evolución del punto de congelamiento según la concentración de propilenglicol en el fluido caloportador.	56
3.28. Sección transversal de un colector solar plano.	56
3.29. Ejemplo curva de rendimiento de test de colector solar térmico.	58
3.30. Tipos de instalación solar térmica.	59
3.31. Elementos de una instalación solar térmica.	59
3.32. Rendimiento de la instalación solar en función del caudal del circuito primario.	60
3.33. Distancia entre colectores solares en una superficie inclinada.	61
3.34. Distintos tipos de conexión de colectores en paralelo.	62
3.35. Sistema de control en la instalación solar.	62
3.36. Conexiones de una caldera mixta.	65
3.37. Funcionamiento de una caldera.	65
3.38. Elevación mínima de los remates de las chimeneas en cubiertas con pendiente superior a 20°, que se encuentran a una distancia horizontal menor a 2,5 m.	66
3.39. Elevación mínima de los remates de las chimeneas en cubiertas con pendiente superior a 20°, que se encuentran a una distancia horizontal de 2,5 m.	67
3.40. Fecha inicial, fecha de servicio y períodos de estudio y de servicio del análisis económico LCC.	68
4.1. Modelo de colector solar térmico en TRNSYS.	74
4.2. Esquema y dimensiones de la vivienda.	75
4.3. Vista lateral de la vivienda.	76
4.4. Porcentaje de vidriado, orientación y definición de localidad.	77
4.5. Layer Type Manager en TRNBuild de TRNSYS.	78
4.6. Descripción de la zona térmica en TRNbuild.	79
4.7. Modelación de la vivienda en TRNSYS.	80
4.8. Definición de horario y temperaturas al interior de la vivienda requeridas.	81
4.9. Esquema y dimensiones de la bomba de calor.	82
4.10. Conexiones de bomba de calor con la casa (type 56).	84
4.11. Función del controlador de la temperatura al interior de la vivienda.	85
4.12. Disposición del intercambiador geotérmico en el terreno.	90
4.13. Configuración de las tuberías.	90
4.14. Dispositivos de regulación del sistema de captación y conexiones del colector geotérmico a la bomba de calor.	91
4.15. Esquema del sistema de captación en TRNSYS.	93
4.16. Elementos piso radiante.	96
4.17. Esquema piso radiante diseñado para la vivienda.	97
4.18. Conexiones y dispositivos de regulación del sistema de distribución.	98
4.19. Definición del piso radiante en TRNBuild: características constructivas.	99
4.20. Esquema de los componentes del sistema solar térmico.	102
4.21. Sistema solar térmico y control de funcionamiento.	103
4.22. Esquema de sistema convencional en programa TRNSYS.	106
4.23. Modelo del sistema convencional en programa TRNSYS.	107

4.24. Modelo del sistema geotérmico no híbrido en programa TRNSYS.	107
4.25. Modelo del sistema solar no híbrido en programa TRNSYS.	108
4.26. Modelo del sistema híbrido geotérmico solar en programa TRNSYS.	108
5.1. Temperatura ambiente en localidad de Melipilla.	122
5.2. Temperatura del suelo a distintas profundidades, en la localidad de Melipilla.	123
5.3. Radiación incidente en paredes con orientación norte, sur, este y oeste en localidad de Melipilla.	123
5.4. Inclinaciones solares extremas para Santiago de Chile en una fachada norte. .	124
5.5. Valores horarios de la radiación global incidente en pared norte.	124
5.6. Valores horarios de la radiación global incidente en pared sur.	125
5.7. Valores horarios de la radiación global incidente en pared oeste.	125
5.8. Valores horarios de la radiación global incidente en pared este.	126
5.9. Demanda de calefacción transiente de la vivienda, durante un año.	126
5.10. Demanda de calefacción de la vivienda por mes, durante un año.	127
5.11. Contribución de las distintas energías en la demanda mensual de la vivienda.	127
5.12. Temperatura al interior de la vivienda con sistema de calefacción convencional.	129
5.13. Temperatura al interior de la vivienda con sistema de calefacción geotérmico no híbrido.	129
5.14. Temperatura al interior de la vivienda con sistema de calefacción solar no híbrido (18 colectores).	130
5.15. Temperatura al interior de la vivienda con sistema de calefacción híbrido. . .	130
5.16. Comparación de energía entregada por mes de sistemas convencional, geotér- mico no híbrido e híbrido y demanda térmica de vivienda.	131
5.17. Comparación de energía entregada por mes de sistemas solares diseñados y demanda térmica de vivienda.	132
5.18. Temperatura de entrada al piso radiante para el caso de sistema de calefacción convencional.	133
5.19. Diferencia de temperatura entre la entrada y salida del piso radiante para el caso de sistema de calefacción convencional.	133
5.20. Temperatura del piso para el caso de sistema de calefacción convencional. . .	133
5.21. Temperatura de piso para caso de sistema de calefacción geotérmico no híbrido con colector geotérmico de 289 metros.	134
5.22. Temperatura de entrada al piso radiante para el caso de sistema de calefacción geotérmico no híbrido.	134
5.23. Diferencia de temperatura entre la entrada y salida del piso radiante para el caso de sistema de calefacción geotérmico no híbrido.	135
5.24. Diferencia de temperatura entre la entrada y salida del intercambiador de calor geotérmico para el caso de sistema de calefacción geotérmico no híbrido. . . .	135
5.25. Temperatura de entrada del fluido del sistema de captación geotérmica a la bomba de calor para el caso del sistema geotérmico no híbrido y para distintos largos de captador geotérmico.	136
5.26. Comparación entre temperaturas de entrada del fluido del sistema de captación a la bomba de calor de los sistemas de diseño geotérmico no híbrido e híbrido.	137
5.27. Comparación entre temperaturas de entrada del fluido del sistema de captación a la bomba de calor de los sistemas híbridos con distintos números de colectores.	137

5.28. COP de la bomba de calor para distintos largos de intercambiador geotérmico en sistema geotérmico no híbrido.	138
5.29. COP de la bomba de calor del sistema híbrido con un intercambiador geotérmico de 289 metros y 2 colectores solares.	139
5.30. COP de la bomba de calor de sistema híbrido con un intercambiador geotérmico de 289 metros y 8 colectores solares.	139
5.31. Energía captada del terreno por el sistema geotérmico no híbrido con intercambiador geotérmico de 289 metros.	140
5.32. Energía captada del terreno por el sistema geotérmico híbrido con intercambiador geotérmico de 289 metros y con 2 colectores solares.	140
5.33. Energía captada del terreno por el sistema geotérmico híbrido con intercambiador geotérmico de 289 metros y con 8 colectores solares.	141
5.34. Energía captada del terreno por mes por el sistema geotérmico no híbrido con intercambiador geotérmico de 289 metros.	141
5.35. Energía captada del terreno por mes por el sistema geotérmico híbrido con intercambiador geotérmico de 289 metros y con 2 colectores solares.	142
5.36. Energía captada del terreno por el sistema geotérmico híbrido con intercambiador geotérmico de 289 metros y con 8 colectores solares.	142
5.37. Gráfico de coeficientes de desempeño de los sistemas híbridos diseñados.	144
5.38. Porcentaje de horas de confort térmico en un año para los distintos sistemas de calefacción.	145
5.39. Temperatura operativa en vivienda con sistema geotérmico no híbrido de colector geotérmico de largo de 350 metros.	147
5.40. Temperatura operativa en vivienda con sistema híbrido de colector geotérmico de largo de 100 metros y 8 colectores solares.	147
5.41. Temperatura operativa en vivienda con sistema solar no híbrido de 12 colectores solares.	148
5.42. Temperatura operativa en vivienda con sistema solar no híbrido de 16 colectores solares.	149
5.43. Temperatura operativa en vivienda con sistema solar no híbrido de 18 colectores solares.	149
5.44. Temperatura operativa en vivienda con sistema solar no híbrido de 20 colectores solares.	150
5.45. Temperatura operativa en vivienda con sistema solar no híbrido de 25 colectores solares.	150
5.46. Temperatura operativa en vivienda con sistema solar no híbrido de 30 colectores solares.	151
5.47. Temperatura operativa en vivienda con sistema solar no híbrido de 35 colectores solares.	151
5.48. Ahorro consumo de energía de sistemas híbridos con respecto a Caso Base.	153
5.49. Proporción de costos de los elementos del sistema convencional en el costo de inversión total.	155
5.50. Proporción de costos de los elementos del sistema geotérmico no híbrido en el costo de inversión total.	155
5.51. Proporción de costos de los elementos del sistema híbrido en el costo de inversión total.	156
5.52. Costo total por inversión de los sistemas híbridos diseñados.	157

5.53. Costo anual energía eléctrica sistemas híbridos diseñados.	160
5.54. Ahorro anual en costos por energía de los sistemas híbridos de calefacción con respecto al caso convencional.	161
5.55. Costo anual por mantención de sistemas híbridos diseñados.	162
5.56. Ahorro de sistemas híbridos en costos operacionales con respecto al sistema convencional de caldera a gas.	166
5.57. Valor presente (LCC) de los sistemas híbridos diseñados.	167
5.58. Ahorro neto de los sistemas híbridos diseñados con respecto al caso base. . .	171
5.59. Relación ahorro/inversión de los sistemas híbridos con respecto al caso convencional.	172
5.60. Relación ahorro/inversión versus porcentaje de horas de confort térmico de los sistemas híbridos y geotérmicos no híbridos.	173

Capítulo 1

Introducción

1.1. Antecedentes básicos

La energía geotérmica es la energía contenida en la tierra gracias a distintos fenómenos, como son la liberación del calor remanente en el núcleo, el calor liberado por isótopos radioactivos o la absorción de energía solar. Esta energía tiene distintas aplicaciones, según la entalpía del recurso.

Cuando el recurso geotérmico es de alta entalpía, se puede destinar a generación de potencia eléctrica, gracias a las grandes temperaturas que se pueden alcanzar (superiores a 190°C). Cuando el recurso es de media entalpía (con temperaturas entre los 90 y 190°C), la energía se puede destinar a procesos industriales, como el procesamiento de azúcar refinada, secado de productos agrícolas o secado de madera. Por último, está el recurso de baja entalpía, que trabaja con temperaturas menores a 90°C , y se destina a calefacción de edificios e invernaderos, refrigeración, descongelado de alimentos, aguas termales, entre otros [1].

Cuando la energía geotérmica de baja entalpía se utiliza para calefacción de viviendas, se consideran temperaturas más bien bajas (no más de 30°C) y profundidades de no más de 200 m. Gran porcentaje del calor proviene de la absorción de la energía solar y también (aunque en una fracción menor) de la energía interna de la Tierra. Así, el recurso existe y se encuentra disponible en casi todos lados para calefaccionar una vivienda, y para obtenerlo se pueden utilizar bombas de calor [2].

El recurso energético del suelo se caracteriza por mantener temperaturas más estables a lo largo del año, comparado con la temperatura ambiente. Esto es debido a su inercia térmica, que amortigua y retarda la variación de temperatura que se produce entre el día y la noche. Así, utilizar una bomba de calor con el suelo como fuente fría (bomba de calor geotérmica) permite obtener una fuente de energía estable para mantener las condiciones de confort en la casa [3]. Por esto mismo, se ha verificado que las bombas de calor geotérmicas son más estables que las bombas de calor aerotérmicas, ya que éstas últimas son altamente dependientes del clima e intermitentes (condiciones diferente entre el día y la noche).

Se ha verificado en variados estudios que la hibridación de una bomba geotérmica con energía solar térmica puede mejorar la eficiencia del sistema de calefacción y por tanto disminuir el consumo de energía y los costos de operación [4]. Dependiendo de la extracción de

energía, la tierra puede sufrir desbalances, pudiéndose agotar el recurso. Como consecuencia, puede disminuir la temperatura del fluido a la entrada de la bomba de calor y su capacidad de calefacción. Se ha verificado que combinar el recurso geotérmico con un recurso solar puede cubrir el déficit de calor, mejorando el desempeño de la operación del sistema [5].

El presente informe desarrolla el trabajo de memoria sobre el análisis de un sistema híbrido de calefacción para una casa en Melipilla (Chile), que utiliza energía geotérmica y solar como recursos, con el fin de compararlo técnica y económicamente con la opción no híbrida y la opción convencional. La metodología de trabajo consiste en recopilación de información climatológica y características constructivas de la casa, modelación de vivienda en TRNSYS y cálculo de demanda térmica, diseño de sistemas de calefacción y simulación de éstos en TRNSYS, análisis de sensibilidad del sistema híbrido y evaluación técnico-económica de los proyectos.

1.2. Motivación

Desde hace varias décadas atrás, diversos estudios científicos han indicado que la generación de energía proveniente de los combustibles fósiles ha sido una de las principales causas del incremento de la concentración de gases de efecto invernadero en la atmósfera terrestre, un acontecimiento que está involucrado directamente con el calentamiento global. Esto ha impactado negativamente en la naturaleza (animales en peligro de extinción, derretimiento de los casquetes polares, etc).

Distintos esfuerzos han sido realizados por gobiernos, instituciones privadas y comunidades científicas de todo el mundo para encontrar soluciones a la problemática del calentamiento global. De esta forma, ha crecido enormemente el interés hacia las fuentes de energía renovables no convencionales como también el interés en desarrollar sistemas más eficientes en los procesos de captación, conversión y transmisión de energía.

Con respecto al contexto nacional, en la última década, Chile ha realizado grandes avances con respecto a su matriz energética, anteriormente formada en gran parte por combustibles fósiles. Progresivamente, Chile ha aumentado el porcentaje de energías renovables no convencionales en la matriz energética y la meta para el 2025 es que éste ascienda al 20 % [6]. El país, que posee varias opciones de recursos renovables (como tasas de radiación solar aprovechables en gran parte del país y energía geotérmica gracias al fenómeno de subducción de la placa de Nazca bajo la placa Sudamericana), debe continuar trabajando en esa línea, para generar energía más limpia y amigable con el medio ambiente.

Además, el 70 % de la energía consumida en Chile es importada por lo que la matriz se vuelve vulnerable y frágil. Frente a la creciente demanda que se ha experimentado en el país el último tiempo, es necesario aumentar y diversificar la matriz para que sea capaz de cubrir las necesidades energéticas, aún en momentos donde la importación sufra complicaciones. Así, Chile se volvería un país más independiente en materia energética [7].

Por otro lado, se ha demostrado que la calefacción para viviendas, comercio y sectores públicos tiene un gran impacto en el consumo mundial de energía. En Chile, un 26 % del

destino de la energía es para uso residencial, público y comercial [7]. De la matriz energética residencial chilena, más del 50 % de la energía es destinada a calefacción (y más del 80 % de esta matriz está basada en combustibles fósiles) por lo que hay una gran oportunidad para reducir el consumo de combustibles fósiles y la demanda de energía al mejorar la eficiencia energética de sistemas de calefacción en el sector residencial, a base de energías renovables no convencionales.

1.3. Objetivos

A continuación, se presenta el objetivo general de la memoria y los objetivos específicos para poder cumplir con el objetivo general planteado.

1.3.1. Objetivo general.

- Analizar técnica y económicamente un sistema de calefacción para una casa, formado por una bomba de calor geotérmica apoyada por colectores solares.

1.3.2. Objetivos específicos.

- Definir la vivienda a calefaccionar.
- Estimar las demandas de calefacción de la casa durante un año.
- Diseñar el sistema de calefacción y modelarlo en TRNSYS.
- Elaborar un análisis de sensibilidad del sistema híbrido.
- Evaluar económicamente los proyectos híbridos de calefacción diseñados, comparándolos con un sistema de calefacción no híbrido y un sistema de calefacción convencional.

1.4. Alcances

Los alcances considerados en este trabajo son:

1. Análisis teórico a nivel técnico y económico.
2. Diseño considera aspectos térmicos y de pérdida de carga.
3. La localidad de estudio es Melipilla, Región Metropolitana, Chile.
4. El análisis de sensibilidad considera variar el área de colector solar y el largo de intercambiador geotérmico.
5. Los tramos de tubería que conectan los distintos equipos se consideran adiabáticos.
6. Se evalúa una vivienda con una zona térmica, sin considerar ventilaciones y ganancias internas por equipos y personas.
7. No se hace estudio de reinyección de calor al suelo.
8. Validación a partir de la literatura.
9. No considera regular humedad ni suministrar agua sanitaria.

Capítulo 2

Revisión Bibliográfica

Los trabajos de investigación hasta la fecha sobre sistemas de calefacción híbridos compuestos por bombas de calor geotérmicas y colectores solares han considerado los siguientes aspectos de estudios: factibilidad técnica, factibilidad económica, modelación detallada en software y estudios experimentales [4]. En general, se ha encontrado que estos trabajos se realizan con distintos software de modelación, siendo principales TRNSYS, EnergyPlus, entre otros.

Diversos trabajos han mostrado que hibridizar un sistema de bomba de calor geotérmico es potencialmente interesante en términos de costos y desempeño operacional. Helpin et al. [8] estudió el potencial de calefacción de un sistema de bomba de calor asistida por colectores solares sin cubierta en un edificio de oficinas en Francia. Utilizó resultados experimentales para validar los componentes modelados de la bomba de calor y los colectores solares. Desarrolló un modelo del sistema completo en TRNSYS para evaluar el potencial de calefacción del sistema diseñado. Los resultados mostraron que hibridizar el sistema de bomba de calor geotérmica con colectores solares es interesante en términos de costos y mejora de desempeño. Otros trabajos se presentan en las Secciones 2.1, 2.2, 2.3 y 2.4.

2.1. Viabilidad de sistemas híbridos de bombas de calor geotérmicas con colectores solares térmicos

En el año 2009, Farzin M. Rad et al. [4] realizaron un estudio acerca de la viabilidad de un sistema híbrido de bomba de calor geotérmica con colectores solares térmicos como componente suplementario para calefaccionar una vivienda real, ubicada en la ciudad de Milton, Ontario, Canadá.

Se utilizó la información climatológica de Canadá para realizar todos los cálculos de demanda térmica de la vivienda. A través del programa TRNSYS se obtuvo la demanda térmica en régimen transiente y luego estos resultados fueron comparados y validados con la demanda térmica calculada con el software HOT2000.

Por otro lado, se modeló el sistema de calefacción convencional de bomba de calor y el

sistema de bomba de calor híbrido con colectores solares a través de TRNSYS. El intercambiador de calor geotérmico consistió en cuatro circuitos verticales cerrados, conectados en paralelo. Este colector geotérmico se conectó en paralelo a colectores solares, que recibían un porcentaje del flujo másico total del sistema. La bomba de calor es seleccionada para cumplir los requerimientos de calefacción a través de piso radiante y calefacción por circulación forzada de aire (sistemas de distribución de calor hacia la vivienda) y es conectada con el sistema de captación. La Figura 2.1 muestra un esquema del sistema de calefacción diseñado:

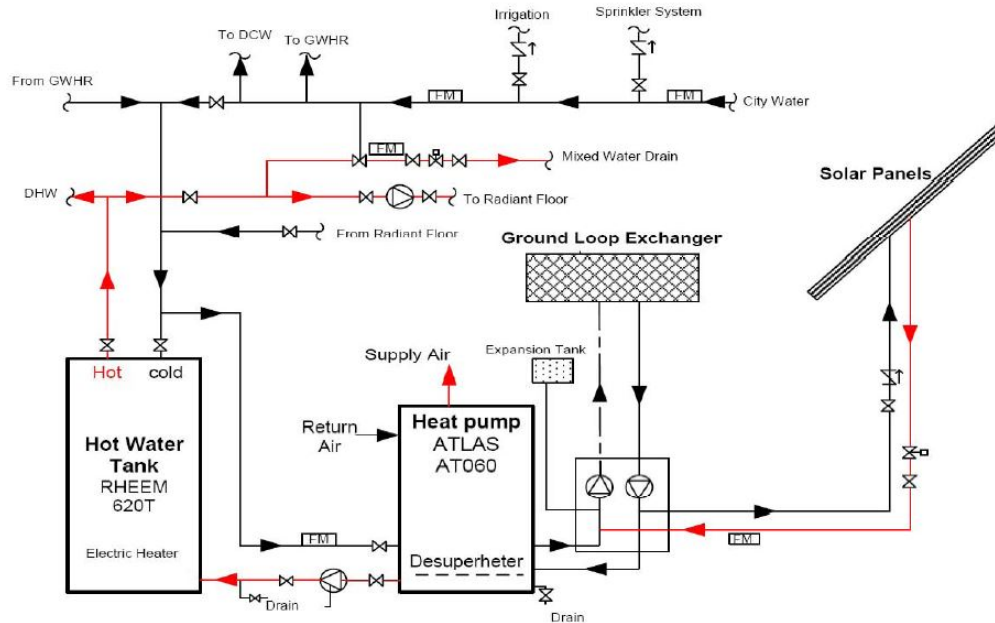


Figura 2.1: Diagrama esquemático de la configuración del sistema de calefacción por bomba de calor y colectores solares. Fuente: [4].

El porcentaje de flujo másico del fluido de trabajo que se deriva a los colectores solares es una variable que se estudió en este trabajo de investigación, analizándose tres flujos másicos diferentes. Este estudio mostró que aumentar el porcentaje del flujo másico hacia los colectores solares de 0 a 10 %, el consumo de energía del sistema completo disminuyó para el caso de calefacción, mientras que para el caso de refrigeración, el consumo de energía del sistema como un todo aumentó.

Uno de los aspectos más importantes de la investigación fue encontrar una relación entre el área de colectores solares y el largo del loop geotérmico. En el período de calefacción, se encontró que para la vivienda específica de estudio ubicada en la región de Ontario, tres colectores solares ayudaron a reducir el largo de intercambiador de calor del sistema en un 15 % comparado con el largo del colector geotérmico del sistema no híbrido. En el caso del período de refrigeración, agregar colectores solares al sistema tuvo un impacto negativo en el desempeño y un aumento de la energía consumida por la bomba de calor. Así, en localidades donde el período de refrigeración es corto comparado con el período de calefacción, el incremento en el consumo de energía por refrigeración no sería significativo comparado con el ahorro por calefacción.

Se realizó un análisis de costos de ciclo de vida del sistema híbrido de calefacción para un

período de 20 años. El estudio mostró que el beneficio económico de la hibridación es pequeño en comparación a la no hibridación, debido al bajo costo de la perforación del terreno. Sin embargo, al aumentar los costos de perforación, se vio que el beneficio económico de hibridar se volvió considerable en comparación al sistema sin hibridar. Esto, ya que al incorporar tres colectores solares al sistema, el largo del colector geotérmico tuvo una disminución de un 15 %.

Se realizó una validación de los resultados obtenidos en TRNSYS a través de la comparación con los datos obtenidos en mediciones del consumo de la bomba de calor y la temperatura de entrada del fluido del colector geotérmico a la bomba de calor. Se verifica una variación del 2,7 al 6 % en los resultados de la simulación con respecto a los datos medidos experimentalmente en años anteriores, y de un 0,01 a 2,7 % con respecto a los datos medidos en el año 2007. Esto concuerda con que las simulaciones se realizaron con los datos climáticos del año 2007.

Se estudió también la variación del clima y su efecto en la viabilidad del sistema híbrido. Se estudiaron seis ciudades de Canadá y se encontró que en general, al aumentar la razón entre la demanda de calefacción y la demanda de refrigeración de la región, la razón entre la reducción del largo del colector geotérmico y el área de colectores solares disminuye. Una mayor razón entre la demanda de calefacción y la demanda de refrigeración de la región indica una mejor viabilidad del sistema híbrido.

Así, el resultado del estudio fue que el sistema híbrido de bomba de calor con colectores solares es una opción factible para calefaccionar viviendas con grandes demandas de calefacción. En este estudio, el almacenamiento de energía térmica en el suelo (debido a que en vez de utilizar el calor de la geotermia, se utiliza la energía térmica de los colectores solares) compensó los costos por perforación que requieren los sistemas no híbridos de bomba de calor geotérmica. Los beneficios económicos dependen del clima como también del costo por perforación en el terreno.

2.2. Evaluación del desempeño y optimización de un sistema híbrido de calefacción

En este trabajo, Si et al. presentó dos opciones de sistemas con bombas de calor geotérmicas y energía solar para calefaccionar, refrigerar y entregar agua caliente sanitaria a un edificio de oficinas con un total de 300 m^2 ubicado en Beijing, China [5]. Los dos sistemas diseñados se muestran en las Figuras 2.2 y 2.3.

En la Figura 2.2, el fluido de trabajo fluye primero a través de los colectores solares y luego entra al intercambiador de calor geotérmico. Cuando la energía solar es abundante y la capacidad de calefacción de los colectores solares es mayor que la demanda de la vivienda, este modo de operación puede almacenar energía solar térmica al terreno y mejorar la tasa de recuperación de la temperatura del suelo.

La Figura 2.3 representa otro tipo de sistema, donde los colectores solares almacenan

energía solar en un tanque de almacenamiento térmico durante el día y liberan este calor durante la noche para recargar el terreno y recuperar la temperatura del suelo.

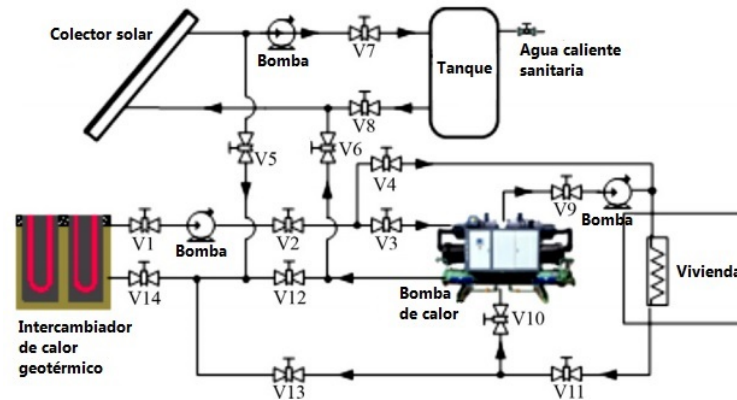


Figura 2.2: Esquema del sistema de calefacción híbrido en serie. Fuente: [5].

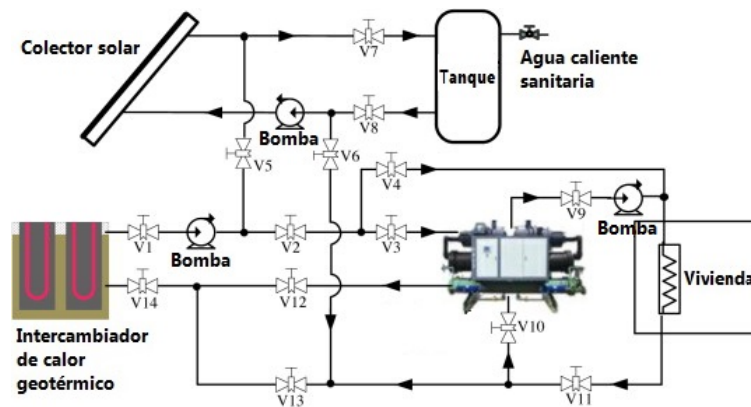


Figura 2.3: Esquema del sistema de calefacción híbrido regenerativo. Fuente: [5].

De acuerdo a los resultados de simulación obtenidos a partir de la operación de calefacción del sistema durante 3 meses en invierno, el desempeño del sistema híbrido de calefacción en serie fue mejor que el desempeño del sistema híbrido regenerativo, en Beijing. Luego de 10 años, la temperatura del suelo disminuyó por $0,8^{\circ}\text{C}$ para el caso del sistema híbrido en serie, $1,6^{\circ}\text{C}$ para el sistema híbrido regenerativo y para el caso no híbrido, fue de $3,1^{\circ}\text{C}$. La capacidad del sistema híbrido en serie para mantener y restaurar la temperatura del suelo fue mejor que el sistema híbrido regenerativo para condiciones climáticas de una región fría, tal como Beijing.

La estrategia de operación del sistema durante las estaciones de transición (otoño y primavera) apaga la bomba de calor y conecta el colector geotérmico directamente a los fan coils de la vivienda. Cuando no hay suficiente luz del sol en la mañana, el sistema no puede satisfacer la demanda térmica por lo que se requieren sistemas auxiliares para suplir la demanda. Aún así, esta estrategia de operación redujo el consumo eléctrico anual en un $20,86\%$ en comparación a no aplicarlo.

La variación del largo del intercambiador de calor tiene mayor influencia en el coeficiente de desempeño del sistema que la variación de área de los colectores solares.

2.3. Aumento del COP de una bomba de calor geotérmica en una vivienda a través del uso de colectores solares térmicos

Girard et al. [9] investigó la factibilidad de lograr un mejor desempeño de una bomba de calor geotérmica al combinarse con colectores solares térmicos para calefaccionar un espacio. Se utiliza una herramienta de simulación de bombas de calor geotérmicas asistidas por energía solar y se presenta el análisis de la influencia de colectores solares en la mejora del desempeño de la bomba de calor. Datos de radiación solar e información climatológica fueron recopilados de 19 ciudades europeas, con el fin de desarrollar las simulaciones de los sistemas de calefacción híbridos de bombas de calor con colectores solares y no híbridos. El esquema del sistema híbrido se muestra en la Figura 2.4.

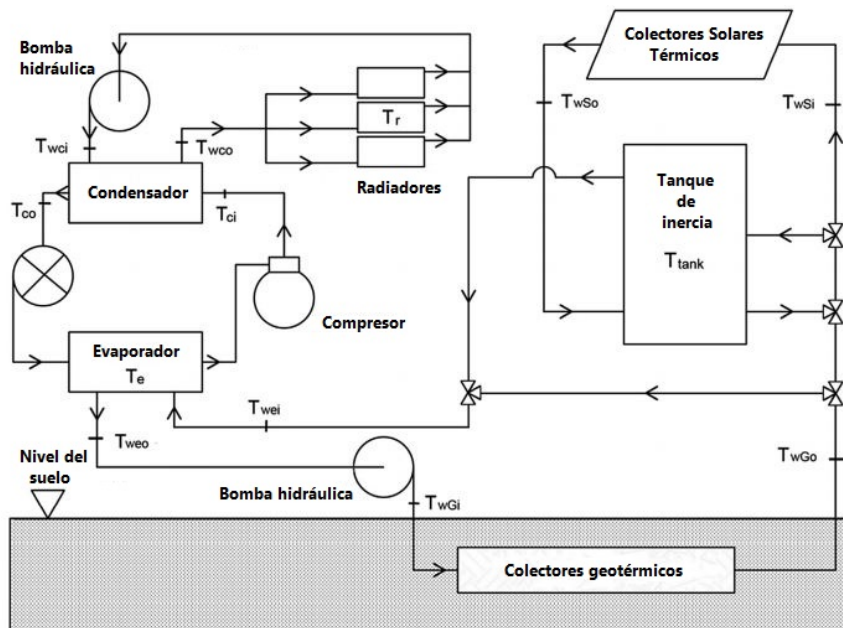


Figura 2.4: Esquema del sistema de calefacción de bomba de calor geotérmica con colectores térmicos solares. Fuente: [9].

El calor captado por los colectores solares es utilizado como prioridad para elevar lo mayor posible la temperatura de entrada del fluido de trabajo al evaporador de la bomba de calor. Luego de entregar el calor a la bomba de calor, el fluido es nuevamente inyectado al intercambiador de calor geotérmico enterrado en trincheras de 2 metros de profundidad. Luego, el fluido alcanza los colectores solares sólo si hay suficiente radiación solar. Por otro lado, el calor extraído desde el terreno es inyectado directamente al evaporador, sin circular hacia los colectores solares térmicos (usándose un by-pass). El tanque de inercia almacena la energía solar extra que no es inyectada al evaporador instantáneamente.

Los coeficientes de desempeño del sistema total variaron en las localidades más del norte y más del sur entre 4,4 y 5,8 para los sistemas híbridos, respectivamente; y entre 4,3 y 5,1 para los sistemas no híbridos, respectivamente. Resultados mostraron que acoplar colectores solares al sistema de calefacción con bomba de calor geotérmica tiene más impacto en la mejora

del desempeño del sistema en regiones beneficiadas de mayor radiación solar. Sin embargo, mayores ahorros en costos de operación son alcanzados en localidades con condiciones de clima más templado.

Tanto el sistema de calefacción híbrido como el sistema no híbrido contribuyen a reducir la huella de carbono en edificios residenciales. Los períodos de retorno del sistema híbrido de calefacción entre las localidades del norte y sur varían entre 8,5 y 23 años, volviéndose una opción económica de calefacción. Los sistemas híbridos de calefacción están más adecuados para localidades de alta radiación solar y climas fríos, tales como las regiones montañosas en el sur de Europa.

2.4. Estudio del diseño de un sistema de bomba de calor geotérmica asistido por energía solar

Recientemente, el uso de sistemas híbridos basados en múltiples fuentes de energía en edificios para asegurar un suministro de energía estable y mejorar el desempeño del sistema ha ganado interés. Entre estos, un sistema de bomba de calor usando energía solar y geotérmica fue desarrollado y varias configuraciones fueron estudiadas. Sin embargo, establecer un método de diseño adecuado para sistemas de bombas de calor asistidas por energía solar (llamados con la sigla SAGHP en inglés, que significa "Solar Assisted Ground Heat Pump") incluyendo un tanque de almacenamiento térmico es complicado y existen algunos estudios cuantitativos sobre configuraciones de sistemas detallados.

El estudio de Min Gyung Yu et al. [10] desarrolló tres métodos de diseño de sistemas SAGHP considerando factores de diseño enfocados en el tanque de almacenamiento térmico. Utilizando un software de simulaciones de comportamiento dinámico (TRNSYS 17), se desarrolló un análisis de desempeño de los sistemas de calefacción y un análisis cuantitativo a largo plazo para sugerir óptimos diseños y métodos de operación. El estudio asumió el modelo de simulación como un edificio de 100 m^2 ubicado en Seoul, Korea. La demanda de calefacción calculada a través de TRNSYS, resultando una demanda peak de $85,13\text{ [W/m}^2\text{]}$ con un temperatura al interior del edificio de 20°C .

Los tres métodos de diseño de sistemas SAGHP están mostrados en las Figuras 2.5, 2.6 y 2.7. Con respecto al primer sistema (Figura 2.5), el colector térmico solar y el intercambiador geotérmico están conectados en paralelo entre sí. En modo de calefacción, la bomba de calor opera dependiendo de la temperatura interna de la vivienda T_{int} . Si $T_{int} > 26^\circ\text{C}$, la bomba de calor para de funcionar; y ésta se enciende nuevamente cuando $T < 22^\circ\text{C}$. Después de un tiempo preestablecido, la bomba de calor se apaga completamente. Mediante esta estrategia de control, la bomba de calor utiliza la fuente de calor más alta entre la fuente solar y geotérmica.

Si la temperatura de la fuente solar es mayor que la de la fuente geotérmica, las válvulas V_1 y V_2 se abren de modo que la bomba de calor reciba calor desde la fuente solar (además de encender las bombas P_1 y P_2). Si la temperatura de la fuente solar es menor que la de la fuente geotérmica, las válvulas V_1 y V_2 se abren hacia la fuente geotérmica.

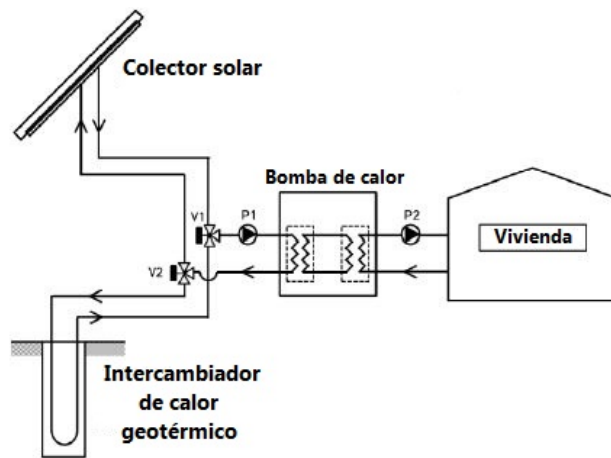


Figura 2.5: Diagrama de un sistema híbrido de calefacción por bomba de calor con captadores geotérmicos y colectores solares en paralelo. Modificación a partir de [10].

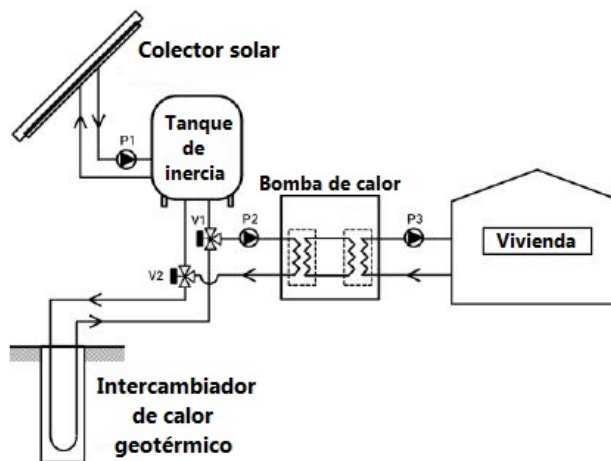


Figura 2.6: Diagrama de un sistema híbrido regenerativo de calefacción por bomba de calor con captadores geotérmicos y colectores solares. Modificación a partir de [10].

El segundo sistema (mostrado en la Figura 2.6, que funciona a través de la regeneración de calor, contiene un tanque de almacenamiento térmico ubicado en el lado de la fuente solar para almacenar la energía solar captada por los colectores térmicos solares. Cuando la temperatura de salida del colector solar es superior a 15°C , se enciende la bomba P_1 y la energía solar se almacena en el tanque de almacenamiento. A diferencia del sistema 1, la fuente de calor más alta se elige entre la fuente geotérmica y el calor solar almacenado en el tanque de almacenamiento. Por lo tanto, la fuente de energía solar estará operativa cuando la temperatura promedio del tanque de almacenamiento sea mayor que la temperatura de la fuente geotérmica. El resto de la estrategia de operación es igual que el sistema 1.

En el tercer sistema presentado en la Figura 2.7, un tanque de almacenamiento térmico es ubicado en el lado de la entrega de calefacción a la vivienda el cual conecta la bomba de calor geotérmica y los colectores solares en paralelo. El sistema funciona dependiendo de la temperatura promedio del tanque de almacenamiento, que está seteada en 60°C . Si la temperatura promedio del tanque es menor a 60°C , la bomba de calor geotérmica se enciende

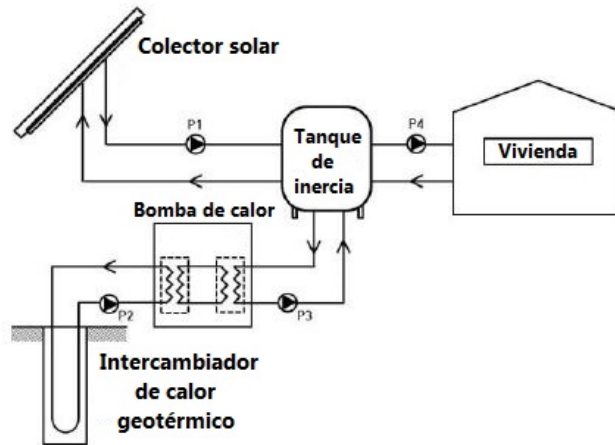


Figura 2.7: Diagrama de un sistema híbrido de calefacción por bomba de calor con captadores geotérmicos y colectores solares. Modificación a partir de [10].

y los colectores solares almacenan la energía solar cuando la temperatura de la fuente solar es mayor a 60°C . Así, la energía térmica que se entrega a la vivienda proviene desde el tanque de almacenamiento.

Luego de un análisis individual a largo plazo del desempeño de los modelos diseñados utilizando simulaciones transientes, se llega a distintas conclusiones. Por un lado, de acuerdo a la tasa de utilización de las fuentes de energía, la mayor utilización de energía solar puede reducir la tasa de extracción de energía desde el suelo. Así, el sistema 2, que contiene un tanque de almacenamiento exclusivamente para la energía solar, logra una menor disminución de la temperatura del terreno con respecto a los otros sistemas, a lo largo del tiempo. Esto significa que el sistema 2 utiliza eficientemente el recurso solar, permitiendo un desempeño mayor del sistema al utilizar el recurso geotérmico.

Considerando diferentes condiciones climáticas, fue determinado que el sistema de calefacción de bomba de calor asistido por energía solar opera eficientemente en zonas de clima fría y alta radiación solar, y que demandan mayor cantidad de calefacción. Al utilizar estos sistemas híbridos se puede reducir los costos operacionales anuales significativamente en comparación a una caldera convencional, pero disminuyen muy poco con respecto a sistemas de calefacción por bombas de calor (no híbridas).

2.5. Estudios realizados en Chile

En Chile, se han realizado investigaciones sobre sistemas de calefacción con utilización de fuentes de energías renovables. R. Rosa realizó su trabajo de tesis [11] donde muestra el diseño de un sistema de calefacción con piso radiante para una edificación en Puerto Montt, formado por una bomba de calor conectada a un intercambiador geotérmico horizontal cerrado como sistema de captación. Analiza su implementación y lo evalúa económicamente con respecto a un sistema de calefacción a base de caldera a gas y caldera de petróleo. El diseño del intercambiador geotérmico, conectado a la bomba de calor de $10,2 \text{ kW}$ de

capacidad seleccionada para cubrir las necesidades de calor de la edificación, resultó con una tubería HDPE de 1,5 pulgadas de diámetro y 336 metros de longitud, en una configuración en serie, dispuesta como ida y vuelta en una única zanja a 1,8 y 1,2 metros de profundidad, respectivamente.

El sistema de calefacción geotérmica resultó ser eficiente para abastecer la demanda térmica a través de losa radiante, puesto que entrega una temperatura adecuada, con un gasto de energía menor que las calderas a gas y a petróleo. El ahorro económico que genera la utilización del sistema geotérmico frente a las calderas a gas y petróleo, no logró amortizar en el tiempo la gran inversión que significa la calefacción geotérmica, en parte debido a los precios actuales de los combustibles gas, petróleo y electricidad, y el costo de los equipos. Por lo tanto no se consideró rentable su uso para los requerimientos específicos de la aplicación.

El estudio de R. Rosa insta a cuestionarse qué pasará con sistemas geotérmicos con otras aplicaciones o demandas. N. Hurtado [12] estudió la viabilidad técnico-económica de implementar un sistema de climatización a través de bombas de calor geotérmicas en invernaderos ubicados en la región de Aysén, donde el sistema de captación consistió en un colector geotérmico horizontal. El estudio arroja como resultado que es técnicamente viable de implementar, necesitándose únicamente el terreno suficiente en donde sea enterrado el colector horizontal. Con respecto al aspecto económico, el sistema no es rentable cuando el cultivo requiere de temperatura sobre los 25°C durante el día (altos costos por energía). Para cultivos de menor temperatura, el sistema si resulta ser rentable, y logra ser más eficiente que sistemas convencionales como la calefacción eléctrica y a gas. Debido a la alta inversión que posee un tipo de sistema así, resulta difícil justificarlo económicamente para una implementación en un invernadero. Pero si el proyecto posee un subsidio resulta en un proyecto sumamente atractivo, debido al valor social agregado que posee.

Los dos trabajos anteriores tienen la particularidad que utilizan sólo la energía geotérmica como fuente de energía para los sistemas de calefacción (constituyéndose como sistemas no híbridos, en el sentido de que no integran otra fuente de energía para el suministro de calor). Han existido otros trabajos de diseño de sistemas no híbridos a base de energías renovables, tales como el trabajo de B.Ortega [13], que evaluó un sistema de climatización con bomba de calor geotérmica para una casa representativa con diferentes climas en Chile. Mediante valorización de variables, técnicas y económicas, concluyó que Punta Arenas obtiene la mejor calificación para la implementación de bombas de calor con intercambiadores de calor geotérmicos horizontales, instalados a 1,5 [m] de profundidad y con ventiloconvectores como sistema de distribución.

Otro trabajo que se enfocó en el aprovechamiento de la energía geotérmica fue el trabajo de tesis de M. Vielma [14], que estudió el diseño e integración de energía geotérmica de baja entalpía aplicada a proyectos de construcción residencial, en específico viviendas unifamiliares en Puerto Montt y Santiago. Los dos sistemas geotérmicos de estudio fueron un sistema abierto con uso de agua subterránea y un sistema cerrado de pozo vertical en U. Se concluyó que el sistema de radiadores no es el más adecuado para la distribución en la vivienda, debido a la gran cantidad de área y cantidad de equipos necesarios para suplir la demanda. Se estudia el sistema a base de Fan Coils como una alternativa más adecuada. Los sistemas geotérmicos son factibles técnicamente, pero son poco atractivos económicamente debido a su alto costo

de inversión (alto costo de las perforaciones). Se insta a realizar una modificación a la Ley N°19.657 sobre concesiones geotérmicas o bien realizar una nueva Ley que permita potenciar el desarrollo de la geotermia de baja entalpía en Chile.

Todos los trabajos anteriores han mostrado que aprovechar la energía geotérmica es una opción factible para las aplicaciones estudiadas, pero económicamente se ha visto que los costos de inversión de los proyectos geotérmicos hagan de éstos opciones poco interesantes para implementarse. Por otro lado, se ha visto en los trabajos de las secciones 2.1, 2.2, 2.3 y 2.4 que apoyar con energía solar una bomba de calor geotérmica puede ser más atractivo económicamente. Los ahorros en energía gracias al aprovechamiento de energía térmica solar a través de colectores solares integrados al sistema de calefacción con bomba de calor geotérmica pudieron compensar los altos costos de inversión que conllevaron los sistemas híbridos diseñados. Por otro lado, incorporar colectores solares permitió disminuir el largo del colector geotérmico, y así disminuir el costo de inversión por perforaciones [4].

F. Pardo [15] realizó un estudio de factibilidad técnica-económica de bombas de calor geotérmicas con apoyo solar para calefacción de edificios en 4 localidades de Chile: La Serena, Santiago, Osorno y Coyhaique. El diseño consideró piso radiante para los edificios, un sistema de captación geotérmico vertical cerrado conectado a la bomba de calor y colectores térmicos solares conectados a un depósito de inercia. Los proyectos de calefacción con bombas de calor geotérmicas sin apoyo solar tuvieron inversiones iniciales 5 veces más grandes que las de los proyectos con caldera a gas. Sin embargo, los costos operacionales de los proyectos con caldera a gas fueron 2,7 veces más altos que los de los proyectos con bombas de calor geotérmicas. En el largo plazo, los menores costos operacionales de los sistemas con bombas de calor geotérmicas permitieron recuperar la inversión diferencial respecto al sistema con caldera a gas. Por otro lado, los sistemas geotérmicos con apoyo solar disminuyeron la inversión inicial en un 2,7% y sus costos operacionales en un 2,5%, respecto al caso con sólo geotermia.

Desde el punto de vista de la rentabilidad de los proyectos que utilizaron sólo geotermia se evidencia que tendieron a ser más rentables en las ciudades ubicadas más al sur de este estudio, mientras que en La Serena la tecnología no parece ser rentable. La inclusión de apoyo solar aumentó la rentabilidad de todos los proyectos no híbridos, a excepción del caso de un edificio de 3 pisos ubicado en La Serena. Los proyectos de calefacción con bombas geotérmicas y apoyo solar serían más rentables que los proyectos de calefacción con caldera a gas, en el largo plazo, para las ciudades ubicadas en las regiones más australes de Chile, con una tendencia al aumento de la rentabilidad mientras más al sur se encuentre la ciudad.

Dado los pocos trabajos de hibridización de sistemas de calefacción geotérmica en Chile, un país donde el potencial solar está presente en distintas regiones y el potencial geotérmico se puede encontrar en tan sólo dos metros de profundidad, es que se encuentra una oportunidad de trabajo de investigación. Con los estudios que se han encontrado alrededor del mundo con respecto a la hibridización y los resultados de factibilidad técnica-económica, esta tesis ha encontrado un tema de investigación enfocada en un sistema de calefacción híbrido geotérmico-solar para una vivienda en Chile. Se quiere analizar si es conveniente técnica y económicamente este tipo de sistemas en la localidad de Melipilla, Chile.

Según [4] y [9], se vio que las zonas estudiadas que requieren mayor calefacción, obtienen mayor ahorro por energía consumida y así, la viabilidad del sistema híbrido aumenta. Así, el

clima afecta en el beneficio económico que puede entregar el sistema. Se encontró en [9] y en [10] que considerando diferentes condiciones climáticas, el sistema de calefacción de bomba de calor asistido por energía solar opera más eficientemente y es más interesante económicamente en zonas de clima fría y alta radiación solar, cuando demanda mayor cantidad de calefacción y tiene más disponibilidad de energía solar. Así, se quiere estudiar si el clima en Melipilla logra hacer de un sistema híbrido geotérmico solar un sistema conveniente para calefaccionar una vivienda unifamiliar.

Cuando los colectores geotérmicos son del tipo verticales, el sistema puede verse beneficiado al reinyectar energía al suelo [5]; sin embargo, si los colectores geotérmicos son de tipo horizontales, la poca profundidad del sistema no posee la misma inercia para conservar la energía reinyectada y el efecto de mantener la temperatura en el terreno es menor. Lo mismo se puede pensar con la hibridización, ya que al incorporar energía solar al sistema, el terreno puede recuperar su temperatura de mejor forma al no demandarse tanta energía geotérmica. El efecto de la hibridización se podría ver mejor en sistemas con colectores verticales que con horizontales. Este aspecto también motiva en este trabajo de tesis a estudiar qué ocurre con la hibridización cuando se utilizan colectores geotérmicos horizontales para calefaccionar una vivienda unifamiliar.

Capítulo 3

Antecedentes

En este capítulo se presenta el marco teórico abordado durante el desarrollo de la memoria. En la primera parte se muestran los antecedentes teóricos respecto al cálculo de la demanda térmica en viviendas. Luego se explica el procedimiento de diseño hidráulico aplicado a los sistemas diseñados. A continuación se presentan los antecedentes teóricos de las bombas de calor, intercambiador de calor geotérmico, sistema de distribución por piso radiante, colectores solares y caldera a gas. Finalmente se entregan algunos antecedentes respecto de la evaluación del coeficiente de desempeño estacional y el análisis de costos de ciclo de vida de un sistema de calefacción.

3.1. Demanda térmica de la vivienda

Las viviendas están sujetas a flujos de energía todo el tiempo. Un balance de energía muestra las ganancias y pérdidas que experimenta una vivienda, donde las ganancias son aquellos flujos de calor que entran a la casa, y las pérdidas son aquellos que salen de ella. Si se desea que la vivienda llegue a un equilibrio térmico y se mantenga a una temperatura de confort estable, entonces se debe suplir la demanda de calefacción tal que el balance de energía sea cercano a cero.

Los flujos de calor que experimenta la vivienda ocurren a través de los mecanismos de transferencia de calor: conducción, convección y radiación. Cada una de ellas es un fenómeno distinto y varían durante el año, según las condiciones climáticas, las características constructivas de la vivienda y el tipo de suelo.

3.1.1. Datos climatológicos

El cálculo de la demanda térmica transiente de calefacción de una vivienda depende de los datos climatológicos de la localidad de emplazamiento. Entre estos datos están [16]:

- Temperatura ambiente
- Humedad relativa
- Temperatura efectiva del cielo

- Temperatura del suelo
- Velocidad del viento

Además, la demanda térmica de calefacción depende de datos de radiación solar, como son [17]:

- Radiación difusa en horizontal
- Radiación directa en horizontal
- Radiación directa normal
- Radiación global en horizontal
- Ángulo de incidencia de radiación directa en superficie horizontal
- Radiación difusa, directa y global en superficies externas de la vivienda
- Ángulo de incidencia de la radiación directa en superficies inclinadas
- Inclinación de la superficie con respecto a la horizontal

Se mencionan distintos tipos de radiación: la radiación directa es aquella recibida desde el sol sin ser dispersada por la atmósfera. La radiación difusa, en cambio, si es dispersada por la atmósfera antes de llegar a la superficie. La suma de las radiaciones directa y difusa da lugar a la radiación total o global. Si bien no se menciona, hay otro tipo de radiación: la radiación reflejada. Esta radiación es aquella que incide en un área vecina o suelo y luego por reflexión llega a la superficie en cuestión. También, se considera la radiación directa normal, y como su nombre lo indica, es aquella radiación directa que incide perpendicularmente al área de estudio [18]. Las Figuras 3.1 y 3.2 presentan estos tipos de radiación.

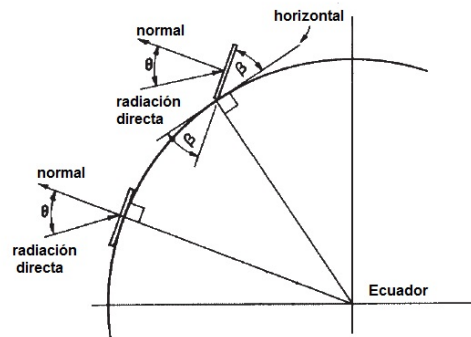


Figura 3.1: Tipos de radiación. Modificación a partir de [18].

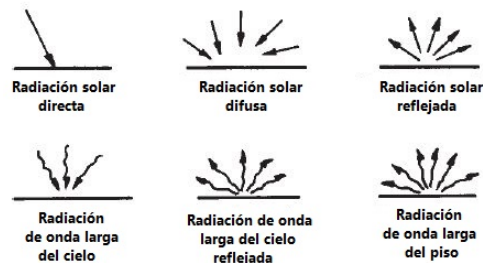


Figura 3.2: Radiación de onda larga y de onda corta. Modificación a partir de [18].

Para ver las ecuaciones y el procedimiento teórico de TRNSYS para obtener el cálculo de radiación en las distintas superficies de la vivienda, ver el Anexo A.

Temperatura efectiva del cielo

Con la temperatura efectiva del cielo, el intercambio de calor por radiación de onda larga entre las superficies externas y la atmósfera puede ser calculado. Para este cálculo, se asume que el cielo es una superficie negra ideal.

El factor de nubosidad F_{nubes} puede ser determinado como

$$F_{nubes} = \left[\left(1,4286 \cdot \frac{I_d}{I} \right) - 0,3 \right]^{0,5} \quad (3.1)$$

donde I es la radiación global en superficie horizontal y I_d es la radiación difusa en superficie horizontal, ambas en unidades de $[W/m^2]$ [17]. La presión atmosférica p_{atm} es determinada de acuerdo a la fórmula de altura barométrica para la locación en cuestión, y está dada por

$$p_{atm} = p_o \cdot \exp \left(\frac{\rho_o \cdot g \cdot h}{p_o} \right) \quad (3.2)$$

donde ρ_o es la densidad del aire en $[kg/m^3]$, p_o es la presión barométrica en $[Pa]$, g es la aceleración de gravedad igual a $9,8 [m/s^2]$ y h es la altura barométrica en $[m]$.

La emisividad del cielo descubierto ε_o puede ser determinada por la temperatura de saturación T_{sat} correspondiente a las condiciones ambiente (temperatura y humedad del aire) como

$$\varepsilon_o = 0,711 + 0,005 \cdot T_{sat} + 7,3 \cdot 10^{-5} \cdot T_{sat}^2 + 0,013 \cdot \cos \left(\frac{2 \cdot \pi \cdot t}{24} \right) + 12 \cdot 10^{-5} \cdot (p_{atm} - p_o) \quad (3.3)$$

donde la variable t corresponde a la hora del día, p_{atm} es la presión atmosférica y p_o es la presión barométrica [17]. Así, la temperatura efectiva del cielo T_{cielo} puede ser definida como

$$T_{cielo} = T_{amb} \cdot (\varepsilon_o + 0,8 \cdot (1 - \varepsilon_o) \cdot F_{nubes})^{0,25} \quad (3.4)$$

donde T_{amb} es la temperatura ambiente en $^{\circ}C$ [17].

3.1.2. Temperatura del subsuelo

La energía aportada por la radiación solar, precipitaciones y otros efectos atmosféricos es transferida a y desde la superficie de la tierra diariamente. Esto produce un equilibrio

térmico que tiene como consecuencia que la tierra a profundidades de aproximadamente 10 metros mantenga su temperatura constante, aproximadamente a la temperatura media anual del aire ambiente (Figura 3.3). En las profundidades comprendidas entre la superficie y estos 10 metros, la temperatura de la tierra varía dependiendo de la profundidad y de las características del tipo de suelo: conductividad, difusividad, calor específico, etc. [3].

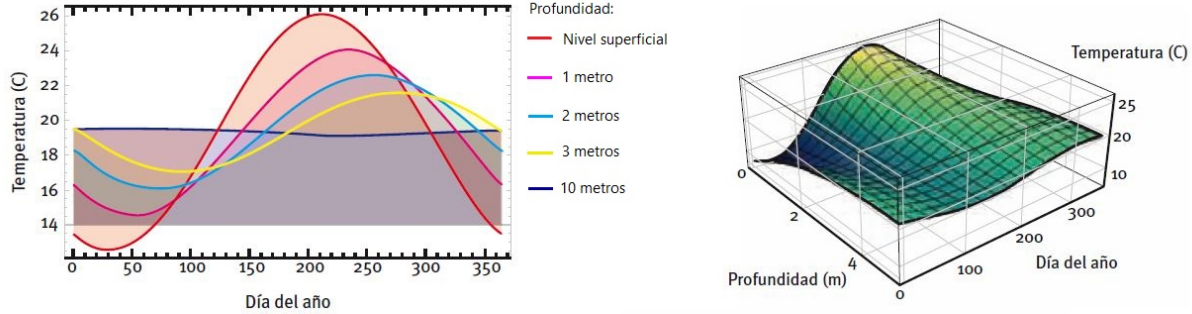


Figura 3.3: Variación de la temperatura de la tierra en función de la profundidad y el tiempo. Modificación a partir de [3].

La Figura 3.3 muestra a la izquierda la evolución estacional de las temperaturas a través de un año, y a distintas temperaturas. A medida que se incrementa la profundidad, la amplitud de las oscilaciones térmicas es menor. A la derecha se puede ver un gráfico tridimensional de esta misma situación.

Un método para calcular la evolución de la temperatura del terreno es a través del modelo de Kasuda [17]. El modelo de Kasuda entrega el valor de la temperatura imperturbable del suelo en función del tiempo en un año y la profundidad bajo la superficie, y se define como

$$T(z, t) = T_{med} - T_{amp} \cdot \exp \left[-z \cdot \left(\frac{\pi}{365 \cdot \alpha} \right)^{0,5} \right] \cdot \cos \left\{ \frac{2 \cdot \pi}{365} \cdot \left[t - t_o - \frac{z}{2} \cdot \left(\frac{365}{\pi \cdot \alpha} \right)^{0,5} \right] \right\} \quad (3.5)$$

donde T es la temperatura del suelo en el tiempo t y a una profundidad z , en $[\text{°C}]$, z es la profundidad a la cual que se quiere medir la temperatura del suelo en $[m]$, t es el tiempo en $[\text{días}]$, t_o es el desfase en $[\text{días}]$, T_{med} es la temperatura media anual del suelo en $[\text{°C}]$ (a una profundidad en donde no son perceptibles las variaciones de temperatura, de hasta 100 metros) y se aproxima a la temperatura media anual del aire, T_{amp} es la oscilación de la temperatura superficial en $[\text{°C}]$, que según TRNSYS es la diferencia entre la temperatura máxima y la temperatura del suelo durante el año y α es la difusividad térmica del suelo en $[m^2/\text{día}]$, que depende del tipo de suelo y su contenido de agua.

3.1.3. Intercambio de calor

Como se dijo anteriormente, en la vivienda se producen los tres tipos de transferencia de calor: conducción, convección y radiación. A continuación se detalla cómo se produce cada uno de estos fenómenos.

Convección

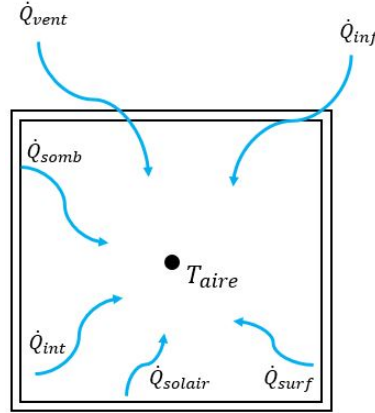


Figura 3.4: Intercambio de calor por convección en una vivienda. Modificación a partir de [16].

El intercambio de calor por convección se puede ver en la Figura 3.4, que representa de manera simple la vivienda (de sólo 1 zona térmica) sometida al intercambio de flujos de calor. Cada uno de los flujos mostrados en esta figura se explican a continuación:

- \dot{Q}_{vent} es el intercambio de calor por convección a través de ventilaciones (en unidades de $[W]$) como las emitidas por equipos de climatización, dado por

$$\dot{Q}_{vent} = \dot{V} \cdot \rho \cdot c_p \cdot (T_{vent} - T_{aire}) \quad (3.6)$$

$$\dot{Q}_{vent} = \dot{m}_{vent} \cdot c_p \cdot (T_{vent} - T_{aire}) \quad (3.7)$$

El flujo másico de aire \dot{m}_{vent} (en unidades de $[kg/h]$) se calcula como

$$\dot{m}_{vent} = \rho \cdot V_{zona} \cdot ACH_{vent} \quad (3.8)$$

donde ρ es la densidad del aire en $[kg/m^3]$, V_{zona} es el volumen de la zona térmica en $[m^3]$ y ACH_{vent} es la tasa de ventilación en $[1/h]$ [16].

- \dot{Q}_{inf} es el intercambio de calor por infiltraciones en unidades de $[W]$ (flujo de aire que ingresa a la vivienda desde el exterior) dado por

$$\dot{Q}_{inf} = \dot{V} \cdot \rho \cdot c_p \cdot (T_{ext} - T_{aire}) \quad (3.9)$$

$$\dot{Q}_{inf} = \dot{m}_{inf} \cdot c_p \cdot (T_{ext} - T_{aire}) \quad (3.10)$$

El flujo másico \dot{m}_{inf} se calcula (en unidades de $[kg/h]$) como:

$$\dot{m} = \rho \cdot V_{zona} \cdot ACH \quad (3.11)$$

donde ρ es la densidad del aire en $[kg/m^3]$, V_{zona} es el volumen de la zona térmica en $[m^3]$ y ACH es la tasa de infiltración en $[1/h]$ [16].

La tasa de infiltración se define por:

$$ACH = 0,2 + 0,2 \cdot USO \quad (3.12)$$

donde el término USO es 1 o 0, dependiendo del horario del día. Para los horarios donde las personas se encuentran en la vivienda, el término toma el valor de 1 y para los horarios donde está vacía, el valor es 0. Esto porque se toma en consideración el aumento de infiltraciones que ocurre cuando las personas se encuentran en la casa, ya sea por apertura de puertas o ventanas [16].

- \dot{Q}_{somb} es la radiación solar absorbida por persianas, cortinas, etc y que es transmitida inmediatamente al aire interior como una ganancia por convección. Tiene unidades de $[W]$.
- \dot{Q}_{int} son las ganancias convectivas internas (por personas, equipos, iluminación, etc.). Tiene unidades de $[W]$.
- \dot{Q}_{surf} es el flujo de calor intercambiado por convección con superficies. Tiene unidades de $[W]$.

Un flujo de calor por convección se puede calcular por:

$$Q_{conv} = h_{conv} \cdot A \cdot \Delta T \quad (3.13)$$

donde h_{conv} es el coeficiente convectivo en $[W/m^2 \cdot K]$, A es el área transversal a la dirección del flujo de calor en $[m^2]$ y ΔT es la diferencia de temperatura.

Para superficies verticales exteriores de una vivienda, se definen los coeficientes de calor por convección por

$$h_{conv,vert,ext} = 11,4 + 0,392 \cdot v \quad (3.14)$$

donde $h_{conv,vert,ext}$ está en unidades de $[W/m^2 \cdot K]$ y v es la velocidad del aire en $[m/s]$ [19].

Para las superficies verticales interiores se define el coeficiente de transferencia de calor convectivo como

$$h_{conv,vert,int} = 1,5 \cdot (T_{sup} - T_{air})^{0,25} \quad (3.15)$$

donde $h_{conv,vert,int}$ está en unidades de $[W/m^2 \cdot K]$, T_{sup} es la temperatura de la superficie vertical al interior en $[^\circ C]$ y T_{air} es la temperatura del aire al interior de la vivienda en $[^\circ C]$ [17].

Para superficies interiores horizontales, el coeficiente convectivo de transferencia de calor debido a la diferencia entre la temperatura de la superficie T_{sup} y la temperatura del aire cerca de ella T_{aire} es calculada como

$$h_{conv,horiz} = 2,11 \cdot (T_{sup} - T_{aire})^{0,31} \quad (3.16)$$

Para la Ecuación 3.16, se asume que la temperatura de la superficie T_{sup} es mayor que la temperatura del aire T_{aire} [19]. Si la temperatura de la superficie es menor que la temperatura del aire, el coeficiente convectivo se define como

$$h_{conv,horiz} = 1,87 \cdot (T_{sup} - T_{aire})^{0,25} \quad (3.17)$$

Las Ecuaciones 3.16 y 3.17 entregan el coeficiente convectivo en unidades de $[W/m^2 \cdot K]$. Para superficies exteriores horizontales como el techo, el coeficiente convectivo se define igual que para una superficie exterior vertical. Para una superficie exterior como el piso, se deja el coeficiente convectivo igual a cero, ya que la construcción del piso se conecta directamente al suelo y por tanto el intercambio sólo se considera por conducción (no hay flujo de aire u otro fluido, sólo materiales sólidos).

El sentido de las flechas (entrando a la vivienda) en la Figura 3.4 es meramente ilustrativo, pudiendo en realidad entrar o salir dependiendo de si la zona térmica está a mayor o menor temperatura que el elemento con que está intercambiando el flujo de calor, exceptuando \dot{Q}_{somb} , que es un flujo de calor que siempre entra o es cero, dependiendo de si hay radiación solar o no.

El flujo total por convección (en unidades de $[W]$) en la vivienda es

$$\dot{Q}_{conv} = \dot{Q}_{vent} + \dot{Q}_{inf} + \dot{Q}_{int} + \dot{Q}_{somb} + \dot{Q}_{surf} \quad (3.18)$$

Radiación

El fenómeno de radiación dentro de la vivienda se da entre las distintas superficies de la vivienda (paredes, techo, piso, etc), ganancias por radiación solar, ganancias en las superficies gracias a elementos radiantes internos (como el piso radiante) e intercambio radiativo entre las superficies y algún equipo emisor de radiación. Este fenómeno se puede ver en la Figura 3.5.

La ganancia radiativa $\dot{Q}_{r,p}$ de una superficie p (en unidades de $[W]$) está dada por

$$\dot{Q}_{r,p} = \dot{Q}_{r,sol} + \dot{Q}_{r,equipo} + \dot{Q}_{r,superf} + \dot{Q}_{gananciapared} \quad (3.19)$$

donde $\dot{Q}_{r,p,sol}$ es la radiación solar en $[W]$ que pasa a través de ventanas y que es recibida por una superficie p; $\dot{Q}_{r,p,equipo}$ es la radiación en $[W]$ emitida por un elemento radiativo, como un radiador, y que es recibida por una superficie p; $\dot{Q}_{r,p,superf}$ es el intercambio radiativo neto en $[W]$ entre una superficie p y las demás superficies dentro de la vivienda y $\dot{Q}_{r,p,gananciapared}$ es la radiación en $[W]$ ganada por una superficie p debido a un elemento radiativo interno, como un piso radiante [16].

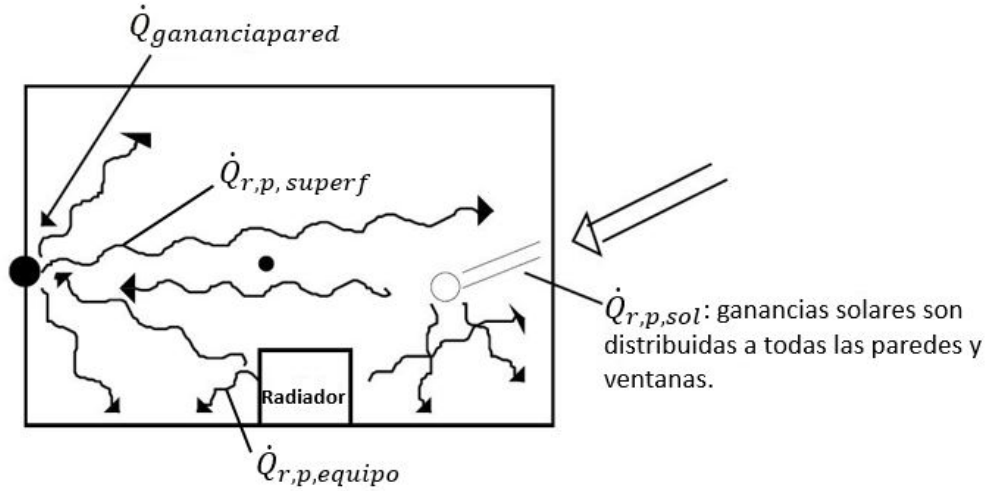


Figura 3.5: Intercambio de calor por radiación en vivienda. Modificación a partir de [16].

La energía que emite una superficie en forma de calor radiante depende de su temperatura absoluta y de sus características. Un radiador perfecto o cuerpo negro genera un flujo de energía radiante desde su superficie por unidad de tiempo Q_r dada por

$$Q_r = \sigma \cdot A \cdot T^4 \quad (3.20)$$

donde A es el área de la superficie en $[m^2]$, T es su temperatura en $[^\circ K]$ y σ es la constante de Stefan-Boltzmann igual a $5,67 \cdot 10^{-8} [W/m^2 \cdot K^4]$ [20].

Si el cuerpo no es negro, sino que gris, la Ecuación 3.20 se transforma en

$$Q_r = \varepsilon \cdot \sigma \cdot A \cdot T^4 \quad (3.21)$$

donde ε es la emitancia de la superficie gris.

El flujo de calor radiante neto intercambiado entre dos cuerpos a temperatura distinta está dado por

$$Q_r = \sigma \cdot A_1 \cdot F_{1-2} \cdot (T_1^4 - T_2^4) = \sigma \cdot A_2 \cdot F_{2-1} \cdot (T_1^4 - T_2^4) \quad (3.22)$$

donde A_1 y A_2 son las áreas de los cuerpos 1 y 2, respectivamente, en $[m^2]$ y F_{1-2} y F_{2-1} son los factores de visión del cuerpo 1 al cuerpo 2 y del cuerpo 2 al cuerpo 1, respectivamente.

Conducción

El fenómeno de conducción más representativo es el que ocurre a través de las paredes exteriores de las viviendas, como muestra la Figura 3.6. El lado exterior de la vivienda, con una temperatura $T_{p,ext}$ recibe un flujo de calor por convección $\dot{Q}_{c,p,ext}$ y radiación $\dot{S}_{r,p,ext}$

(radiación solar y radiación de onda larga desde superficies exteriores) desde el medio ambiente, que está a una temperatura T_{amb} . La pared exterior, gracias a su temperatura, emite radiación hacia el exterior ($\dot{Q}_{r,p,ext}$).

Luego, el flujo de energía recibido por la pared en su lado exterior se transmite a través de ella por conducción ($\dot{Q}_{cd,p,ext}$) hacia el lado interior ($\dot{Q}_{cd,p,int}$).

El lado interno de la pared exterior (que se encuentra a una temperatura $T_{p,int}$) entrega el calor al ambiente de la casa a través de convección ($\dot{Q}_{c,p,int}$) y radiación ($\dot{Q}_{r,p,int}$), y recibe radiación desde el ambiente interior ($\dot{S}_{r,p,int}$).

Como se puede apreciar en la Figura 3.6, la conducción implica un flujo de calor, que se da siempre en la dirección hacia la zona de menor temperatura.

De acuerdo a la ley de Fourier, que es la ley fundamental que gobierna la transferencia de calor por conducción, la conducción se puede describir por

$$Q_x = -K \cdot A \cdot \frac{dT}{dx} \quad (3.23)$$

donde Q_x es la tasa de transferencia de calor en el eje X en [W], A es el área perpendicular a la dirección X en [m^2], K es la conductividad térmica del material donde se produce el flujo de calor en [$W/m \cdot K$] y $\frac{dT}{dx}$ es el gradiente de temperatura en la dirección X [19].

La Ecuación 3.23 también se puede aplicar a las direcciones Y y Z.

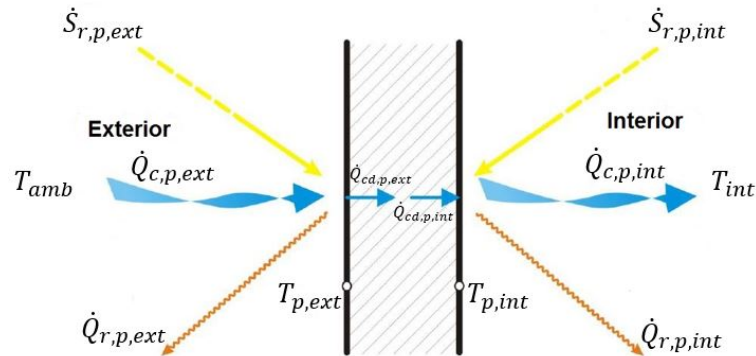


Figura 3.6: Intercambio de calor por conducción en superficies exteriores de una vivienda. Modificación a partir de [16].

La conducción se produce en sólidos como paredes y ventanas, pero en estas últimas en general es muy baja dado que la conductividad térmica del vidrio es baja también [20]. Una ventana es considerada térmicamente como una pared externa sin masa térmica, parcialmente transparente a las ganancias por radiación solar pero opaca a las ganancias internas de radiación de onda larga [16].

Muchos problemas prácticos de transferencia de calor abarcados en las construcciones de viviendas involucran dos o más modos de transferencia de calor. La pared externa de la vivien-

da recibe calor desde el exterior, ya sea por convección a través del aire, como por radiación desde objetos que se encuentran fuera de la vivienda. Luego es transferido por conducción a través de las distintas capas de la pared y finalmente se transmite al ambiente interior por convección y radiación. Para representar este fenómeno donde se presentan diferentes modos de transferencia de calor en un mismo problema, se define el concepto de transmitancia térmica. Por ejemplo, la transmitancia térmica (o Valor-U) de una pared formada por 3 capas de material distinto (como la que muestra la Figura 3.7) se calcula a partir de los coeficientes de convección, radiación y conducción [19], como se describe en la siguiente ecuación

$$U_o = \left(\frac{1}{h_o} + \frac{L_1}{k_1} + \frac{L_2}{k_2} + \frac{L_3}{k_3} + \frac{1}{h_i} \right)^{-1} \quad (3.24)$$

donde L_1 , L_2 y L_3 son los espesores de cada capa en $[m]$; k_1 , k_2 y k_3 son las conductividades térmicas en $[W/m \cdot K]$; h_o y h_i son los coeficientes convectivos de los lados internos y externos de la pared en $[W/m^2 \cdot K]$.

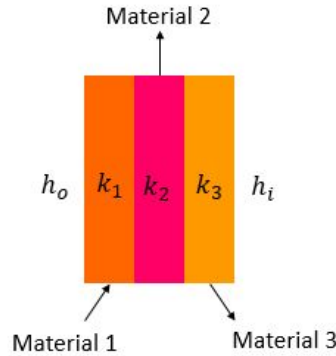


Figura 3.7: Pared formada por tres capas de distinto material, los coeficientes h son los coeficientes de convección y los coeficientes k son las conductividades térmicas de los materiales. Elaboración propia.

Así, se pueden describir los fenómenos de conducción y convección juntos en una misma ecuación, gracias al concepto de transmitancia térmica. Por último, la transferencia de calor se obtiene como

$$\dot{Q} = U_o \cdot A \cdot (T_{ext} - T_{int}) \quad (3.25)$$

donde U_o es la transmitancia térmica del sólido en $[W/m^2 \cdot K]$, A es el área perpendicular a la dirección del flujo de calor en $[m^2]$, T_{ext} es la temperatura exterior de la vivienda en $[^\circ C]$ y T_{int} es la temperatura interior de la vivienda en $[^\circ C]$.

3.1.4. Balance energético

Realizando un balance de todos los flujos de energía en la vivienda, incluyendo convección y radiación, se obtiene que

$$\dot{Q}_{bal} = \dot{Q}_{aire} + \dot{Q}_{cal} + \dot{Q}_{ref} + \dot{Q}_{inf} + \dot{Q}_{vent} + \dot{Q}_{ady} + \dot{Q}_{int} + \dot{Q}_{suprad} + \dot{Q}_{sol} + \dot{Q}_{trans} \quad (3.26)$$

donde \dot{Q}_{bal} es el balance de energía para la zona térmica (debiera ser siempre cercano a cero para lograr una temperatura estable); \dot{Q}_{aire} el cambio de la energía interna del aire de la zona (considerando la capacitancia del aire) por intercambio de flujo de energía con el exterior de la vivienda a través de la envolvente; \dot{Q}_{cal} la potencia de calefacción; \dot{Q}_{ref} la potencia de refrigeración; \dot{Q}_{inf} las ganancias (o pérdidas) por infiltración; \dot{Q}_{vent} las ganancias (o pérdidas) por ventilación; \dot{Q}_{ady} las ganancias (o pérdidas) debido a una zona térmica adyacente; \dot{Q}_{int} las ganancias internas (convectivas y radiativas); \dot{Q}_{suprad} las ganancias debido a una superficie radiante (convectivas y radiativas); \dot{Q}_{sol} las ganancias de la zona térmica por radiación solar y \dot{Q}_{trans} las ganancias (o pérdidas) por transmisión a través de la envolvente. Todos estos flujos se expresan en unidades de $[kJ/hr]$.

Para este trabajo de tesis, no se consideran todos los flujos de energía mencionados anteriormente, mientras que otros flujos de energía son muy pequeños con respecto a otros. En la sección de desarrollo 4.6 se especifican los flujos de energía considerados en la vivienda de estudio.

3.1.5. Obtención de demanda térmica

Si el balance energético se aproxima a cero, las condiciones de temperatura en la vivienda se mantienen estables. Despejando la variable \dot{Q}_{cal} de la Ecuación 3.26, se puede obtener la demanda térmica de la vivienda para mantenerla en condiciones estables y confortables

$$\dot{Q}_{cal} = -\dot{Q}_{aire} - \dot{Q}_{ref} - \dot{Q}_{inf} - \dot{Q}_{vent} - \dot{Q}_{ady} - \dot{Q}_{int} - \dot{Q}_{suprad} - \dot{Q}_{sol} - \dot{Q}_{trans} \quad (3.27)$$

3.2. Diseño hidráulico

Todos los sistemas de calefacción requieren una selección de diámetros, largos de tuberías, definir las pérdidas de carga para la selección de la bomba hidráulica. Por tanto, este capítulo presenta los aspectos relacionados con el diseño hidráulico del sistema de calefacción.

3.2.1. Pérdidas de carga en tuberías

Teniendo el dato de caudal en una tubería y la velocidad media del fluido, es posible dimensionar el diámetro interior asociado a la tubería

$$D_{int} = \sqrt{\frac{4 \cdot Q}{v \cdot \pi}} \quad (3.28)$$

donde D_{int} es el diámetro interno de la tubería en $[m]$, Q es el caudal volumétrico que pasa por la tubería en $[m^3/s]$ y v es la velocidad del fluido al interior de la tubería en $[m/s]$.

Por lo general, un diámetro de tubería se calcula considerando que la velocidad del fluido debe ser menor a 2 $[m/s]$ si la tubería se encuentra el interior de una localidad habitada, y menor a 3 $[m/s]$ si la tubería se encuentra al exterior o es de distribución principal [21]. Se sugiere considerar el rango ideal de pérdidas de carga, que son de 1 a 3 m.c.a. por cada 100 pies (30,48 metros) [11].

Las pérdidas de carga del fluido en las tuberías se determina con la fórmula de Fair-Whipple-Hsiao según la temperatura del fluido [21]

$$h_r = 676,745 \cdot \frac{Q^{1,751}}{D^{4,753}} \quad (3.29)$$

$$h_r = 545,045 \cdot \frac{Q^{1,751}}{D^{4,753}} \quad (3.30)$$

donde h_r es la pérdida de carga unitaria en las tuberías en $[m.c.a./m]$, Q es el caudal volumétrico en $[L/min]$ y D es el diámetro interno real en $[mm]$.

La Ecuación 3.29 se aplica para agua fría y la Ecuación 3.30 para agua caliente. La fórmula de Fair-Whipple-Hsia se puede utilizar para todos los diámetros de tuberías inferiores a 100 $[mm]$.

El número de Reynolds se determina como

$$Re = \frac{\rho_f \cdot D_i \cdot V_f}{\mu_f} \quad (3.31)$$

donde Re es el número de Reynolds, ρ_f es la densidad del fluido en $[kg/m^3]$, D_i es el diámetro interno de la tubería en $[m]$, V_f es la velocidad media del fluido en $[m/s]$ y μ_f es la viscosidad dinámica del fluido en $[kg/m \cdot s]$.

Las pérdidas de carga en piezas especiales o fittings se pueden determinar como

$$h_s = k \cdot \frac{V_f^2}{2 \cdot g} \quad (3.32)$$

donde h_s es la pérdida singular en una pieza especial en $[m.c.a.]$, k es el coeficiente de pérdida que depende de cada pieza especial/fitting, V_f es la velocidad del fluido en $[m/s]$ y g es la aceleración de gravedad en $[m/s^2]$.

La Figura 3.8 muestra la obtención del coeficiente de pérdida para una expansión brusca, a partir de la relación entre las áreas de la sección antes y después de la expansión (A_1 y A_2 respectivamente).

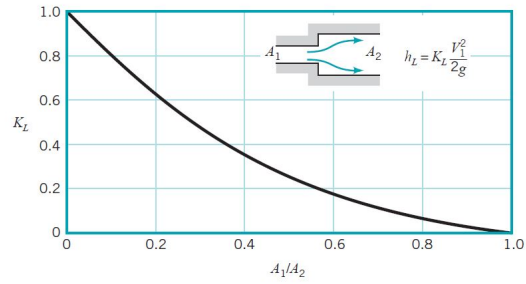


Figura 3.8: Coeficiente de pérdida para una expansión brusca. Fuente: [22].

La Figura 3.9 muestra la obtención del coeficiente de pérdida para una contracción brusca, a partir de la relación entre las áreas de la sección antes y después de la contracción (A_1 y A_2 respectivamente).

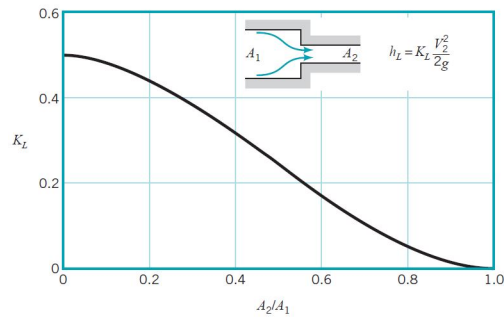


Figura 3.9: Coeficiente de pérdida para una contracción brusca. Fuente: [22].

La Tabla 3.1 presenta coeficientes de pérdida para distintos fittings:

Tabla 3.1: Coeficiente de pérdida de carga k para procedimiento cinético. Fuente: [21].

Elemento	k
Válvula de paso total	0,2
Tee paso directo	0,6
Codo 90°	0,9
Válvula de retención	2,5

Las pérdidas de carga totales (h_T) se calculan sumando las pérdidas de carga regulares y las pérdidas de carga singulares, y están dadas por

$$h_T = \sum h_{r,i} + \sum h_{s,i} \quad (3.33)$$

donde h_T es la pérdida de carga total, $h_{r,i}$ es la pérdida por carga regular y $h_{s,i}$ es la pérdida por carga singular. Todas estas pérdidas se expresan en [m.c.a.].

Se debe considerar que la pérdida de carga del agua en las tuberías aumenta cuando es mezclada con un fluido anticongelante. Para considerar el efecto del anticongelante, se debe multiplicar la pérdida de carga por 1,36 [11].

Las tuberías se pueden conectar en serie o en paralelo. Si las tuberías se encuentran en serie, el flujo másico es igual en cualquier zona de la cañería y la pérdida de carga total del sistema es igual a la suma de las pérdidas de carga totales de cada tramo. En cambio, si las tuberías se conectan en paralelo, el flujo másico total es igual a la suma de los flujos másicos de cada cañería, y la pérdida de carga total entre dos puntos comunes de conexión tienen el mismo valor, independientemente de la tubería por la que se evalúe.

La selección de la bomba hidráulica se debe realizar según el caudal y la carga de requerimiento. El caudal puede seleccionarse según requerimientos térmicos o requerimientos de consumo. Si se utiliza el requerimiento térmico, el caudal se calcula como

$$\dot{V} = \frac{\dot{Q}}{\rho \cdot C_p \cdot \Delta T} \quad (3.34)$$

donde \dot{V} es el caudal volumétrico en $[m^3/s]$, \dot{Q} es la potencia térmica requerida en $[kW]$, ρ es la densidad del fluido en $[kg/m^3]$, C_p es el calor específico del fluido en $[kJ/kg \cdot K]$ y ΔT es la diferencia de temperatura.

La carga de requerimiento se puede expresar como

$$h_{req} = \frac{P_f - P_i}{\rho_f \cdot g} + \frac{V_f^2 - V_i^2}{2 \cdot g} + z_f - z_i + h_T \quad (3.35)$$

donde h_{req} es la carga de requerimiento en $[m.c.a.]$, P_f y P_i son la presión en la posición inicial y final en $[Pa]$, V_f y V_i son la velocidad en la posición inicial y final en $[m/s]$, z_f y z_i son la altura en la posición inicial y final en $[m]$, h_T corresponde a las pérdidas de carga totales en $[m.c.a.]$, ρ_f es la densidad del fluido en $[kg/m^3]$ y g es la aceleración de gravedad en $[m/s^2]$.

La pérdida de carga total se debe evaluar en la tubería o rama que tenga la mayor pérdida de carga total. Para circuitos cerrados, la carga de requerimiento corresponde únicamente a las pérdidas de carga totales h_T .

El punto nominal de la instalación se define en base al caudal nominal y las pérdidas de carga totales descritas anteriormente [23]. Estos dos parámetros permiten construir la curva característica de la bomba hidráulica. Para esto se considera que las pérdidas de carga totales (h_T) son una función cuadrática del caudal

$$h_T = \frac{h_{T,nom}}{\dot{Q}_{nom}^2} \cdot \dot{Q}^2 \quad (3.36)$$

donde h_T son las pérdidas de carga totales en función del caudal de funcionamiento en $[m.c.a.]$, \dot{Q} es el caudal de funcionamiento en $[m^3/h]$, $h_{T,nom}$ son las pérdidas de carga totales calculadas con el caudal nominal de funcionamiento en $[m]$ y \dot{Q}_{nom} caudal nominal de funcionamiento en $[m^3/h]$.

Las bombas hidráulicas tienen distintas curvas características en función del caudal: altura de impulsión, potencia consumida, rendimiento y altura neta positiva. Luego, el punto de funcionamiento real de la instalación se estipula como la intersección entre la curva característica de la instalación y la curva característica de la bomba.

Es habitual sobrestimar las pérdidas de carga, por lo que, se recomienda seleccionar una bomba cuyo caudal de funcionamiento real sea menor al caudal nominal de la instalación y, además, que la bomba en su punto de funcionamiento se encuentre lo más cercano posible al punto nominal de la bomba, es decir, al punto de mayor rendimiento de ésta [23].

3.2.2. Dimensionamiento vaso de expansión

En los circuitos donde un fluido puede experimentar cambios de temperatura apreciables, es necesario colocar un vaso de expansión. El vaso de expansión tiene por función absorber las variaciones del fluido caloportador contenido en un circuito cerrado al variar su temperatura, manteniendo la presión entre límites preestablecidos e impidiendo pérdidas y reposiciones de la masa de fluido [24].

Para dimensionar el vaso de expansión, se debe calcular el coeficiente de expansión del agua, que se define según

$$C_e = (3,24 \cdot T^2 + 102,13 \cdot T - 2708,3) \cdot 10^{-6} \quad (3.37)$$

La Ecuación 3.37 se define para temperaturas entre 30°C y 120°C y considera el aumento del volumen de agua y el aumento del volumen disponible de los componentes del circuito (tuberías, componentes singulares, etc.). Para tener en cuenta este hecho, la variación neta del volumen de agua debe ser absorbida por el vaso de expansión.

Cuando el fluido caloportador es una mezcla de agua con un glicol, el coeficiente de expansión debe multiplicarse por el factor de corrección f_c (donde T es la temperatura del fluido caloportador en °C):

$$f_c = a \cdot (1,8 \cdot T + 32)^b \quad (3.38)$$

Los coeficientes a y b se calculan según

$$a = -0,0134 \cdot (G^2 - 143,8 \cdot G + 1918,2) \quad (3.39)$$

$$b = 3,5 \cdot 10^{-4} \cdot (G^2 - 94,57 \cdot G + 500) \quad (3.40)$$

Las ecuaciones 3.39 y 3.40 son válidas para un contenido de glicol G entre 20 y 50% en la mezcla.

El coeficiente de expansión es siempre positivo, y menor que la unidad, y representa la relación entre el volumen útil del vaso de expansión (igual al volumen de fluido expansionado) y el volumen de fluido contenido en la instalación [24]:

$$C_e = \frac{V_u}{V} \quad (3.41)$$

Para obtener el volumen total del vaso de expansión con diafragma, también se debe calcular el coeficiente de presión C_p

$$C_p = \frac{P_M}{P_M + P_m} \quad (3.42)$$

donde P_M es la presión máxima y P_m la presión mínima de trabajo del vaso de expansión. Ambas están en unidades de [bar]. La determinación de estas presiones se define en la instrucción UNE 100-15588 [24].

El volumen total del vaso de expansión se define por

$$V_t = V \cdot C_e \cdot C_p \quad (3.43)$$

donde V el volumen de la instalación en unidades de [L].

3.2.3. Aislación de tuberías

Para evitar pérdidas de calor del fluido caliente que es transportado a través de tuberías expuestas al interior de viviendas o al exterior de éstas, es necesario cubrir las cañerías con aislaciones de materiales aislantes, como el polietileno expandido, lana mineral, espuma elastomérica, entre otros. Según el Reglamento de Instalaciones Térmicas en Edificios (RITE), cuando se utilicen materiales con una conductividad térmica de $0,04 [W/m \cdot K]$ a 10°C se debe seguir el procedimiento simplificado para determinar el espesor mínimo de la aislación. La aislación se obtiene a partir de tabla con valores de aislaciones que están en función del diámetro exterior de la tubería sin aislar y de la temperatura del fluido en la red [25].

3.3. Bombas de calor

Una bomba de calor es un dispositivo que transfiere energía desde una zona de baja temperatura (foco frío) a una zona de alta temperatura (foco caliente), con el objetivo de mantener la temperatura dentro de una vivienda u otro edificio por encima de la temperatura ambiente, u otorgar calor a procesos industriales que requieren de una temperatura alta.

En general, las bombas de calor pueden trabajar por sistemas de compresión o absorción. Un sistema por compresión utiliza energía mecánica (generalmente mediante energía eléctrica) para comprimir el fluido de trabajo y llevarlo a la presión de condensación. Por otro lado, en un sistema por absorción, el fluido de trabajo no es comprimido mecánicamente, sino que absorbido por un líquido solvente en un proceso exotérmico y transferido a un nivel de presión superior mediante una simple bomba. En este nivel de presión superior se separa del solvente mediante un proceso endotérmico y continúa hacia el condensador.

Las bombas de calor por compresión de vapor se utilizan mayormente para calefaccionar espacios, en cambio, las bombas de calor por absorción se desarrollan en mayor medida en aplicaciones industriales o en regiones remotas donde la electricidad no es confiable o no está disponible. También pueden ser atractivos donde se dispone de calor residual para impulsar la unidad de absorción-destilación [2].

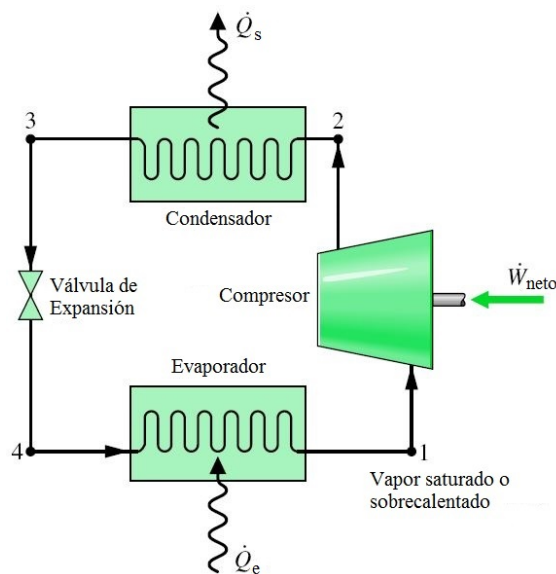


Figura 3.10: Esquema de una bomba de calor. Modificación a partir de [26].

La Figura 3.10 muestra el esquema de una bomba de calor, donde se pueden apreciar los distintos componentes que la conforman: un condensador, una válvula de expansión, un evaporador y un compresor. Al interior del ciclo circula un refrigerante que pasa a través de todos los equipos.

En estado estacionario, la cantidad de calor que entrega la bomba de calor al foco caliente \dot{Q}_s es la suma de la energía cedida al fluido de trabajo por el foco frío, \dot{Q}_e y el trabajo neto aportado por el compresor, \dot{W}_{neto} :

$$\dot{Q}_s = \dot{Q}_e + \dot{W}_{neto} \quad (3.44)$$

El ciclo termodinámico de la bomba de calor, mostrado en la Figura 3.11, se puede considerar como un Ciclo de Carnot Invertido, ya que la idea no es entregar calor para realizar trabajo, sino que realizar trabajo (a través del compresor) para otorgar calor a un espacio.

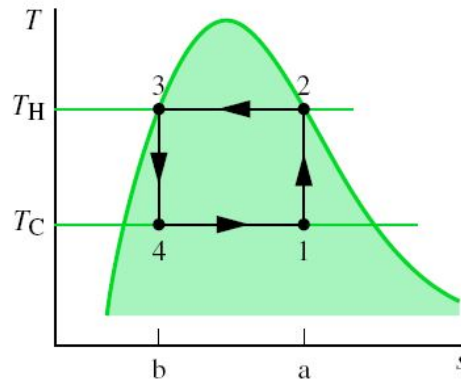


Figura 3.11: Ciclo T-s de Carnot Invertido. Modificación a partir de [26].

El coeficiente de operación de una bomba de calor se define como la relación entre el calor cedido al foco caliente y el trabajo necesario del compresor para conseguir esa entrega de calor:

$$COP = \frac{\dot{Q}_s}{\dot{W}_{neto}} \quad (3.45)$$

Un sistema real de bomba de calor se aparta significativamente del Ciclo de Carnot Invertido presentado en la Figura 3.11 debido a distintas razones [26]:

- La temperatura en el evaporador, por lo general, es significativamente menor que la temperatura del foco frío para asegurar la transferencia de calor hacia el refrigerante. La situación ideal asume que la temperatura del evaporador es muy similar a la del foco frío. De manera similar, la temperatura en el condensador debe ser mayor que la temperatura del espacio que será calentado para conseguir una transferencia de calor suficiente. Esto tiene como consecuencia a disminución del coeficiente de operación de la bomba de calor.
- El Ciclo de Carnot Invertido asume el proceso de compresión del fluido desde un estado de mezcla bifásica líquido-vapor, que se conoce como compresión húmeda. En la realidad, este tipo de compresión se evita ya que puede causar daño al compresor, por lo que en general se intenta realizar la compresión del fluido desde el estado de vapor (compresión seca).

Así, el ciclo ideal de compresión de vapor adaptando estas consideraciones se puede ver en la Figura 3.12:

Aún así, el ciclo ideal de compresión se diferencia de la realidad aún por distintas razones:

- Incremento de la entropía específica durante la compresión adiabática irreversible que ejerce el compresor.
- Los procesos internos no son reversibles: existen irreversibilidades en el evaporador, en el condensador, en el proceso de estrangulación de la válvula de expansión. Existen caídas de presión por rozamiento del fluido y este fluye a presión variable.

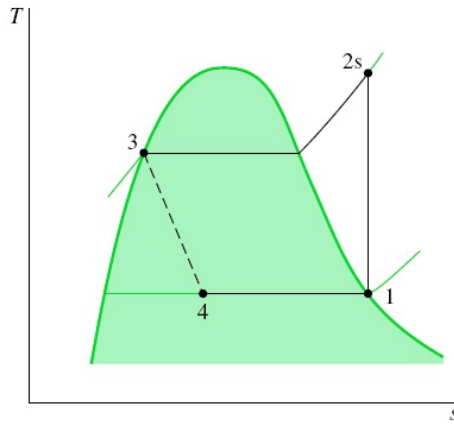


Figura 3.12: Ciclo T-s ideal de compresión de vapor. Modificación a partir de [26].

- Existencia de irreversibilidades externas, como el enfriamiento adicional del refrigerante en el condensador y su sobrecalentamiento en la salida del evaporador.

Así, el ciclo real T-s y P-h de compresión de vapor se puede apreciar en la Figura 3.13:

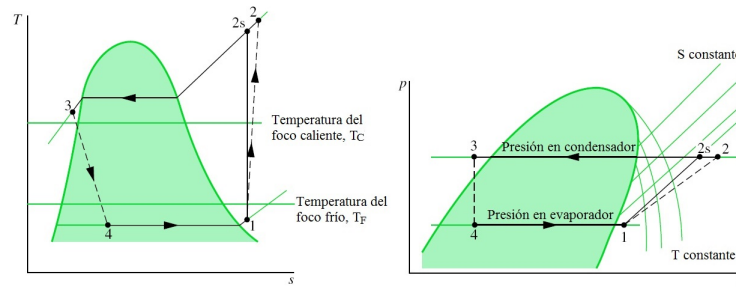


Figura 3.13: Ciclo real T-s y P-h de una bomba de calor. A la izquierda se presenta el ciclo T-s y a la derecha el ciclo P-h. Modificación a partir de [26].

El ciclo del refrigerante se puede dividir en los siguientes procesos:

- Proceso 1-2: El refrigerante, en estado de vapor sobrecalentado en el punto 1, sube su presión y temperatura gracias a la compresión del compresor, llegando al estado 2. Esta compresión idealmente es isentrópica, sin embargo en la realidad el refrigerante aumenta su entropía durante la compresión.
- Proceso 2-3: Al pasar por el condensador, el fluido refrigerante cambia de estado de vapor sobrecalentado (punto 2) a líquido subenfriado (punto 3), y como consecuencia entrega el calor al foco caliente. Este proceso idealmente es a presión constante, pero en la realidad no.
- Proceso 3-4: El fluido baja su presión y temperatura gracias a la válvula de expansión, llegando al punto 4. Este proceso es isoentálpico idealmente.
- Proceso 4-1: Finalmente, el refrigerante llega al evaporador (punto 4) como una mezcla bifásica líquido-vapor, y recibe calor desde el foco frío, por lo que comienza a ebullición y termina como vapor sobrecalentado (punto 1). En la teoría, este proceso es isobárico, pero en la realidad la presión varía.

Asumiendo un ciclo idealizado de para la bomba de calor, el coeficiente máximo teórico del ciclo de carnot de una bomba de calor se expresa como

$$COP = \frac{T_C}{T_C - T_F} \quad (3.46)$$

Con la Ecuación 3.46 se puede apreciar que el COP de la bomba de calor decrece al disminuir la temperatura del foco frío o al aumentar la temperatura del foco caliente. Por tanto, las bombas de calor no tiene un COP fijo, si no que varía dependiendo de las condiciones de operación. En la práctica, el COP real de una bomba de calor será menor que el ideal [2].

3.3.1. Fluidos refrigerantes

El fluido refrigerante dentro de una bomba de calor puede ser de muchos tipos, sin embargo, este debe ser térmica y químicamente estable, de baja corrosividad, tener un adecuado calor específico, tener un punto de ebullición adaptado a la temperatura y presión de operación de la bomba de calor y ser benigno con el medio ambiente. Hoy en día, los refrigerantes CFCs ya no son muy utilizados por su potencial daño a la capa de ozono, por lo que están siendo más utilizados los refrigerantes HFCs, hidrocarburos y amoniaco [2]. Generalmente, el fluido de trabajo calentado por la interacción con el suelo, estará entre 5 a 15°C (en las tuberías). Luego, entregará calor al foco caliente y en ese punto estará a aproximadamente 0°C y sobre 100 kPa (la real temperatura y presión dependerá del diseño de la bomba de calor y el fluido de trabajo utilizado).

El fluido refrigerante debe tener un punto de ebullición menor al del subsuelo local para ebullicir mientras pasa por el evaporador. Algunos de los fluidos refrigerantes más utilizados son el R134a, R410A y R407c.

3.3.2. Bombas de calor geotérmicas

Las bombas de calor pueden proveer de distintas maneras el calor que necesita un ambiente: desde el aire, desde profundidades de la tierra mayores a 10 metros (donde se puede decir que la temperatura se mantiene relativamente constante) con un circuito cerrado, desde un lago o río, o desde la captación de agua subterránea de un acuífero y reinyectando, entre otras opciones. Aquellas bombas de calor cuya fuente fría puede ser el subsuelo, un reservorio de agua subterránea, un lago o un río son las denominadas bombas de calor geotérmicas.

Se puede observar de la Ecuación 3.46, que el COP de una bomba de calor cualquiera es mayor cuando se minimiza la diferencia entre T_C (ambiente a calentar) y T_F (ambiente del cual se extrae el calor). Es esperable que el COP de la bomba de calor sea muy bajo si se trata de extraer calor del aire frío de invierno a menos 5°C y entregarlo a un sistema de calefacción de radiador de alta temperatura (a 65°C por ejemplo).

Sería mucho más eficiente entregar calor a un sistema de calefacción de baja temperatura,

como por circulación de aire caliente o por suelo radiante. Sería aún mejor si se pudiera extraer calor de una fuente ambiental que retenga una temperatura relativamente alta de, digamos, 10°C incluso en invierno. Aquí es donde las bombas de calor geotérmicas son mejores que las bombas de calor de aire.

Si bien utilizar el aire del ambiente exterior de la vivienda es una alternativa para calefaccionar más económica que la extracción de calor a través de un pozo o a través de zanjas horizontales (en términos de inversión inicial), la temperatura del aire es muy variable a través del tiempo (siendo más baja en invierno y alta en verano, o más baja en la noche que en el día) y dificulta el objetivo de lograr una temperatura fija (temperatura de confort) en el ambiente a calefaccionar. Así, en días muy fríos, la temperatura del aire es muy baja y por tanto no logra cubrir la demanda de calefacción y necesita un apoyo importante de un back-up. Este tipo de bombas de calor no funcionan adecuadamente en lugares muy fríos.

Debido a la inercia térmica del suelo, el suelo posee una mayor temperatura que el aire durante invierno, y una menor temperatura que el aire en verano. Por tanto, particularmente en invierno, una bomba de calor geotérmica tendrá un coeficiente de desempeño mayor y más estable (debido a la amortiguación de la temperatura con la profundidad) que una bomba de calor con aire como fuente fría.

La bomba de calor extraerá un flujo de energía térmica del subsuelo y la temperatura de este bajará. Una magnitud típica para esta caída de temperatura es alrededor de 5°C. La mayoría de las bombas de calor geotérmicas para calefacción de espacios tienen un COP de 3-4, mientras que las bombas de calor aerotérmicas generalmente tienen un COP más bajo.

Acuíferos y suelos con temperaturas entre los 5 y 30°C están siendo utilizados como foco frío en los sistemas de bomba de calor [1], teniéndose un gran recurso de energía para poder operar estos sistemas renovables no convencionales.

Así, la geotermia es una buena opción para calefacción ante distintos tipos de recursos. Entre las energías renovables no convencionales, puede ser vista como la energía base y además, está disponible siempre. Otras energías renovables, como la solar o la del viento, son energías intermitentes durante el día/noche y en general durante todo el año, y por tanto no tienen la capacidad de carga base para un sistema térmico que sí tiene un sistema geotérmico. Ante esto, las energías intermitentes como la solar o la eólica, pueden aportar a los sistemas térmicos con la potencia peak.

¿Y por qué usar una bomba de calor en vez de usar sólo un serpentín en el piso de la casa, donde circule el agua que viene directamente del intercambiador geotérmico del subsuelo?: el agua que viene desde el intercambiador del subsuelo, si existe un intercambio de calor sin pérdidas, a lo más logra obtener la temperatura del suelo, que por lo general será menor a 18°C. Sin embargo, para lograr una temperatura de confort en la vivienda es necesario que el agua del piso radiante alcance temperaturas mayores a 30°C. Por tanto, es necesario instalar una bomba de calor, que es capaz de subir la temperatura del agua de piso radiante a la temperatura necesaria para alcanzar las condiciones de confort, gracias al trabajo realizado por el compresor en el ciclo de compresión de la bomba de calor.

3.4. Intercambiador de calor geotérmico

Las bombas de calor geotérmicas, para poder captar la energía del suelo, requieren de un intercambiador de calor capaz de transferir la energía desde el suelo hasta la bomba de calor. Este intercambiador de calor puede ser de tipo abierto, o cerrado: cuando es abierto, puede utilizar el agua subterránea o el agua superficial como fluido calotransportador, y cuando es cerrado utiliza un fluido anticongelante (generalmente una mezcla de agua con glicol) que pasa a través de tuberías enterradas, ya sea en el subsuelo, en un lago o en un río. La Figura 3.14 muestra los distintos tipos de intercambiadores de calor geotérmicos.

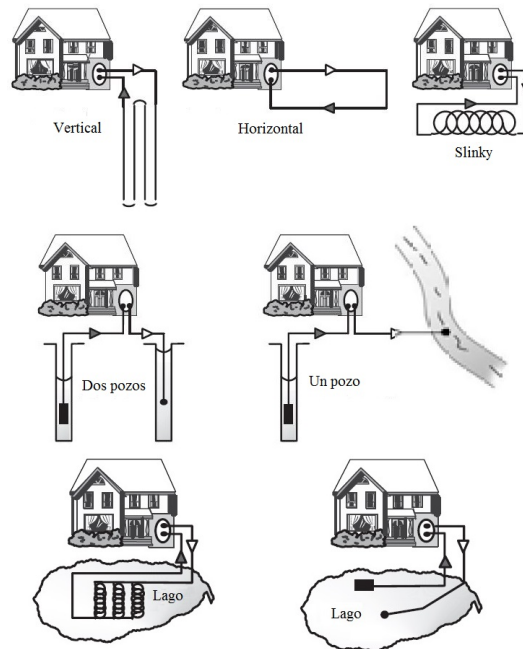


Figura 3.14: Tipos de intercambiadores de calor geotérmicos. Modificación a partir de [1].

La opción de extraer calor de un reservorio de agua subterránea, si bien puede lograr altas potencias térmicas, puede no ser rentable para calentar una vivienda. Para esto, se necesita de un acuífero, un pozo profundo para extraer el agua (su construcción es cara) y usualmente un sistema de bombeo sumergible. Además, requiere de un estudio y diseño importante del pozo. Si se busca una opción factible económicamente, elegir la extracción de calor desde un reservorio para una vivienda no es conveniente.

Por otro lado, no siempre las viviendas tienen un reservorio cerca de ellas. Para localizar un reservorio es necesario realizar un método de exploración geológico y geofísico, que conlleva un gasto económico no menor [27]. A esto, se debe considerar que el uso del agua puede estar normado por instituciones gubernamentales del país donde está ubicada la vivienda a calefaccionar, por lo que también se debe hacer estudios sobre aspectos legales involucrados y tomar en cuenta el tiempo que puede conllevar la obtención de los permisos y realización de trámites.

Hay una opción más económica y mejor adecuada a las demandas de calefacción de una vivienda, que es más simple para extraer calor desde el suelo, no requiere un pozo demasiado

profundo ni agua, y que prácticamente se encuentra en cualquier lado. Esta opción es un sistema compuesto por un circuito horizontal cerrado (compuesto por tuberías) enterrado en el suelo que actúa como intercambiador de calor entre el suelo y la bomba de calor.

Una de las grandes ventajas de este tipo de sistema de captación es que extrae el calor de una fuente que posee una temperatura más estable que el aire en el tiempo. El circuito de tuberías se instala típicamente de 1,2 a 2 metros de profundidad, aislándose de las fluctuaciones de temperatura que sufre el aire debido a los efectos del clima (que penetran el suelo sólo algunas décimas de centímetros) [1]. Así, se puede ver en la Figura 3.15 que a mayor profundidad la temperatura de la tierra se atenúa y retarda más con respecto a la temperatura a nivel superficial, que se aproxima a la temperatura ambiente.

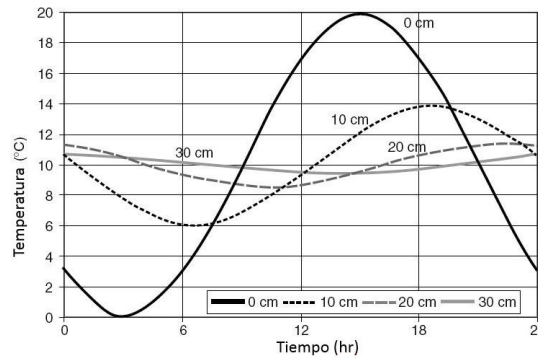


Figura 3.15: Variación de la temperatura de la tierra según la profundidad. Modificación a partir de [1].

Como la idea es que el sistema de calefacción se adapte económicamente al uso final del calor (hacer confortable térmicamente a una vivienda), no es necesario llegar a profundidades demasiado grandes. Si bien a una profundidad mayor a 10 metros (profundidades utilizadas por intercambiadores de calor geotérmicos verticales) la temperatura del suelo se estabiliza a la temperatura media anual aproximadamente (como se puede ver en la Figura 3.16) y las potencias térmicas a obtener son mayores, las demandas de calefacción de una vivienda pueden ser suplidas a menores profundidades (y de manera más económica) al realizar un diseño adecuado del sistema.

Así, aunque a menores profundidades el clima afecta más la temperatura de la tierra y por tanto los intercambiadores de calor geotérmicos horizontales ven afectado su coeficiente de desempeño y entregan potencias térmicas menores (comparados con intercambiadores de calor geotérmicos verticales), se pueden adecuar bien en términos técnicos y económicos a la demanda de calefacción de una vivienda con un buen diseño.

3.4.1. Intercambiadores de calor geotérmicos horizontales

Típicamente, las profundidades a las que se instalan los intercambiadores de calor geotérmicos horizontales son de 1,2 a 2 metros. Esta profundidad se puede obtener con una máquina excavadora, lográndose costos más bajos que el uso de una perforadora [15].

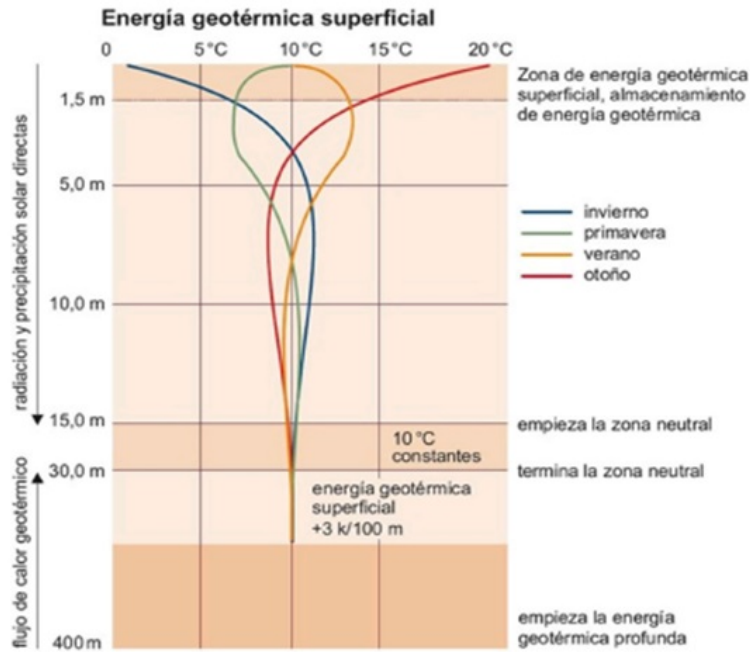


Figura 3.16: Estabilización de la temperatura del suelo. Fuente: [28].

Las profundidades de los intercambiadores de calor horizontales deben ser tales que sean capaces de proveer suficiente almacenamiento térmico para calentar a la vivienda en invierno, que la tierra posea un contenido de humedad razonable, que sea capaz de aislar a las tuberías de las peores heladas durante invierno y permitir el ingreso de flujos de calor atmosférico y solar al suelo durante todo el año.

Las tuberías con bucles de tierra generalmente se entregan en bobinas, listas para colocarse como longitudes rectas (que pueden soportar 15-30 $[W/m]$ de capacidad de bomba de calor instalada) en zanjas paralelas espaciadas a 1 metro de distancia entre ellas, o como slinky en espiral (que pueden soportar 100 $[W/m]$) en zanjas espaciadas 3-5 metros entre sí [2].

Los distintos tipos de configuraciones de los intercambiadores de calor se muestran en la Figura 3.17:

Fluidos anticongelantes

El fluido que se usa típicamente en las tuberías del intercambiador de calor es una solución anticongelante, que puede resistir la congelación incluso en condiciones de temperatura bajo $0^{\circ}C$. Un ejemplo de anticongelante puede ser una mezcla de agua con etilenglicol. El etilenglicol tiene mejores propiedades físicas que otros fluidos caloportadores, baja viscosidad y es menos corrosivo que el propilenglicol.

Se debe considerar que debido a efectos climáticos, el fluido del intercambiador puede tener temperaturas bajo 0° y durante días de mayor demanda se encontrará a temperaturas muy bajas. Lo anterior afectará en sus propiedades físicas y térmicas en mayor o menor medida,

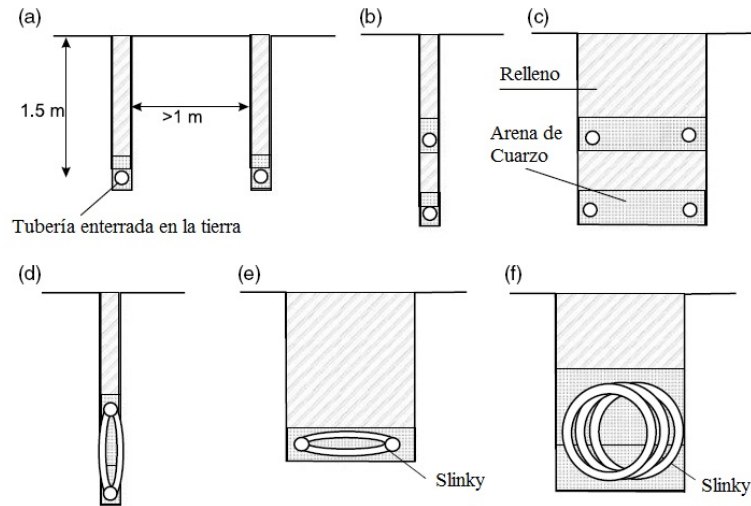


Figura 3.17: Intercambiadores de calor horizontales. Modificación a partir de [2].

dependiendo del tipo de fluido anticongelante utilizado. La selección del fluido anticongelante es importante para el diseño del sistema, en particular en el flujo de calor y desempeño térmico.

Por lo tanto, para la selección del fluido calotransportador se deben considerar diversos factores, como son la inflamabilidad, punto de congelación, propiedades térmicas y físicas (que varían dependiendo de la temperatura). Entre los fluidos anticongelantes más utilizados están el agua, mezclas acuosas de propilenglicol, etilenglicol y metanol. La Tabla 3.2 muestra las propiedades físicas y térmicas de estos fluidos.

Tabla 3.2: Propiedades físicas de los fluidos anticongelantes más empleados. Fuente: [3].

	Agua	Etilenglicol	Propilenglicol	Metanol
Densidad a 20°C [g/cm^3]	1	0,926	0,863	0,659
Punto de congelación [°C] (30 % en volumen)	0	-13	-12	-26
Punto de ebullición [°C]	100	197	187	64
Calor específico a 15°C [$kJ/kg \cdot K$]	4,187	2,185	2,504	2,470
Viscosidad a 0°C [$Pa \cdot s$]	1,790	0,0574	243	0,87
Viscosidad a 20°C [$Pa \cdot s$]	1,010	0,0209	60,50	0,60
Viscosidad a 40°C [$Pa \cdot s$]	0,655	0,0095	18	0,45
Conductividad térmica a 20°C [$W/m \cdot K$]	0,60	0,26	0,20	0,21

A modo de ejemplo, se muestran los gráficos de densidad, calor específico, conductividad térmica y viscosidad dinámica en función de la temperatura, para mezclas acuosas de etilenglicol en las Figuras 3.18, 3.19, 3.20 y 3.21 respectivamente.

Se debe decidir un porcentaje adecuado de anticongelante con tal de evitar el congelamiento de la mezcla ante condiciones adversas y a la vez evitar bajar demasiado la conductividad

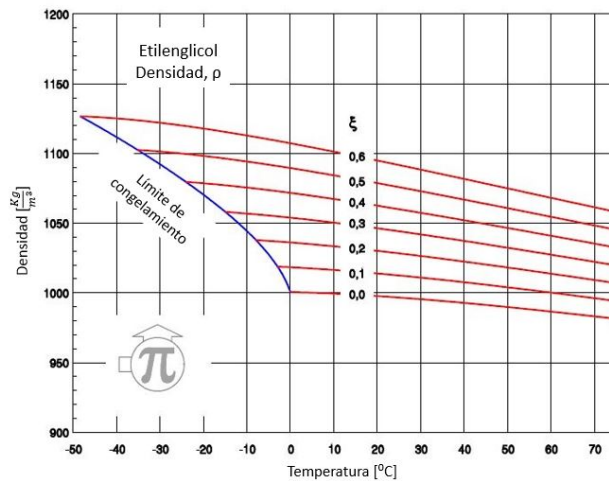


Figura 3.18: Densidad de soluciones acuosas de etilenglicol. Modificación a partir de [29].

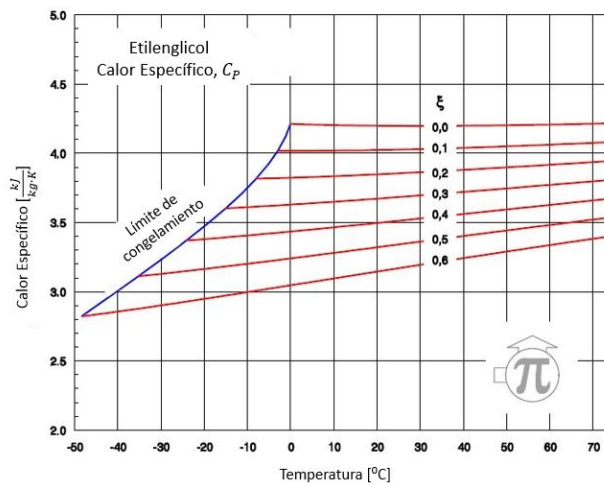


Figura 3.19: Calor específico de soluciones acuosas de etilenglicol. Modificación a partir de [29].

térmica que entrega el agua a la mezcla. Ante esto, para definir el porcentaje de mezcla, se debe saber la temperatura de congelación del fluido en función del porcentaje de mezcla y la temperatura mínima de la localidad donde se realiza el estudio.

Material de tuberías

El material de las tuberías de los intercambiadores de calor geotérmicos era por excelencia el cobre, pero se encontró que la resistencia térmica del loop no tiene demasiada incidencia en el sistema como un todo. Así, hoy en día, típicamente se utiliza tuberías de polietileno, el cual tiene una menor conductividad térmica que el cobre pero es mucho más barato, tiene mayor durabilidad y tiene mayor resistencia a la corrosión. Las tuberías tienen generalmente un diámetro exterior entre 26 y 40 mm. El material de la tubería se clasifica para soportar presiones de fluido de 10-16 bar, aunque, durante la operación, el fluido del transportador se

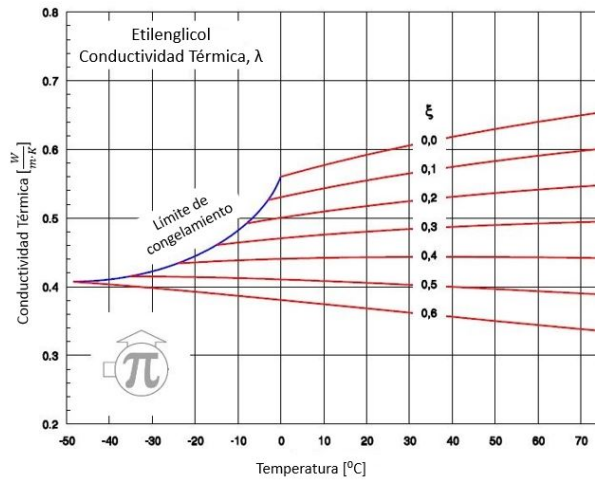


Figura 3.20: Conductividad térmica de soluciones acuosas de etilenglicol. Modificación a partir de [29].

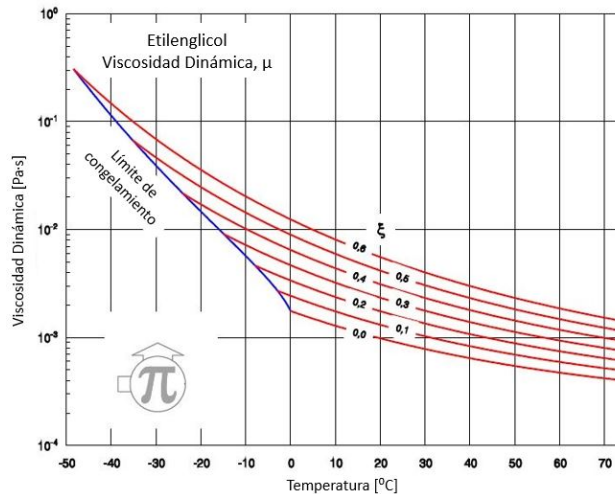


Figura 3.21: Viscosidad dinámica de soluciones acuosas de etilenglicol. Modificación a partir de [29].

presuriza a alrededor de 2-3 bar.

Los tipos de materiales que se utilizan para las tuberías de intercambiadores de calor geotérmicos horizontales son el polietileno de mediana densidad (MDPE en inglés) y el polietileno de alta densidad (HDPE en inglés). Ambos pueden ser utilizados en loops de poca profundidad, dado que pueden tolerar temperaturas de hasta 60°. El polietileno de baja densidad es raramente utilizado dado que no tolera temperaturas mayores a 20° [2]. La Tabla 3.3 muestran distintos tipos de materiales utilizados en la industria y sus propiedades.

Tabla 3.3: Propiedades distintos materiales para tuberías. Fuente: [2, 30, 31, 32].

	MDPE	HDPE	Polipropileno
Densidad [kg/m^3]	930	960	900
Conductividad Térmica [$W/m \cdot K$]	0,4	0,45	0,22

3.4.2. Fundamentos térmicos del diseño de intercambiadores horizontales

En el diseño de un intercambiador de calor geotérmico horizontal intervienen múltiples variables, y estas definen el diseño único para cada aplicación. Es por esto, que va a depender de cada proyecto cómo serán las características únicas del sistema de extracción de calor en el subsuelo.

Esta tesis desarrolla el diseño a partir de la metodología de la Internacional Ground Source Heat Pump Association (IGSHPA), que es una metodología válida para una primera aproximación al diseño de sistemas geotérmicos [3]. Es un modelo de cálculo estacionario, que asume que el sistema funciona mediante un tiempo determinado a una carga constante y con el suelo a la temperatura más desfavorable (mes de Julio).

El flujo másico y el diámetro de las tuberías son seleccionados tal que:

- Se den condiciones de flujo turbulento en el loop del subsuelo para facilitar la transferencia de calor desde el suelo al fluido.
- El fluido pueda transportar las cantidades requeridas de calor. Las tasas de flujo de 3-3,5 L/min por kW de transferencia de calor son típicas. Bajo condiciones típicas de operación en modo calefacción, se podría alcanzar una temperatura promedio del fluido portador de -1,5 a -2 °C.
- Se reduzcan las pérdidas de carga y de calor.

A continuación se presenta el procedimiento de diseño para los intercambiadores geotérmicos horizontales:

Elección Bomba de Calor

Las especificaciones de la bomba de calor fijan varios parámetros de operación del intercambiador de calor enterrado: caudales de operación, calor intercambiado con el suelo, el coeficiente de performance, entre otros.

La selección de la bomba de calor se puede realizar asumiendo un porcentaje de cobertura de la demanda máxima. La demanda máxima se debe calcular a partir del cálculo de demanda térmica explicado en el capítulo 2.1. Usualmente el porcentaje definido es entre 80-95 %.

Estudio de Temperaturas

Se deben determinar la temperatura mínima de la tierra y la temperatura mínima de entrada del fluido a la bomba de calor.

1. A partir de la Ecuación 3.5 se calcula la temperatura mínima (T_L) de la tierra que ocurre durante el ciclo anual para cualquier profundidad z . La fórmula analítica para la temperatura mínima se determina como

$$T_H(z) = T_m - T_{amp} \cdot \exp \left[-z \cdot \left(\frac{\pi}{365 \cdot \alpha} \right)^{0,5} \right] \quad (3.47)$$

donde la temperatura media de la tierra T_m se puede asumir como la temperatura seca media anual del lugar, la amplitud anual de la temperatura media diaria T_{amp} se puede determinar a partir de datos tabulares para localizaciones gráficas específicas. Los valores de la difusividad térmica del suelo α dependen del tipo de suelo (en particular, de su conductividad térmica, densidad y calor específico).

2. La temperatura mínima del fluido de trabajo del circuito de captación a la entrada de la bomba de calor se puede definir a partir de los valores que entrega el fabricante de la bomba de calor.

Factor de utilización

El factor de utilización representa la fracción de tiempo que están en marcha la bomba de calor, y por tanto, el tiempo de funcionamiento estacional de la instalación [3]. Determina la cantidad de calor que el sistema va a intercambiar con el suelo durante un intervalo de tiempo (ya sea en modo de calefacción o refrigeración).

Para el caso de diseñar el intercambiador para el mes más crítico (julio en el hemisferio sur) se debe conocer la carga térmica hora-hora de la vivienda durante este mes. Esta carga térmica se puede obtener a través del cálculo de demanda térmica horaria a través de programas o manualmente. En la Tabla 3.4 se presenta para distintas temperaturas exteriores, la carga térmica de calefacción de un edificio y la fracción de tiempo en la que la bomba de calor estará en funcionamiento. Esta fracción se calcula como el cociente entre la carga térmica y la capacidad térmica de la bomba de calor seleccionada en las condiciones de diseño.

Para relacionar la fracción de marcha de la bomba de calor para cada temperatura exterior con el número de horas de funcionamiento, se debe determinar el tiempo en horas que la temperatura exterior se encuentra dentro de un intervalo en particular. A este tiempo se le llama "bin hours"[3]. Este procedimiento se puede elaborar para cada mes del año a partir de los datos climatológicos de la ubicación correspondiente.

A partir del bin hours y la fracción de marcha de la bomba de calor, se puede obtener el número de horas en que la bomba de calor estará en funcionamiento durante el mes de

Tabla 3.4: Cálculo de fracción de marcha de la bomba de calor. Fuente: [3].

Temperatura Exterior [°C]	Carga Edificio [kW]	Capac. Térmica Bomba de Calor [kW]	Fracción de Marcha
4	15,6	18	0,87
6	13	18	0,72
10	7,8	18	0,43
14	2,6	18	0,14
16	0,0	18	0,00

estudio. La Tabla 3.5 presenta un ejemplo del cálculo del factor de utilización, para el mes de enero en la localidad de Valencia.

Tabla 3.5: Ejemplo cálculo horas marcha bomba de calor. Fuente: [3].

Rango T [°C]	Bin Hours	Carga Edificio [kW]	Capac. Térmica Bomba de Calor [kW]	Fracción de Marcha	Horas de Marcha
0-0,9	0	20,15	18	1,00	0,0
1-1,9	5	18,85	18	1,00	5,0
2-2,9	3	17,55	18	0,98	2,9
3-3,9	22	16,25	18	0,90	19,9
4-4,9	67	14,95	18	0,83	55,6
5-5,9	77	13,65	18	0,76	58,4
6-6,9	78	12,35	18	0,69	53,5
7-7,9	89	11,05	18	0,61	54,6
8-8,9	75	9,75	18	0,54	40,6
9-9,9	75	8,45	18	0,47	35,2
10-10,9	62	7,15	18	0,40	24,6
11-11,9	44	5,85	18	0,33	14,3
12-12,9	44	4,55	18	0,25	11,1
13-13,9	44	3,25	18	0,18	7,9
14-14,9	19	1,95	18	0,11	2,1
15-15,9	20	0,65	18	0,04	0,7
16-16,9	7	0	18	0,00	0,0
				TOTAL	386,6

Por tanto, teniendo en cuenta que el total de horas del mes de enero es de 744, el factor de utilización de la bomba de calor de la Tabla 3.5 en la ciudad de Valencia es de 0,52. Es decir, el cociente entre el número de horas de marcha de la bomba de calor y el total de horas del mes es 0,52.

Otras referencias calculan el factor de utilización como la razón entre el número de horas de marcha de calor y el total de horas de uso de la edificación durante el mes [11].

Elección de la configuración a emplear

Se debe elegir cómo será la configuración del sistema de tuberías del intercambiador geotérmico horizontal enterrado en el subsuelo. Esta puede ser de una sola tubería en serie, o varias tuberías dispuestas en paralelo (Figura 3.22). Si la tubería está en serie, se pueden colocar varias tuberías a distintas profundidades, como se vio en la Figura 3.17. La elección de la configuración debe considerar las ventajas y desventajas de cada una de las opciones [3].

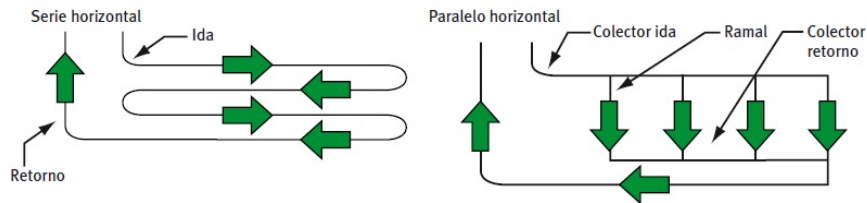


Figura 3.22: Configuraciones de tuberías horizontales en serie (izquierda) y en paralelo (derecha). Fuente: [3].

Ventajas del sistema en serie:

- La trayectoria del fluido está perfectamente definida.
- El aire atrapado puede ser eliminado con gran facilidad (purga).
- Funcionamiento térmico más alto por metro lineal de tubo puesto que se requiere de un diámetro superior.

Desventajas del sistema en serie:

- Se necesita un diámetro mayor para el tubo, lo que implica mayor cantidad de fluido y anticongelante (en su caso), es decir, aumenta el coste de instalación.
- Longitud limitada debido a la caída de presión del fluido.

Ventajas del sistema en paralelo:

- Coste de instalación más bajo al disminuir los diámetros necesarios y la cantidad de fluido de intercambio.

Desventajas del sistema en paralelo:

- Hay que tener cuidado especial para eliminar el aire que puede quedar atrapado.
- Problemas para equilibrar el flujo de los distintos bucles.

Elección del fluido de trabajo

Se debe considerar para la selección del fluido anticongelante los factores mencionados en la sección 2.4.1 y ver cómo afecta el fluido a la turbulencia y pérdida de carga en el sistema.

Elección del diámetro de los tubos

Para la selección del diámetro de las tuberías, se debe llegar a un compromiso entre la caída de presión y el funcionamiento térmico, ya que éste [3]:

- Debe ser lo suficientemente grande para producir una pérdida de carga pequeña y así necesitar menor potencia de bombeo.
- Debe ser lo suficientemente pequeño para asegurar altas velocidades y así garantizar turbulencia del fluido dentro del tubo, de manera que se favorezca el traspaso térmico entre el fluido que circula y la pared interior. Cuanto mayor sea la turbulencia, mayor será el intercambio térmico. La condición que asegura la turbulencia es:

$$Re = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot \nu \cdot D} > 2300 \quad (3.48)$$

donde Re es el número de Reynolds que caracteriza si el flujo es turbulento o laminar, Q es el caudal en $[m^3/s]$, ν es la viscosidad cinemática en $[m^2/s]$ y D es el diámetro interno del tubo en $[m]$.

Resistencia térmica de las tuberías R_p

La resistencia térmica de las tuberías del intercambiador enterrado se determina como

$$R_p = \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot k_p} \cdot \ln \frac{D_0}{D_1} \quad (3.49)$$

donde D_0 es el diámetro exterior del tubo en $[m]$, D_1 es el diámetro interior del tubo en $[m]$, k_p es el conductividad térmica del material del tubo en $[W/m \cdot K]$ y \ln es el logaritmo neperiano.

La Tabla 3.6 incluye resistencias térmicas para diferentes diámetros, y para 1, 2 (caso b de la Figura 3.17) y 4 (caso c de la Figura 3.17) tuberías a la vez [11]. El procedimiento para el cálculo de la resistencia térmica de las tuberías cuando se disponen de forma horizontal y en distintas configuraciones se puede ver en el Anexo B.

Tabla 3.6: Resistencias térmicas (R_p) de tuberías HDPE SDR 11. Fuente: [11].

Resistencia térmica R_p de tuberías HDPE SDR 11 [m · K/W]					
Diámetro Nominal [m]	Diámetro Exterior [m]	Diámetro Interior [m]	Resistencia 1 tubería R_p	Resistencia 2 tuberías R_{p2}	Resistencia 4 tuberías R_{p4}
3/4"	0,0250	0,0204	0,081	0,055	0,039
1"	0,0320	0,0261	0,081	0,055	0,039
1 1/4"	0,0400	0,0326	0,081	0,055	0,039
1 1/2"	0,0500	0,0408	0,081	0,056	0,039
2"	0,0630	0,0514	0,081	0,056	0,039

Resistencia térmica de la tierra R_s

La resistencia térmica del suelo depende de sus propiedades. Siendo la resistencia de la tierra inversa a la conductividad térmica del terreno, se puede decir que los suelos duros y húmedos tienen menor resistencia térmica que los suelos duros y secos o ligeros y húmedos.

También, la resistencia térmica de la tierra depende del tipo de tubería, del tipo de configuración del intercambiador de calor y del tiempo de funcionamiento de éste.

A fin de tener en cuenta los efectos de oscilación térmica de la superficie (para intercambiadores horizontales se debe suponer que la temperatura no es constante, debido a su baja profundidad), se simula la existencia de ésta mediante la introducción de los llamados "tubos imagen", simétricamente dispuestos respecto a los reales. El procedimiento se indica en el Anexo 1.

En la Tabla 3.7 se muestran las resistencias térmicas de suelos para las configuraciones de la Figura 3.23, y para distintos diámetros. Considerar que se entregan los valores de resistencia para los casos en que el suelo sea duro y húmedo (valores superiores) y los casos en que el suelo sea duro y seco o ligero y húmedo (valores inferiores).

Tabla 3.7: Resistencia térmica de suelos para distintos diámetros nominales y diversas configuraciones. Fuente: [11].

Resistencia térmica de suelo R_s [$m \cdot K/W$]										
$\frac{R_s(\text{suelo duro-húmedo})}{R_s(\text{suelo duro-seco o ligero-húmedo})}$										
Diámetro Nominal	Configuraciones									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
3/4"	0,59	0,61	0,63	0,64	0,76	0,79	1,18	1,24	1,22	1,09
	0,8	0,83	0,85	0,86	1,02	1,06	1,59	1,65	1,65	1,46
1"	0,56	0,59	0,60	0,61	0,73	0,76	1,16	1,21	1,20	1,06
	0,76	0,79	0,81	0,82	0,98	1,02	1,55	1,61	1,61	1,43
1 1/4"	0,53	0,56	0,57	0,58	0,70	0,73	1,13	1,17	1,17	1,03
	0,72	0,76	0,77	0,79	0,94	0,98	1,51	1,57	1,57	1,39
1 1/2"	0,51	0,54	0,56	0,57	0,69	0,72	1,11	1,15	1,15	1,02
	0,70	0,73	0,75	0,76	0,92	0,96	1,48	1,54	1,54	1,36
2"	0,49	0,51	0,53	0,54	0,66	0,69	1,09	1,12	1,12	0,99
	0,66	0,69	0,72	0,73	0,88	0,92	1,45	1,51	1,51	1,32

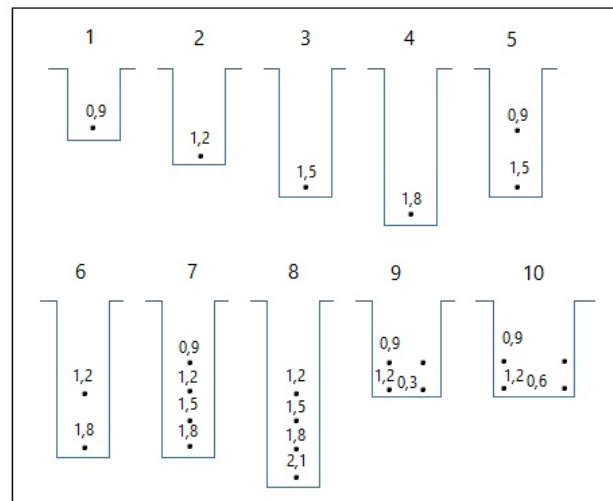


Figura 3.23: Configuraciones de tuberías horizontales como intercambiadores geotérmicos. Los valores indican las profundidades a la que están enterradas las tuberías, en unidades de [m]. Modificación a partir de [11].

Dimensionamiento del intercambiador de calor enterrado

La longitud del colector geotérmico horizontal a utilizar se puede determinar como

$$L_{\text{calefacción}} = \frac{Q_{\text{calefacción}} \cdot \frac{COP_{\text{calefacción}}^{-1}}{COP} \cdot (R_p + R_s \cdot F_{\text{calefacción}})}{T_L - T_{MIN}} \quad (3.50)$$

donde $L_{\text{calefacción}}$ es el largo del intercambiador de calor geotérmico enterrado en [m], $Q_{\text{calefacción}}$ es la capacidad térmica nominal de la bomba de calor en [W], COP es el coeficiente de operación de la bomba de calor, R_s es la resistencia térmica de la tierra en [$m \cdot K/W$], R_p es la

resistencia térmica del suelo en $[m \cdot K/W]$, $F_{calefacción}$ es el factor de utilización, y T_L y T_{MIN} son la temperatura mínima anual del suelo y temperatura mínima del fluido en el circuito captador a la entrada de la bomba de calor, respectivamente, en unidades de $[^{\circ}C]$.

El valor de la capacidad térmica $Q_{calefacción}$ de la bomba de calor utilizada en el diseño se puede obtener a partir de las especificaciones técnicas entregadas por el fabricante [3].

3.5. Sistema de distribución

Un sistema de distribución es un sistema formado por los elementos terminales que reciben el calor transportado desde el sistema de captación y lo transmiten o intercambian con el aire ambiente del lugar a climatizar. Los sistemas distribuidores más utilizados en calefacción son radiadores, convectores, y calefacción por una superficie radiante (que suele ser el piso de la vivienda).

La calefacción a través de radiadores consiste en un aparato (el radiador) que emite calor al ambiente donde está instalado. Esto debido a que a través de él circula el fluido caloportador procedente desde el generador del calor (caldera, bomba de calor, etc) y cede el calor mediante convección y radiación dependiendo de la temperatura del fluido caloportador, superficie de intercambio y diseño.

Los convectores son un tipo de emisor de calor donde se potencia la transmisión de calor por convección. Básicamente funciona mediante un elemento radiante (como una resistencia) que se rodea por un flujo de aire, así el aire puede transmitir por convección (el calor que entrega el elemento radiante) al ambiente a climatizar.

Las superficies radiantes son un sistema de calefacción que consiste en la impulsión de agua a media temperatura (en torno a los $40^{\circ}C$ en invierno) a través de circuitos de tuberías que se encuentran embebidos, dentro de una superficie como puede ser el piso (o losa), el techo o las paredes de la vivienda. Actualmente el tipo de superficie radiante más utilizada es el piso, ya que se ha descubierto que logra un mejor perfil de temperatura dentro del lugar climatizado [33].

De entre todos los sistemas existentes de climatización, los sistemas radiantes son los que mejor se ajustan a la calefacción ideal, como se puede ver en la Figura 3.24.

La parte superior de nuestro cuerpo necesita una temperatura más baja que la parte inferior. La calefacción por convectores calienta demasiado la parte superior de la vivienda y deja la temperatura de la parte baja de la vivienda más baja, no logrando suplir la calefacción que necesita el cuerpo del ser humano.

El piso radiante logra adecuarse mejor a la calefacción que necesita el cuerpo humano, manteniendo una temperatura alta en la parte de abajo de la habitación, y una temperatura más baja en la parte superior.

Por otro lado, los sistemas por convectores y radiadores requieren de una temperatura de

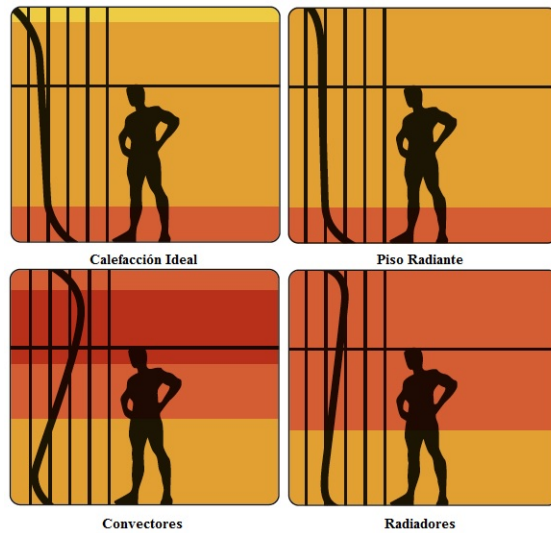


Figura 3.24: Comparación entre los distintos tipos de calefacción con la calefacción ideal. Modificación a partir de [33].

entrada más alta (entregar números). Cuando se utiliza una bomba de calor geotérmica, las temperaturas que se logran son del orden de 35°C , por lo que no cumple el requerimiento que requieren los sistemas por convectores y radiadores. En un sistema de piso radiante es posible utilizar temperaturas de entrada del fluido tan bajas como 35 a 50°C , por lo que es una opción para calefaccionar si se quiere integrar a una bomba de calor [1].

3.5.1. Fundamentos térmicos de diseño y cálculo de piso radiante

El piso radiante es un sistema de calefacción que a través de radiación y convección logra entregar calor a la vivienda. Para entregar calor, a través de él se instalan tuberías por donde fluye fluido caliente, y para no perder este calor hacia otros lugares que no sea la casa se deben colocar capas aislantes por debajo de las tuberías. El orden de instalación de los distintos materiales se muestra en la Figura 3.25.

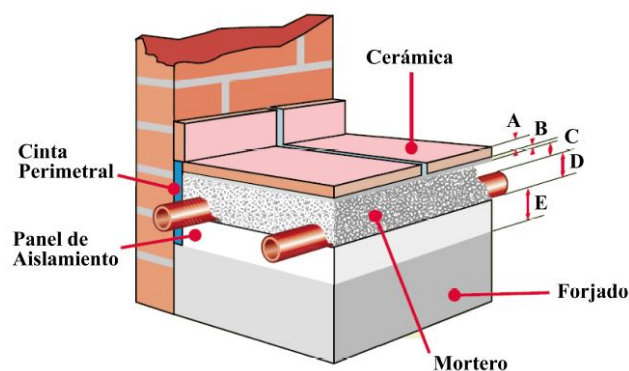


Figura 3.25: Esquema de instalación de la losa radiante. Modificación a partir de [34].

Para realizar la instalación en una vivienda, primero se debe preparar el soporte. El forjado

debe estar liso y seco, y no presentar desniveles. A continuación se coloca la cinta perimetral, cuyo objetivo es absorber las dilataciones que pueda sufrir el mortero debido al aumento de temperatura o la evaporación del agua contenida en él.

Luego de colocar la cinta perimetral, se procede a colocar un film de polietileno, para evitar el traspaso de humedad entre el suelo base y la plancha de aislamiento. Se coloca el panel de aislación (puede ser de algún material de baja conductividad térmica, como el poliestireno expandido de alta densidad, con $0,0384 [W/m \cdot K]$ en todas las zonas donde se instale el piso radiante para evitar pérdidas de calor hacia el subsuelo.

La colocación del circuito de climatización debe realizarse según las siguientes directrices:

- La distancia entre las tuberías del piso radiante debe mantenerse constante en toda la instalación. Esta distancia en general es entre 15 a 20 cm.
- Los circuitos no deben cruzarse.
- Se deben colocar a más de 50 mm de distancia de las estructuras verticales.
- Se deben aislar aquellas tuberías del circuito que no se encuentren embebidas en el piso.
- La configuración de los circuitos debe ser tal que las tuberías de ida y retorno se coloquen una al lado de la otra en todos los tramos del circuito, homogeneizando la temperatura superficial de la cerámica. Se recomienda el trazado en doble serpentín o espiral.

Los circuitos de climatización deben tener un largo máximo entre los 100 y 120 *m*. Por tanto si se quiere calefaccionar un área muy grande, se deben utilizar varios circuitos en paralelo. Estos circuitos deben conectarse a un colector hidráulico, que es un elemento que posee a lo más 12 entradas y 12 salidas (es decir, admite máximo 12 circuitos en paralelo) y se coloca lo más central posible y en un plano más alto que el plano de los circuitos, facilitando el pagado, la instalación y el equilibrio hidráulico del sistema.

Un colector hidráulico se instala dentro de una caja de colectores. Estas cajas en general se empotran en muros y lugares accesibles pero no tan visibles, como al fondo de un armario. Esto por razones estéticas.

Una vez instalados los circuitos en el piso, se debe realizar el llenado de la instalación y prueba de estanqueidad. Por último se vierte el mortero de cemento sobre toda la superficie a climatizar. El espesor recomendable es de 45 a 50 mm medidos a partir de la generatriz superior de la tubería [33].

Finalmente se debe instalar el revestimiento del suelo, que puede ser cerámica, baldosa, parquet, entre otros. Se aconseja una resistencia térmica máxima del revestimiento de $0,15 [m^2 \cdot K/W]$.

Con respecto al diseño del piso radiante, el método de diseño de éste es el indicado por la norma española UNE EN 1264 [33].

El flujo máximo de calor por unidad de área que puede emitir el piso radiante se calcula mediante la siguiente ecuación

$$\dot{q}_{max} = 8,29 \cdot (T_{max,piso} - T_{set})^{1,1} \quad (3.51)$$

donde \dot{q}_{max} es el flujo de calor máximo emitido por la losa radiante en $[W/m^2]$, $T_{max,piso}$ es la temperatura máxima del piso, siendo de $29^\circ C$ según [33] y T_{set} es la temperatura de seteo de la calefacción dentro de la vivienda en $[^\circ C]$. El sistema debe diseñarse tal que la calefacción entregada por el piso radiante no supere el valor dado por \dot{q}_{max} .

Por otro lado, cuando la separación entre tubería de losa radiante es menor a $0,375 [m]$, el flujo de calor procedente de éstas se calcula como

$$\dot{q} = 6,7 \cdot a_B \cdot a_T \cdot a_T^{m_T} \cdot a_u^{m_u} \cdot a_D^{m_D} \cdot \left[\frac{T_{imp} - T_{ret}}{\ln\left(\frac{T_{imp} - T_{set}}{T_{ret} - T_{set}}\right)} \right] \quad (3.52)$$

donde \dot{q} es el flujo de calor por unidad de área en $[W/m^2]$; a_i, m_i son factores adimensionales de ajuste; T_{imp}, T_{ret} son las temperaturas de impulsión y de retorno del circuito de tuberías de la losa radiante, respectivamente y en $[^\circ C]$ y T_{ret} es la temperatura de seteo al interior de la vivienda en $[^\circ C]$.

El coeficiente a_B es el factor de revestimiento del suelo (revestimiento de suelo corresponde a la cerámica y la capa de pegamento), y se determina como

$$a_B = \frac{0,138}{0,093 + \frac{0,045}{\lambda_r} + R_r} \quad (3.53)$$

donde λ_r es la conductividad térmica del revestimiento en $[W/m \cdot K]$ y R_r es la resistencia térmica del revestimiento en $[m^2 \cdot K/W]$.

La resistencia térmica del revestimiento se expresa como

$$R_r = \frac{e_r}{\lambda_r} \quad (3.54)$$

donde e_r el espesor del revestimiento en unidades de $[m]$.

El coeficiente a_T es el factor de paso según [33] y se obtiene como

$$a_T = 2 \cdot R_r^2 - 0,94 \cdot R_r + 1,23 \quad (3.55)$$

donde R_r es la resistencia térmica del revestimiento en $[m^2 \cdot K/W]$.

El factor de recubrimiento a_u depende de la separación entre las tuberías de la losa radiante y de la resistencia térmica del revestimiento [33]. Cuando la separación entre tuberías es de $0,15 m$, el factor a_u se calcula con la siguiente regresión

$$a_u = 8,667 \cdot R_r^3 - 1,3 \cdot R_r^2 - 0,1767 \cdot R_r + 1,057 \quad (3.56)$$

donde R_r es la resistencia térmica del revestimiento en $[m^2 \cdot K/W]$.

El factor adimensional en función del diámetro exterior de la tubería a_D se obtiene a partir de la separación entre las tuberías y la resistencia térmica del revestimiento [33]. Cuando la separación entre tuberías es de 0,15 m, el factor a_D se calcula con la siguiente regresión

$$a_D = -1,333 \cdot R_r^3 + 0,4 \cdot R_r^2 - 0,1367 \cdot R_r + 1,04 \quad (3.57)$$

donde R_r es la resistencia térmica del revestimiento en $[m^2 \cdot K/W]$.

Cuando la separación entre tuberías está entre 0,05 m y 0,375 m, el factor m_T se obtiene como

$$m_T = 1 - \frac{T}{0,075} \quad (3.58)$$

donde T es la separación entre tuberías en [m].

Cuando el espesor de la capa por encima de la tubería es mayor a 0,015 m, el factor m_u se expresa como

$$m_u = 100 \cdot (0,045 - S_u) \quad (3.59)$$

donde S_u es el espesor de la capa por encima de la tubería [m].

Por último, cuando el diámetro exterior de la tubería D_{ext} mide entre 0,01 y 0,03 m, el factor m_D se obtiene a partir de

$$m_D = 250 \cdot (D_{ext} - 0,02) \quad (3.60)$$

donde D_{ext} es el diámetro exterior de la tubería en [m].

La demanda de flujo másico para ajustarse a la demanda térmica de la vivienda se estima como

$$\dot{m} = \frac{A_F \cdot \dot{q}}{(T_{imp} - T_{ret}) \cdot c_{p,f}} \cdot \left(1 + \frac{R_o}{R_u} + \frac{T_{set} - T_{inf}}{\dot{q} \cdot R_u} \right) \quad (3.61)$$

donde \dot{m} es el flujo másico en $[g/s]$; A_F es la superficie cubierta por el circuito de piso radiante en $[m^2]$; \dot{q} es la densidad de flujo térmico en $[W/m^2]$; T_{imp} y T_{ret} son las temperaturas de

impulsión y de retorno del circuito de tuberías de la losa radiante en $[\text{°C}]$, respectivamente; T_{set} y T_{inf} son la temperatura de seteo del recinto y la temperatura de la zona inferior de la vivienda, respectivamente, en $[\text{°C}]$; $c_{p,f}$ es el calor específico del agua en $[\text{kJ/kg} \cdot \text{°C}]$; y R_o y R_u son las resistencias térmicas sobre y bajo las tuberías, respectivamente, en $[\text{m}^2 \cdot \text{K/W}]$.

Con respecto a la diferencia de temperatura entre T_{imp} y T_{ret} , típicamente para piso radiante toma valores entre 5 y 10 $^{\circ}\text{C}$ [33]. Los valores de las resistencias térmicas sobre las tuberías R_o y bajo las tuberías R_u se dan según las siguientes ecuaciones

$$R_o = 0,093 + R_r + \frac{S_u}{\lambda_u} \quad (3.62)$$

$$R_u = R_p + R_{rad} + R_a + R_{roca} \quad (3.63)$$

donde R_r es la resistencia térmica del revestimiento del suelo en $[\text{m}^2 \cdot \text{K/W}]$, S_u es el espesor de la capa que se encuentra inmediatamente arriba de las tuberías en $[\text{m}]$, λ_u es la conductividad térmica de la capa que se encuentra inmediatamente arriba de las tuberías en $[\text{W/K} \cdot \text{m}]$, R_{roca} es la resistencia térmica de la roca compacta en $[\text{m}^2 \cdot \text{K/W}]$, R_p es la resistencia térmica de la aislación en $[\text{m}^2 \cdot \text{K/W}]$, R_{rad} es la resistencia térmica del radier en $[\text{m}^2 \cdot \text{K/W}]$ y R_a es la resistencia térmica de la arena compacta en $[\text{m}^2 \cdot \text{K/W}]$.

El largo total de las tuberías L_t en cada circuito de piso radiante se estima según

$$L_t = \frac{A_t}{T} + 2 \cdot l \quad (3.64)$$

donde A_t es el área a climatizar por el circuito en $[\text{m}^2]$, T es la separación entre tuberías en $[\text{m}]$, y l es la distancia entre el colector y el área a climatizar en $[\text{m}]$.

3.6. Colectores solares

Los colectores solares son equipos capaces de transformar la radiación solar en calor donde la transferencia de calor proviene del recurso solar a gran distancia del fluido receptor de la energía. El flujo de radiación incidente es variable y el rango de su longitud de onda está entre 0,3 y 3 μm [18].

Entre los colectores solares térmicos diseñados para aplicaciones de ACS, calefacción de edificios y piscinas se pueden ver los colectores planos sin y con cubierta, y los colectores de tubos vacíos. Se diferencian según varios criterios, como son el material, características de sus componentes, aplicaciones, entre otros.

- Colectores solares planos con cubierta: sus componentes principales son la placa absorbadora, que recoge la energía y la transfiere al fluido a través de un serpentín o

batería de tubos, la cubierta transparente de vidrio o plástico que aprovecha el efecto invernadero y la caja que integra el conjunto. Sus principales aplicaciones son producción de agua caliente sanitaria (ACS), calefacción, climatización de piscinas cubiertas, refrigeración y procesos industriales [35].

- Captadores planos sin cubierta: están formados por una serie de tubos de caucho, los cuales expuestos al sol absorben la radiación solar y se la transmiten al fluido que se encuentra en su interior. Su aplicación principal es la climatización de piscinas descubiertas debido a su bajo rendimiento fuera de la época veraniega [35]. Las condiciones exteriores como la temperatura del aire ambiente o la velocidad del viento afectan drásticamente el desempeño de estos sistemas, debido a la transferencia de calor por convección [15].
- Colectores de tubos de vacíos: están proyectados para reducir las dispersiones del calor hacia el exterior. El calor captado por cada tubo de vacío se transfiere a la placa que está en su interior, y que generalmente es de cobre. Así, el fluido de trabajo se calienta y gracias al vacío, se reduce al mínimo la dispersión de calor hacia el exterior [36]. Sus aplicaciones más usuales son en procesos industriales trabajando con temperaturas en torno a los 100°C, aunque también se usan para ACS, calefacción, etc.

En la Figura 3.26 se puede apreciar cómo se comporta el rendimiento instantáneo de distintos tipos de colectores solares térmicos según la diferencia entre la temperatura de trabajo deseada y la temperatura ambiente.

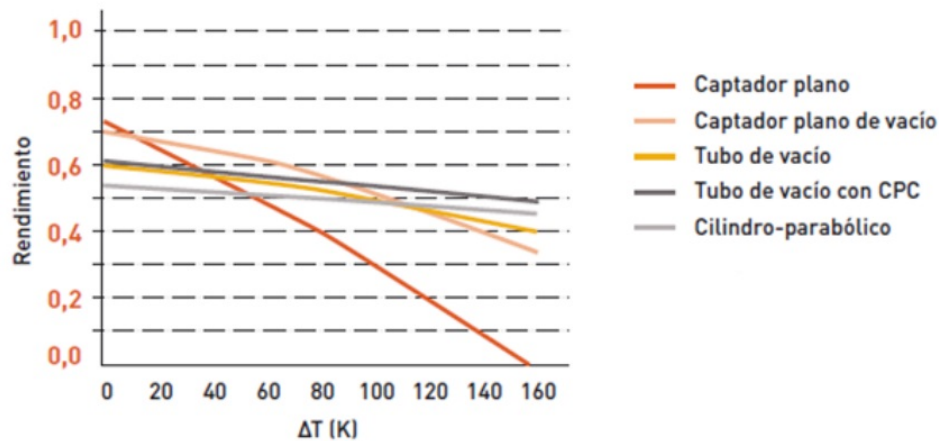


Figura 3.26: Rendimiento instantáneo de diferentes tipos de colectores solares térmicos. Fuente: [37].

Cada tipo de colector mencionado anteriormente tiene un rango de operación donde su rendimiento supera a los demás colectores. Así, dependiendo de la aplicación, la diferencia entre la temperatura deseada y la temperatura del ambiente indicará cuál es el tipo de colector más idóneo a seleccionar.

En aquellas zonas donde exista riesgo de congelación del fluido contenido en un colector solar térmico por bajas temperaturas se debe usar anticongelante. Se recomienda la utilización de algún glicol, como el etilenglicol o el propilenglicol, diluido en agua, como anticongelante.

El porcentaje de concentración del glicol en la mezcla debe encontrarse en las indicacio-

nes del producto anticongelante utilizado. Sin embargo, la Figura 3.27 muestra una gráfica orientativa de cómo desciende el punto de congelación según aumenta la concentración de propilenglicol en el fluido.

La temperatura mínima de la localidad es definida en el reglamento de la Ley 20.365. Se debe restar 5°C como medida de seguridad para determinar la concentración de glicol en la mezcla.

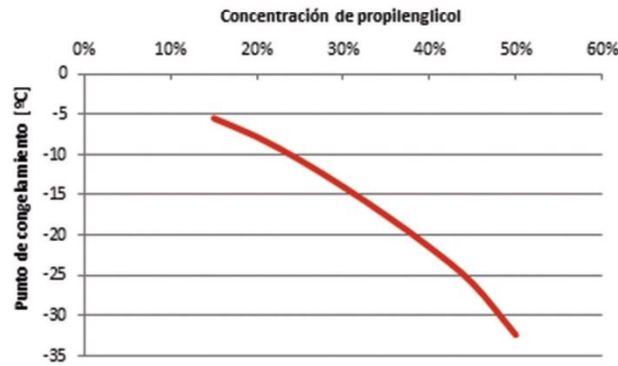


Figura 3.27: Evolución del punto de congelamiento según la concentración de propilenglicol en el fluido caloportador. Fuente: [38].

Se debe tener en cuenta la temperatura mínima de la localidad donde se está proyectando el sistema. A esta temperatura, definida en el reglamento de la Ley 20.365, se debe restar 5°C como medida de seguridad para determinar la concentración del glicol [39].

3.6.1. Fundamentos térmicos de diseño del sistema solar térmico

Los colectores solares planos están diseñados para aplicaciones que requieren una temperatura de hasta 100°C sobre la temperatura ambiente. Utilizan la radiación directa y difusa, no tienen un sistema de seguimiento del sol y requieren poca mantención. Las principales aplicaciones de este tipo de colectores son calefacción de edificios y casas, calentamiento de agua, aire acondicionado y entrega de calor para procesos industriales.

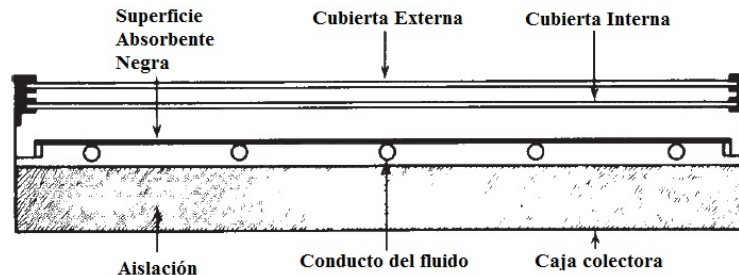


Figura 3.28: Sección transversal de un colector solar plano. Modificación a partir de [18].

Los principales componentes de un colector solar son:

- Cubierta transparente: provoca el efecto invernadero, reduce pérdidas por convección, asegura la estanqueidad del colector al agua y al aire.

- Placa absorbente: absorbe la radiación solar, transmitiéndola como calor al fluido caloportador. Para tener una buena capacidad de absorción, generalmente está revestida de pintura especial o superficies selectivas.
- Aislante Térmico: disminuye las pérdidas hacia el exterior. Puede ser lana de vidrio, lana de roca, poliestireno, poliuretano, entre otros.
- Carcasa (caja colector): protege y soporta los diversos elementos que componen el colector solar y conecta al sistema con el bastidor y elementos de anclaje a la vivienda.

Todo colector solar certificado posee una ficha técnica con información respecto a pruebas que se le han realizado. Con esta información y la ecuación de rendimiento, se puede obtener el comportamiento térmico del colector. La ecuación general para el rendimiento de un colector solar térmico puede ser obtenida de la ecuación Hottel-Whillier [18]:

$$\eta = \frac{Q_{\text{útil}}}{A \cdot I_T} = \frac{\dot{m} \cdot C_{pf} \cdot (T_o - T_i)}{A \cdot I_T} = F_r \cdot (\alpha \cdot \tau)_n - F_r \cdot U_L \cdot \frac{(T_i - T_a)}{I_T} \quad (3.65)$$

donde η es el rendimiento del colector solar; $Q_{\text{útil}}$ es la potencia térmica entregada al fluido del circuito en $[kJ/hr]$; I_T es la radiación incidente sobre el colector en $[kJ/hr \cdot m^2]$; A es la apertura total del conjunto colector o área bruta en $[m^2]$; \dot{m} es el flujo másico en el colector en condiciones de operación en $[kg/hr]$; C_{pf} es el calor específico del fluido de trabajo del colector en $[kJ/kg \cdot K]$; T_o , T_i y T_a son las temperaturas de salida del colector, temperatura de entrada al colector y temperatura ambiente, respectivamente, en $[^\circ C]$, F_r es el factor de remoción de calor global, U_L es el coeficiente global de pérdida de calor $[kJ/hr \cdot m^2 \cdot ^\circ C]$ y $(\alpha \cdot \tau)_n$ es el producto de la transmitancia de la cubierta por la absorbancia de la placa absorbente del colector solar a condiciones de incidencia normal de la radiación.

Dado que el coeficiente global de pérdida de calor no es constante, sino que depende de la temperatura, una mejor expresión de la Ecuación 3.65 está dada por

$$\eta = \frac{Q_{\text{útil}}}{A \cdot I_T} = F_r \cdot (\alpha \cdot \tau)_n - F_r \cdot U_L \cdot \frac{(T_i - T_a)}{I_T} - F_r \cdot U_{L/T} \cdot \frac{(T_i - T_a)^2}{I_T} \quad (3.66)$$

donde $U_{L/T}$ es el coeficiente global de pérdida de calor dependiente de la temperatura en $[kJ/hr \cdot m^2 \cdot ^\circ C]$.

La Ecuación 3.66 puede ser reescrita como

$$\eta = \eta_0 - a_1 \cdot \frac{(\Delta T)}{I_T} - a_2 \cdot \frac{(\Delta T)^2}{I_T} \quad (3.67)$$

donde η_0 es el rendimiento óptico en $[\%]$, a_1 es el coeficiente de variación lineal en $[W/m^2 \cdot K]$, a_2 es el coeficiente de variación cuadrática en $[W/m^2 \cdot K^2]$, ΔT es la diferencia entre la temperatura de entrada al colector y la temperatura ambiente.

Los parámetros η_0 , a_1 y a_2 son parámetros que están disponibles para los colectores testeados según los estándares del ASHRAE y calificados por SRCC (Solar Rating & Certification

Corporation) como también para colectores testeados por la norma europea [17]. Se pueden encontrar ejemplos de test de colectores solares junto a sus parámetros en sitios como el del SPF Institute for Solar Technology [40]. También se debe considerar que en la variable ΔT de la Ecuación 3.67 que la temperatura del fluido no siempre es la temperatura de entrada al colector, también podría ser la temperatura media o la temperatura a la salida del colector. Los reportes de los test de colectores a veces proveen la curva de eficiencia usando una temperatura distinta a la de entrada, y esto se indica en la documentación del test. La Figura 3.29 muestra un ejemplo de curva de eficiencia que puede mostrar un reporte de test de colector solar:

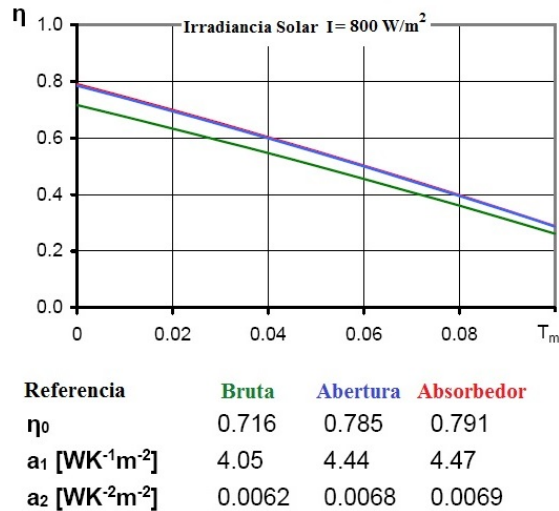


Figura 3.29: Ejemplo curva de eficiencia de test de colector solar térmico. Modificación a partir de [40].

Con respecto al ángulo óptimo de inclinación de un colector solar para una localidad, se recomienda que éste sea elegido con tal de aumentar la capacidad del colector durante invierno. Existen varias correlaciones en la literatura para determinar el ángulo fijo óptimo [9]. Estudios asumen este ángulo óptimo como un ángulo igual a la latitud de la localidad más 15°C [18]. La orientación óptima es la norte, para aprovechar la máxima radiación solar en invierno [41], al igual que la elección de la inclinación óptima.

El colector solar en general se integra a un sistema solar térmico para poder entregar calor o agua caliente sanitaria a una vivienda. Al ser la aplicación en una vivienda, por lo general las temperaturas de trabajo son inferiores a 100°C . Una instalación o sistema solar se puede conformar por un circuito de captación, el almacenamiento y un circuito de consumo. El circuito de captación recibe la radiación solar a convertir y su componente principal corresponde al captador solar. El almacenamiento está formado por uno o más tanques de acumulación de la energía calórica proveniente de los captadores solares. El circuito de consumo, corresponde al circuito de entrega de la calefacción o ACS a la vivienda [41].

Existen variadas configuraciones para las instalaciones de energía solar térmica. En viviendas éstas dependen principalmente de la forma de transferir el calor al fluido de consumo: circuito directo o indirecto; y de la forma de hacer circular el líquido en el sistema: por termosifón o forzada.

El circuito indirecto, es aquel en que el fluido caloportador que circula por el sistema de captación y acumulación es distinto al fluido del circuito de consumo, protegiendo las tuberías de posibles expansiones o presiones inadecuadas, impidiendo su mezcla con el agua de consumo. Si se opta por circulación directa, se debe tener especial cuidado con la calidad del agua a utilizar en el sistema [41]. La Figura 3.30 muestra dos tipos de configuración de una instalación solar térmica. La figura de la izquierda corresponde a un sistema forzado y la de la derecha es un sistema por termosifón.

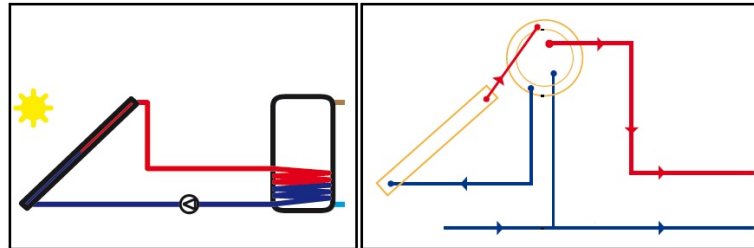


Figura 3.30: Tipos de instalación solar térmica. Modificación a partir de [42, 43].

Un sistema solar térmico tipo forzado es un sistema integrado por diferentes elementos entre los que se encuentra uno o varios colectores solares térmicos, un depósito acumulador de agua caliente, vasos de expansión, bombas de impulsión, válvulas de retención, válvulas de seguridad y accesorios de control (sondas, central de control, entre otros). La Figura 3.31 muestra los elementos principales de una instalación solar térmica.

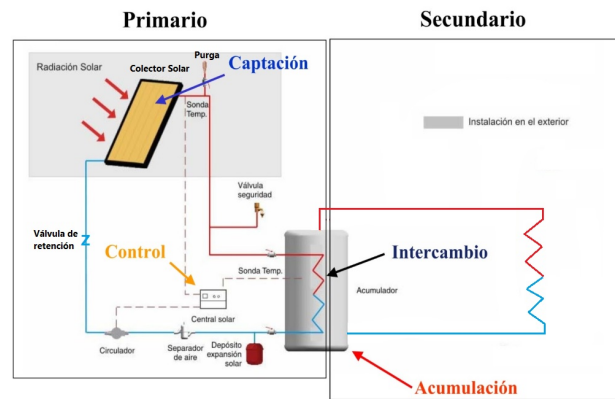


Figura 3.31: Elementos de una instalación solar térmica. Modificación a partir de [44].

El reglamento de la Ley 20.365 indica la relación que debe existir entre el volumen del tanque de almacenamiento y los metros cuadrados de colector solar [39]:

$$40 < \frac{V}{A} < 180 \quad (3.68)$$

donde V es el volumen de almacenamiento en $[L]$ y A es el área de captación en $[m^2]$.

Por otro lado, la Ley 20.365 establece las contribuciones mínimas solares para cada zona climática de Chile. Para gran parte de la Región Metropolitana se exige que la contribución mínima solar al cubrimiento de la demanda sea de un 57 %.

Con respecto al caudal del circuito de captación solar, éste establece la capacidad de evacuación del calor desde el sistema de captación hasta el consumo. Es importante establecer un caudal que busque la solución de compromiso entre los costos de los circuitos, las pérdidas térmicas y las pérdidas de carga que se producen.

La dependencia del rendimiento de la instalación solar con el caudal del circuito primario, se puede analizar de la forma indicada por la Figura 3.32.

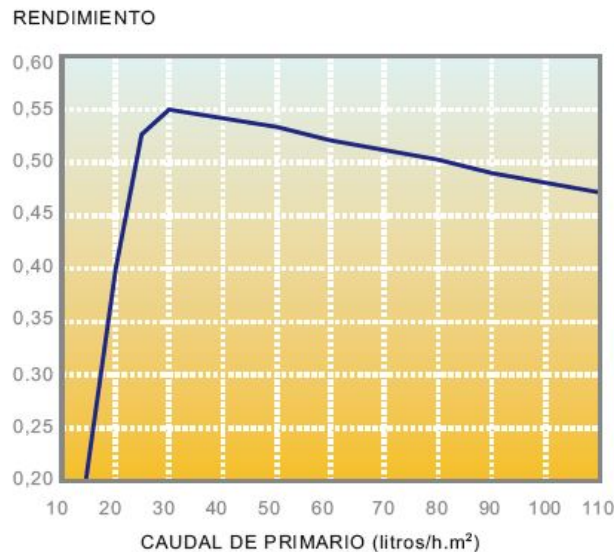


Figura 3.32: Rendimiento de la instalación solar en función del caudal del circuito primario. Fuente: [42].

Normalmente, el caudal óptimo se encuentra entre 10 y 25 $[L/hr \cdot m^2]$, donde el rendimiento encuentra su valor máximo. Para caudales inferiores al óptimo, el rendimiento cae bruscamente y es debido a que el circuito pierde capacidad de evacuación de calor. Para caudales superiores al óptimo, el rendimiento va descendiendo, pero lentamente, debido a que aumentan los diámetros de cañerías y, por tanto, las pérdidas térmicas de los circuitos.

Se recomienda seleccionar un caudal por encima del óptimo pero no muy alejado; como el óptimo para cada caso habría que determinarlo por un proceso de análisis y simulación completa de la instalación, que no siempre se puede hacer, se recomienda adoptar valores del lado de la seguridad entre 30 y 60 $[L/hr \cdot m^2]$, siendo habitualmente más utilizados los valores entre 40 y 50 $[L/hr \cdot m^2]$.

Con respecto a la agrupación de colectores solares, estos se pueden agrupar en serie o en paralelo, dependiendo del espacio disponible para su instalación. Al agruparlos, se debe tener en cuenta ciertos aspectos, como evitar las pérdidas por sombras de colectores solares vecinos. Para esto, la distancia mínima entre filas de colectores d (que se aprecia en la Figura 3.33) que permite aprovechar al máximo la superficie disponible se calcula como

$$d = 1,25 \cdot (d_1 + d_2) = 1,25 \cdot L \cdot \left[\frac{\sin(\alpha - i)}{\tan(h + i)} + \cos(\alpha - i) \right] \quad (3.69)$$

donde L es la longitud del colector solar en $[m]$, α es la inclinación óptima del colector con respecto a la horizontal en $[\circ]$, i es la inclinación de la superficie $[\circ]$, h es la altura solar $[\circ]$ y d es la distancia mínima para que no se proyecten sombras en el día más desfavorable del mes más desfavorable en $[m]$.

La altura solar h depende de la latitud del lugar y la declinación solar:

$$h = 90 + \Phi + \delta \quad (3.70)$$

donde Φ es la latitud del lugar en $[\circ]$ y δ es la declinación solar en $[\circ]$.

La declinación solar varía a lo largo de la órbita de la Tierra alrededor del Sol, alcanzando valores máximos en los solsticios de verano ($\delta = 23,45^\circ$) y mínimos en invierno ($\delta = -23,45^\circ$), y valores nulos en los equinoccios ($\delta = 0^\circ$). Aunque la declinación varía se puede suponer que permanece constante a lo largo de un día.

Para el cálculo de la distancia entre colectores hay que considerar el día más desfavorable, pues será el día donde la radiación solar incida sobre la superficie con el menor ángulo, que es el 21 de junio (solsticio de invierno en el hemisferio sur) y cuyo valor es $-23,45^\circ$.

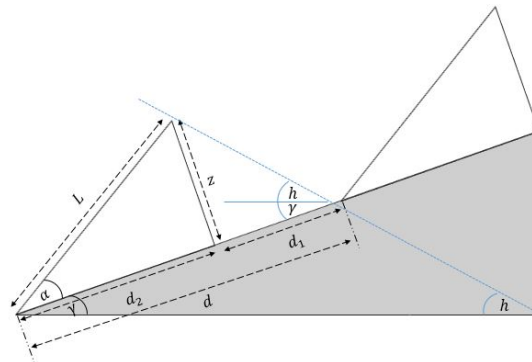


Figura 3.33: Distancia entre colectores solares en una superficie inclinada. Elaboración propia.

Otras recomendaciones son que los bancos de colectores no posean más de 3 colectores conectados en serie y que los flujos de los bancos de colectores conectados en paralelo se equilibren con válvulas de equilibrado o con retorno invertido, representados en la Figura 3.34. En la figura los rectángulos grises representan a los colectores solares térmicos, mientras que las cañerías azul y roja representan las cañerías de entrada y de salida del fluido, respectivamente.

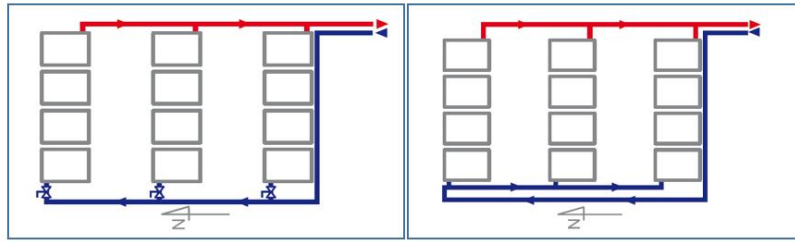


Figura 3.34: Distintos tipos de conexión de colectores en paralelo. A la izquierda, conexión con válvulas de equilibrado. A la derecha conexión con retorno invertido. Modificación a partir de [42].

Sistema de Control

El sistema de regulación y control de una instalación solar forzada (Figura 3.35) en una vivienda tiene dos funciones principales [38]:

- Gestionar la correcta aportación de energía desde los colectores solares al depósito acumulador.
- Evitar situaciones de compromiso para el material empleado por excesos de temperatura no previstos en el diseño en determinados puntos de la instalación.

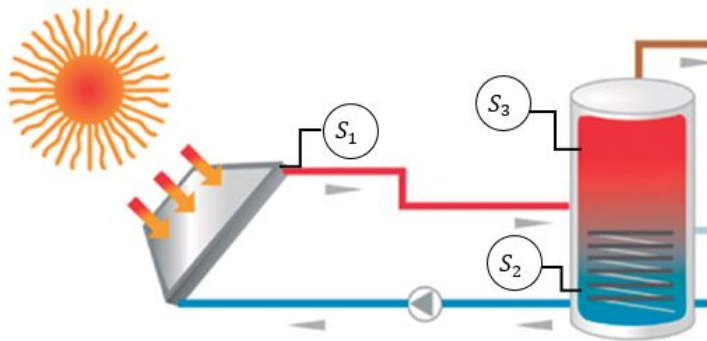


Figura 3.35: Sistema de control en la instalación solar. Modificación a partir de [38].

Para realizar estas funciones, el sistema de regulación y control mide la temperatura de distintos puntos de la instalación a través de sondas (de inmersión) y activa o desactiva la bomba recirculadora según los algoritmos programados. Normalmente, estos algoritmos son dos y se relacionan con las funciones mencionadas anteriormente [38]:

- Sonda 1 (S_1 en la Figura 3.35): se ubica en la salida del último colector solar (punto de mayor temperatura del campo de captación). Es importante que la sonda penetre en el colector solar a fin de obtener una lectura fiable de la temperatura interior del mismo en todo momento.
- Sonda 2 (S_2 en la Figura 3.35): se encuentra en la parte más baja posible del tanque de almacenamiento.
- Sonda 3 (S_3 en la Figura 3.35): se ubica en la parte más alta del tanque de almacenamiento.

Las consignas del sistema serán $Tmax_{DA}$, $Tset_{DA}$, $Tmax_{prim}$ y se definen a continuación:

- $Tmax_{DA}$: temperatura máxima admisible por el tanque de almacenamiento. Esta temperatura es proporcionada por el fabricante del mismo.
- $Tmax_{prim}$: la mínima de las temperaturas máximas admisibles por los materiales y elementos del circuito primario. Esto incluye la temperatura máxima del fluido para el correcto funcionamiento de la bomba. En cualquier caso, este valor ha de ser inferior a la temperatura de vaporización del fluido del circuito primario (T_{vap}), que dependerá de la presión del mismo.

El algoritmo de aportación se basará en una comparación para la gestión del aporte de energía y tendrá un límite por valor absoluto, a consigna del acumulador:

- Si S_1 es mayor que $S_2+7^\circ\text{C}$, la bomba de primario se accionará.
- Si S_1 es menor que $S_2+2^\circ\text{C}$, la bomba de primario se detendrá.

El algoritmo de seguridad será absoluto (no comparativo):

- Si S_1 es mayor que $Tmax_{prim} - 10^\circ\text{C}$, la bomba de primario se detendrá en cualquier caso.
- Si S_3 es mayor que $Tmax_{DA} - 10^\circ\text{C}$, la bomba de primario se detendrá en cualquier caso.

3.7. Caldera a Gas

Una caldera es parte de un conjunto térmico utilizado en viviendas para calentar agua, ya sea para agua caliente sanitaria (ACS) o para calefacción. El conjunto térmico completo está conformado por el quemador, la caldera y la chimenea; y en general, para aplicaciones en viviendas, este conjunto está diseñado para combustibles líquidos y sólidos, ya que son los tipos de conjuntos más utilizados en climatización [45].

En el quemador se da el lugar para el proceso de combustión, por lo que se tiene que lograr la mezcla íntima del combustible con el aire, y además proporcionar la energía de activación. Por la forma en que el quemador realiza la combustión, se clasifica de tres maneras [46]:

- Quemadores atmosféricos: sólo se utilizan con combustibles gaseosos, y el aire entra a la cámara de combustión gracias a la depresión creada por el efecto Venturi. Al pasar el gas a la tobera del quemador y crearse la combustión, la mezcla de aire/gas se realiza por el tiro creado por los productos de la combustión, que al estar a mayor temperatura ascienden por la cámara de combustión.
- Quemadores de premezcla: también se utilizan sólo con combustibles gaseosos, y mediante un ventilador, la mezcla de aire/gas es forzada hacia la cámara de combustión. Los productos de combustión se desplazan por tiro natural y por la ayuda del ventilador.
- Quemadores mecánicos o de sobrepresión: se pueden emplear con combustibles líquidos y gaseosos. Un ventilador aporta con el caudal de aire apropiado para la combustión, y

con ayudar a los productos de combustión a vencer las pérdidas de carga creadas por el circuito de humos.

Las calderas son los elementos donde el calor de la combustión, realizada en los quemadores, se transfiere al agua de la instalación. Pueden clasificarse de muy diversas formas, entre las que cabe citarse [46]:

- Por el tipo de combustible: pueden ser combustibles de tipo sólido (pellets, biomasa), líquido (gasóleo) o gaseoso (gas natural, gas propano).
- Por la clasificación europea 92/42/CEE: pueden ser calderas estándar (cuyos componentes no pueden soportar el efecto de la condensación de gases en su interior, por lo que debe trabajar con temperaturas de retorno de la instalación superiores al punto de rocío de los humos), calderas de baja temperatura (permiten trabajar con temperaturas de retorno del agua inferiores a la de rocío de los humos sin que se produzcan condensaciones), y calderas de condensación (soportan las condensaciones, trabajando con temperaturas de retorno lo más bajas posible para aprovechar el calor latente de condensación de los humos).
- Por la toma del aire de la combustión: puede ser caldera de cámara abierta, que toma el aire del recinto donde se encuentra la caldera, o de cámara cerrada, que toma el aire desde el exterior a través de un conducto.

La chimenea es el componente principal junto a los conductos de humos, para evacuar los productos de combustión o humos luego de que éstos han cedido su calor al agua (en el interior de la caldera). Los productos de combustión se pueden evacuar de dos maneras [46]:

- Por tiro natural: los humos, al estar a mayor temperatura que el ambiente, experimentan una fuerza ascendente (tiro natural) debido a la diferencia de densidad entre el aire ambiente y los humo. El tiro natural es suficiente para vencer las pérdidas de carga del recorrido, dentro del equipo.
- Por tiro forzado: debido a que el tiro natural no es suficiente para que los humos puedan vencer las pérdidas de carga del recorrido, se utiliza un ventilador que los ayuda a salir del equipo.

Un esquema de una caldera de condensación mixta (que puede entregar ACS y calefacción) se puede ver en la Figura 3.36, donde se visualizan las distintas conexiones de la instalación.

El funcionamiento de una caldera se puede visualizar en la Figura 3.37. Básicamente, para entregar energía al agua, la caldera capta el aire y lo mezcla con el combustible para realizar la combustión. Parte de la energía liberada en la combustión se destina a calentar el agua del circuito de calefacción ($Q_{\text{útil}}$), y la otra parte se pierde a través de distintas formas: por radiación/convección a través de la envolvente de la caldera ($Q_{\text{radiación}}$), combustible que no combustiona ($Q_{\text{inquemados}}$) y por calor sensible de los productos de combustión (Q_{humos}).

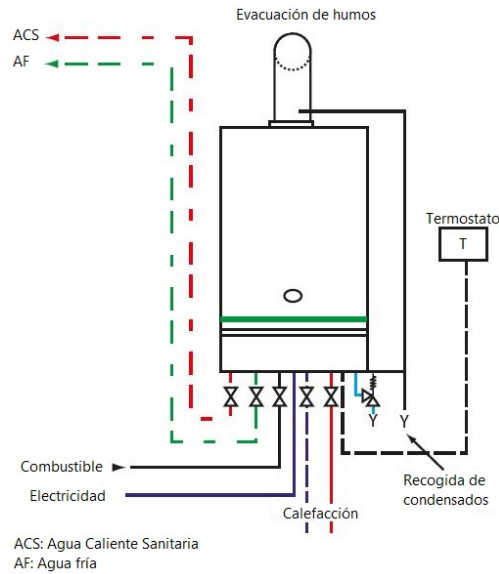


Figura 3.36: Conexiones de una caldera mixta. Modificación a partir de [46].

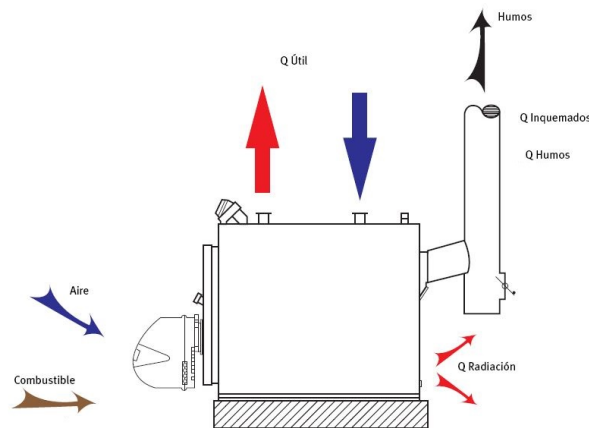


Figura 3.37: Funcionamiento de una caldera. Modificación a partir de [45].

3.7.1. Aspectos térmicos del sistema de calefacción por caldera a gas

La caldera a gas se debe seleccionar dependiendo de los requerimientos de la aplicación: pueden ser sólo calefacción, o calefacción y agua caliente sanitaria. En el mercado existen diversas calderas, y de distintas potencias. La potencia de la caldera a seleccionar debe ser acorde a la carga de calefacción que se desea cubrir. También se debe considerar para qué tipo de combustible está disponible la caldera, dado que la disponibilidad de combustible en la localidad de instalación del equipo determina la selección.

Para aplicaciones de calefacción por piso radiante, donde se requieren que la temperatura de entrada del fluido sea entre 35 y 50°C, se requieren calderas de baja temperatura o de condensación, ya que son las que mejor se adecúan a los requerimientos de temperatura.

La cantidad de volumen de combustible V utilizado por una caldera de condensación para suplir una cantidad de energía demandada Q está dada por

$$V = \frac{Q}{\eta_{cald} \cdot PCS} \quad (3.71)$$

donde V es el volumen de combustible en $[m^3]$, Q es la energía a suministrar por la caldera en $[kcal]$, η_{cald} es el rendimiento de la caldera en $[\%]$ y PCS es el poder calorífico superior del combustible en $[kcal/m^3]$. La Tabla 3.8 muestra el poder calorífico superior para el gas licuado de petróleo (GLP).

Tabla 3.8: Poder calorífico del gas licuado de petróleo. Fuente: [47].

Combustible	Poder Calorífico Superior $[kcal/m^3]$
Gas Licuado de Petróleo	22.400

Por otra parte, se debe considerar el diseño del sistema de evacuación de humos. La altura de la parte más alta del sistema de evacuación (remate de la chimenea) debe sobresalir por encima de las cumbreras de una construcción, con un doble objetivo:

- Evitar los revocos de humos debidos a la acción del viento contra los obstáculos próximos a las chimeneas.
- Permitir la adecuada dispersión de los humos, evitando molestias a otros usuarios; por lo que se deben respetar ciertas distancias entre los remates de las chimeneas y las aberturas de ventilación de los locales.

Por ello, en la norma UNE 123001 se establecen unas alturas mínimas sobre las cubiertas que dependen de la forma de las mismas; básicamente consisten en elevarlas $1\ m$ por encima de los obstáculos colindantes a menos de $10\ m$, si bien en función de la inclinación de la cubierta se establecen otras medidas.

Si la cubierta tiene una pendiente superior a 20° , la chimenea debe sobresalir $1\ m$ por encima de la cumbrera, o quedar separada $2,5\ m$ de la propia cubierta. Ver Figura 3.38 y 3.39.

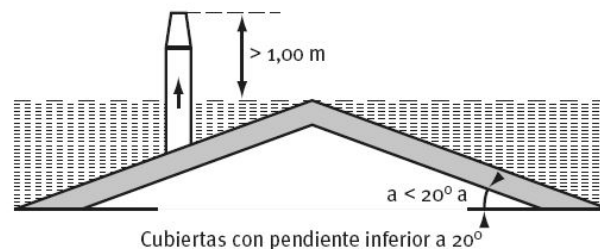


Figura 3.38: Elevación mínima de los remates de las chimeneas en cubiertas con pendiente superior a 20° , que se encuentran a una distancia horizontal menor a $2,5\ m$. Fuente: [46].

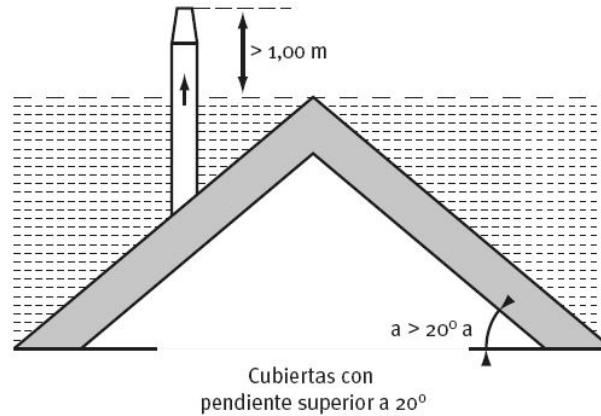


Figura 3.39: Elevación mínima de los remates de las chimeneas en cubiertas con pendiente superior a 20°, que se encuentran a una distancia horizontal de 2,5 m. Fuente: [46].

3.8. Evaluación del coeficiente de desempeño estacional de un sistema de calefacción

Para evaluar el coeficiente de desempeño estacional de un sistema de calefacción se calcula la siguiente ecuación [5, 48]:

$$\eta = \frac{\sum_{t=1}^T Q_{output,t}}{\sum_{t=1}^T Q_{input,t}} \quad (3.72)$$

donde η es el desempeño estacional del sistema de calefacción en [%], Q_{output} es la cantidad de energía total que entrega un sistema de calefacción durante una cantidad de tiempo T en [kWh] y Q_{input} es la cantidad de calor total que necesita un sistema de calefacción para poder entregar la energía de calefacción durante una cantidad de tiempo T en [kWh].

3.9. Análisis económico: Análisis de Costos del Ciclo de Vida

El análisis económico realizado en esta tesis se realiza mediante el concepto de Life Cycle Costing (LCC) o costos del ciclo de vida. El LCC es un método económico de evaluación de proyecto en el cual todos los costos que surgen de la compra, operación, mantención y disposición de un proyecto son considerados importantes para decidir si invertir o no. Este tipo de análisis es adecuado para evaluar alternativas de diseño de sistemas que afectan factores involucrados con la calidad de vida en una vivienda (como el confort, seguridad, cumplimiento de normas legales y estándares ingenieriles, confiabilidad, o incluso consideraciones estéticas) [49].

En este tipo de análisis se estudian los costos globales de una inversión, desde el momento

en que se realiza hasta el final de su vida útil y reemplazamiento. El LCC puede evaluar diferentes proyectos con distintos costos de inversión, costos de operación y mantención, incluso distintas vidas útiles. Se puede aplicar a inversiones que son altas en pos de costos a largo plazo más bajos, y provee una mejor evaluación de la efectividad de los costos a largo plazo en comparación a evaluaciones que sólo analizan los costos iniciales o analizan en períodos más cortos.

En este trabajo el objetivo es seleccionar el sistema más económico entre distintas alternativas diseñadas para una aplicación particular. La selección no está basada en consideraciones de eficiencia, sino que en el valor presente neto de los sistemas evaluado en un horizonte de tiempo común.

Antes de realizar la evaluación económica como tal, se deben definir las limitantes del problema, con el fin de excluir a las alternativas que no son factibles técnicamente; e identificar las características técnicas que tienen potencial de impacto en la economía de los sistemas. Así, el siguiente paso es definir las alternativas a analizar en el LCC.

El período de estudio del análisis de costo de vida es el tiempo en el cual los costos y beneficios relacionados con la decisión de inversión de capital son de interés del inversionista. Si bien la cantidad de tiempo dependerá de cada inversionista, no hay un sólo período de estudio correcto. Sin embargo, el horizonte de tiempo de estudio debe ser el mismo para todas las alternativas a evaluar económicamente.

El período de estudio comienza con la fecha de inicio, e incluye el período de planificación y construcción, y el período servicio. En un análisis LCC simple es conveniente asumir que todos los costos de inversión se producen en la fecha de inicio y que el proyecto es puesto inmediatamente en servicio (ver Figura 3.40).

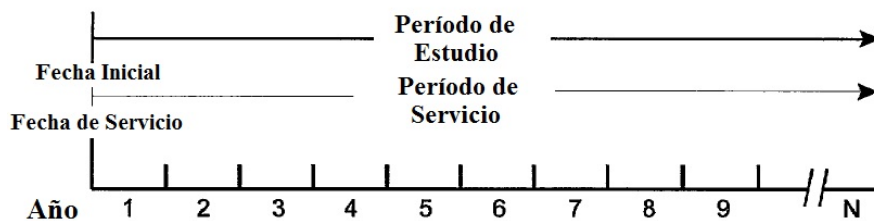


Figura 3.40: Fecha inicial, fecha de servicio y períodos de estudio y de servicio del análisis económico LCC. Modificación a partir de [49].

El período de estudio se determina a partir de la vida útil del sistema. Si los sistemas alternativos que se están evaluando tienen distintas vidas útiles, el período de estudio común para todos se asume igual a la vida útil más larga de las distintas alternativas.

Para el cálculo del LCC se supone que los sistemas de calefacción evaluados operarán la misma cantidad de tiempo durante todos los años de evaluación.

Los factores económicos que son comunes a todos los proyectos en la evaluación económica incluyen:

- Costo de inversión con respecto al diseño y trabajo de ingeniería que conlleva el proyecto.
- Costos por inversión en el equipamiento y materiales.
- Costos en factores legales, institucionales, regulatorios y medioambientales.
- Costos de inversión por construcción e instalación de los elementos del sistema. En esta tesis se consideran distintos sistemas de calefacción, por lo que la construcción e instalación incluye la excavación de trincheras, instalación del intercambiador de calor geotérmico, piso radiante, tanques de almacenamiento, etc.
- Costo variable por obtener el combustible (ejemplos de combustibles son el gas licuado, recurso geotérmico y solar).
- Costo operacional por obtención de energía eléctrica para el funcionamiento de bombas hidráulicas, caldera, bomba de calor, etc.

La fórmula general para el cálculo de valor presente en el análisis de costo de ciclo de vida se define como

$$LCC = \sum_{t=1}^n \frac{C_t}{(1+d)^t} \quad (3.73)$$

donde LCC es el costo total del ciclo de vida de una alternativa dada, presentado como valor presente y en $[CLP]$; C_t son los costos relevantes del proyecto en $[CLP]$ (iniciales y futuros) que ocurren en el tiempo t , considerándose negativos cuando son valores residuales y positivos en caso contrario; N es el número de años del período de estudio y d es la tasa de descuento utilizada para ajustar los costos al valor presente [49].

Considerando que el cálculo del valor presente se aplica para evaluar a todas las alternativas de calefacción, la Ecuación 3.73 se puede simplificar como

$$LCC = I + Reempl - Res + E + A + M \quad (3.74)$$

donde LCC es el costo de ciclo de vida del proyecto, I es el valor presente de los costos por inversión, $Reempl$ es el valor presente por los costos por reemplazo de equipos, Res es el valor presente del valor residual de un equipo, E es el valor presente de los costos por energía, A es el valor presente de los costos por agua y M es el valor presente de los costos por mantención y reparaciones. Todos estos términos están evaluados en $[CLP]$.

Se asume como supuesto que los costos de inversión ocurren en la fecha de inicio del estudio del proyecto. Si se define la fecha de inicio como la fecha donde se realiza el análisis de costo de ciclo de vida, los costos de inversión no se deben reajustar por la tasa de descuento, sino que dejarse al valor presente de la fecha inicio.

Los costos por reemplazo de equipamiento se calculan como

$$Reempl_i = F_i \cdot \frac{1}{(1+d)^t} \quad (3.75)$$

donde F_i es el costo del equipo en valor presente al momento de la fecha de inicio del proyecto, en $[CLP]$; d es la tasa de descuento del proyecto y t es el año en que se realiza el reemplazo del equipo.

El valor residual de un equipo se calcula cuando su vida útil es mayor al tiempo de servicio que operará. Por ejemplo, para un sistema con una vida útil esperada de 15 años el cual fue instalado 5 años antes del término del período de estudio, el valor residual sería $2/3$ $[=(15-5)/15]$ de su costo inicial. Así, la regla general para calcular el valor residual es

$$Res_i = \left[\frac{T_{util} - T_{serv}}{T_{util}} \right] \cdot C_{inicial} \quad (3.76)$$

donde Res_i es el valor residual del equipo i , en $[CLP]$; T_{util} es la vida útil del equipo i , en $[años]$, T_{serv} es el tiempo de puesta en servicio del equipo i , en $[años]$ y $C_{inicial}$ es el costo inicial del equipo i , en $[CLP]$.

Los costos por energía se asumen como costos variables recurrentes en el tiempo, es decir, en el caso de esta tesis, son costos variables que son cobrados en la misma fecha cada mes. Cuando el paso de tiempo del análisis económico está en años, los costos mensuales por energía se deben sumar para obtener el costo anual. Así, para obtener el valor presente de los costos por energía durante el tiempo de estudio del proyecto, se debe calcular la siguiente ecuación

$$E = E_o \cdot \sum_{t=1}^n \left(\frac{1+e}{1+d} \right)^t \quad (3.77)$$

donde E_o es valor presente en $[CLP/kWh]$ del costo de energía en el año n , evaluado en la fecha de inicio del proyecto; t es el tiempo en $[años]$; n es el número de años de estudio del proyecto; e es la tasa de escalamiento, que incluye el interés $[\%]$ y d es la tasa de descuento del proyecto. Para Chile, se puede considerar una tasa de escalamiento del 1% para la energía y el gas licuado.

Los costos por mantención se calculan como

$$M = M_o \cdot \sum_{t=1}^n \frac{1}{(1+d)^t} = M_o \cdot \frac{(1+d)^n - 1}{d \cdot (1+d)^n} \quad (3.78)$$

donde M_o es valor presente del costo por el agua en $[CLP/m^3]$ en el año n , evaluado en la fecha de inicio del proyecto; t es el tiempo en $[años]$; n es el número de años de estudio del proyecto y d es la tasa de descuento del proyecto.

La tasa de descuento se calcula a partir del modelo CAPM (Capital Asset Pricing Model), que es un modelo para calcular la tasa de descuento incluyendo el riesgo de la inversión [50]

$$d = r_f + \beta \cdot (r_m - r_f) \quad (3.79)$$

donde d es la tasa de descuento a calcular, en valor decimal; β es el beta del activo, es decir, el coeficiente de riesgo sistemático del activo i ; r_f es la tasa libre de riesgo y r_m es el retorno esperado sobre el portafolio de mercado m .

Capítulo 4

Metodología

4.1. Recopilación bibliográfica para el desarrollo del trabajo

Se realiza una recopilación bibliográfica a través de fuentes como portales de contenido académico/ingenieril, tesis, libros, publicaciones y artículos, catálogos, manuales técnicos e información con expertos (ingenieros, geólogos, arquitectos, investigadores).

4.2. Definición de localidad de estudio

La localidad de estudio se ubica en la ciudad de Melipilla. Los criterios de selección de esta localidad se presentan a continuación:

1. Ser una localidad con una población superior a 50000 habitantes.
2. La herramienta del explorador solar posea datos climáticos para la ubicación a estudiar.
3. Exista una estación meteorológica cercana a la localidad en estudio, que sirva para validar los datos entregados por el explorador solar. Se accede a las estaciones meteorológicas entregadas por Agromet, la red meteorológica de INIA (Instituto de Investigaciones Agropecuarias) [51].
4. Es una localidad con un alto nivel de contaminación.

La estación meteorológica se encuentra en la Región Metropolitana, en particular en la provincia de Melipilla. La estación "San Pedro de Melipilla" tiene una latitud de -33.90° y una longitud de $-71,41^\circ$ [51].

4.3. Variables climáticas

Luego de definir la localidad, se procede a definir las variables climáticas a recopilar, como son la temperatura ambiente, humedad, velocidad del viento, radiación solar, temperatura efectiva del cielo, etc. Estas variables se obtienen de manera horaria durante un año, para ser

entregadas como datos de entrada al programa TRNBuild de TRNSYS, con el fin de realizar el cálculo de la demanda térmica de la casa.

4.3.1. Software TRNSYS

TRNSYS es un software de simulación de sistemas energéticos que evolucionan en el tiempo. Principalmente se usa en el ámbito de la ingeniería relacionada con energías renovables, ya que puede simular instalaciones solares térmicas, fotovoltaicas e incluso sistemas solares pasivos. Es un paquete de software comercial desarrollado por la universidad de Wisconsin [52]. Uno de sus usos originales fue el de realizar la simulación dinámica del comportamiento de un sistema de agua caliente solar para un año típico meteorológico a fin de que se pudiera comprobar los ahorros de costes a largo plazo de estos sistemas. Hoy en día el programa se ha desarrollado para poder simular diversos tipos de instalaciones [53].

Para trabajar con sistemas energéticos, TRNSYS simula los componentes reales de un sistema como si fueran "cajas negras", es decir, TRNSYS no simula cada componente en detalle, sino que resuelve ecuaciones matemáticas generales y simula de manera macroscópica para obtener el comportamiento del sistema completo y de los componentes a través del tiempo.

Cada componente es representado a través de un "type". Un type es una caja negra que contiene las ecuaciones matemáticas que modelan a un componente en particular. Este componente puede ser un colector solar, un tanque de almacenamiento, un panel fotovoltaico, etc.

En la interfaz de TRNSYS se pueden seleccionar distintos types desde el panel de selección, e ir conectándolos para formar los sistemas energéticos a simular. Al conectar los types, se crean las redes de información que sirven para realizar las simulaciones.

La función de una conexión entre types es enviar la información que entrega un type a otro. La información que puede entregar un type es llamada "output" la información que requiere un type para ser simulado es llamada "input". Así, se crea una red de información que pueden ser valores de flujos máxicos, potencias térmicas, temperaturas, etc.

La Figura 4.1 muestra un sistema modelado en TRNSYS, conformado por un sistema de colector solar (type 1a), que recibe los outputs de una bomba hidráulica (type 3b) y este último, recibe los outputs de un type que le entrega información proveniente de un archivo de texto (type 14h). Con los datos recibidos, el type que representa el colector solar resuelve las ecuaciones matemáticas y entrega sus resultados a tres types, que a su vez requieren de esos valores para poder realizar sus cálculos y funciones.

Cabe destacar que en TRNSYS, los types no sólo representan a equipos o máquinas, también pueden representar a funciones que pueden entregar información de un archivo de texto, graficar resultados en pantalla o imprimirlos a un archivo de texto.

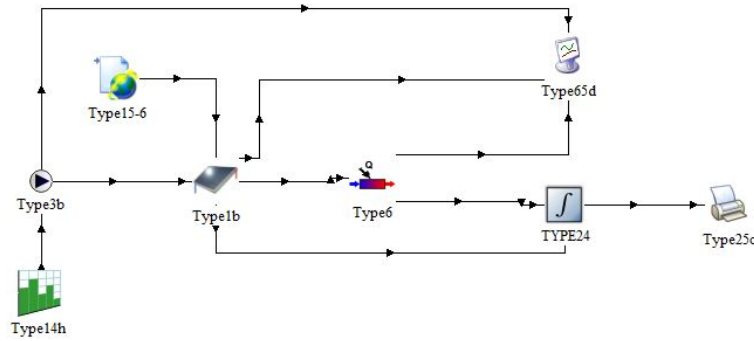


Figura 4.1: Modelo de colector solar térmico en TRNSYS. Elaboración propia.

4.3.2. Información climática

Se recopilan datos horarios de un año meteorológico típico (de la localidad de estudio) para temperatura ambiente, humedad relativa, temperatura de punto de rocío, velocidad del viento, radiación global, directa y difusa en superficie horizontal con la herramienta web del Explorador Solar del Ministerio de Energía junto al Departamento de Geofísica de la Universidad de Chile [54].

Con el programa TRNSYS, se calculan la temperatura efectiva del cielo, temperatura del suelo, las radiaciones globales, difusas y directas junto a los ángulos de incidencia de la radiación en las superficies inclinadas indicadas según su ángulo de inclinación.

Se calcula a través de TRNSYS el zenit solar, el ángulo de declinación solar y el azimut solar, para obtener las contribuciones de los distintos tipos de radiaciones en las superficies de la vivienda.

4.4. Determinación de la vivienda

La vivienda donde se realiza el estudio es una vivienda unifamiliar, de un piso y con un área aproximadamente de $120 [m^2]$. Esta emplazada en la localidad de Melipilla, en una parcela de $5000 [m^2]$. En esta localidad es usual encontrar viviendas emplazadas en parcelas de estas dimensiones. El esquema de la vivienda se presenta en la Figura 4.2.

Las características constructivas presentadas en la Tabla 4.1 se obtienen a partir de información consultada a empresa energética que se encarga de instalar sistemas solares en viviendas similares a la vivienda de estudio de esta tesis [55]. Las ventanas de la vivienda son de termopanel, con vidrio de 4 mm de grosor y 12 mm de separación. El living, habitación de estudio y dormitorio principal se encuentran orientados hacia el norte. La techumbre tiene una inclinación de $24,34^\circ$. La Figura 4.3 muestra una vista lateral de la vivienda.

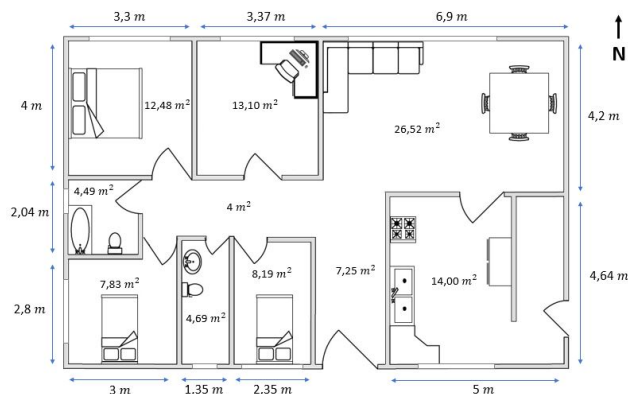


Figura 4.2: Esquema y dimensiones de la vivienda. Elaboración propia.

Tabla 4.1: Características constructivas vivienda. Fuente: [55, 56, 57, 58].

Elemento	Grosor Total [m]	Valor-U Total [$\frac{W}{m^2 \cdot K}$]	Material Constructivo	Grosor [m]	Densidad [kg/m^3]	Conduct. Térmica [$\frac{W}{m \cdot K}$]	Capac. Térmica [$\frac{kJ}{kg \cdot K}$]
Muros exteriores	0,21	0,62	Yeso Cartón	0,01	870	0,31	0,92
			Poliestireno Expandido	0,05	20	0,04	1,45
			Hormigón Armado	0,15	2400	1,63	1,05
Techo	0,11	0,44	Yeso Cartón	0,01	870	0,31	0,92
			Poliestireno Expandido	0,08	20	0,04	1,45
			OSB	0,02	650	0,13	1,70
Piso	0,45	0,69	Cerámica	0,01	1800	1,75	0,92
			Poliestireno Expandido	0,04	20	0,04	1,45
			Polietileno	0,004	950	0,45	1,90
			Radier	0,10	2240	1,70	0,88
			Arena Compacta	0,15	1990	1,28	0,92
			Roca Compacta	0,15	2750	3,50	0,88

Se asume que la vivienda tiene una tasa de 0.2 renovaciones (el parámetro USO se considera cero por simplificación) [20]. Estas infiltraciones se consideran por el efecto del viento, y el efecto stack es tan pequeño para edificios pequeños (como una vivienda unifamiliar), que es despreciado [60]. También se asume que no hay aire acondicionado ni ventilación forzada. Tampoco se consideran las ganancias sensibles por ocupantes de la vivienda, iluminación y equipos eléctricos.

Se verifica que la vivienda cumpla con las exigencias de la Reglamentación Térmica [59] referente a las transmitancias térmicas máximas para muros, techos y piso, y referente al

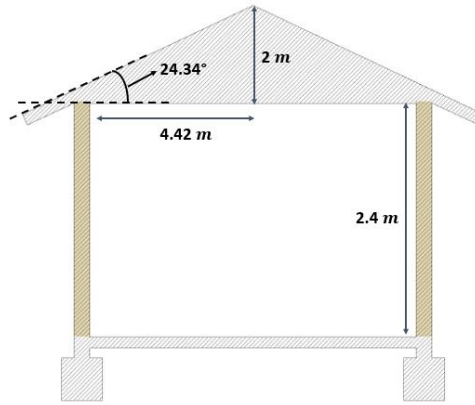


Figura 4.3: Vista lateral de la vivienda. Modificación a partir de [59].

porcentaje máximo de superficie vidriada con respecto a los paramentos verticales de la envolvente. Como se puede notar en la Tabla 4.2, la vivienda cumple con la Reglamentación Térmica.

Tabla 4.2: Cumplimiento de exigencias térmicas de la vivienda. Fuente: [55, 59].

	Exigencia Reglamentación Térmica	Caso Vivienda
Porcentaje de vidriado [%]	No mayor a 60	Pared Norte: 47,98
		Pared Sur: 10,75
		Pared Este: 24,68
		Pared Oeste: 14,46
Transmitancia Térmica (Valor-U) $[\frac{W}{m^2 \cdot K}]$	Máximo Valor-U Muros: 1,9	Muros: 0,621
	Máximo Valor-U Techo: 0,47	Techo: 0,436
	Máximo Valor-U Piso: 0,7	Piso: 0,687

4.5. Modelación de la vivienda

Se utiliza el software TRNSYS para realizar la modelación de la vivienda y así, la simulación de sus demandas térmicas de calefacción. En particular, se utiliza TRNBuild, una extensión de TRNSYS que modela estructuras (como una vivienda, un edificio o un hospital) a través del ingreso de las características constructivas al programa.

La modelación de la vivienda comienza con generar un nuevo proyecto de Building Project Multizone en TRNSYS. Se define una zona térmica para la vivienda, por concepto de simplicidad. Se definen las dimensiones de la vivienda:

- Largo: 13,57 [m]
- Ancho: 8,84 [m]
- Altura: 2,4 [m]

Cabe destacar que la vivienda se modela geoméricamente como si fuera un cubo, y se asume que el ático se comporta térmicamente igual que el ambiente exterior a la vivienda. Se asignan los porcentajes de superficies vidriadas en cada pared (Figura 4.4), la orientación de la vivienda y la localidad de estudio. Con respecto a lo último, cuando se termina de modelar la vivienda en TRNBuild, en la ventana Simulation Studio de TRNSYS se define el Type 99, que entrega la información climática. Para esto, previamente se debe generar un archivo .txt con la información meteorológica (siguiendo la estructura definida por TRNSYS) de la localidad de estudio e ingresarlo al type 99. Este último se conecta a la vivienda para entregarle la información meteorológica.

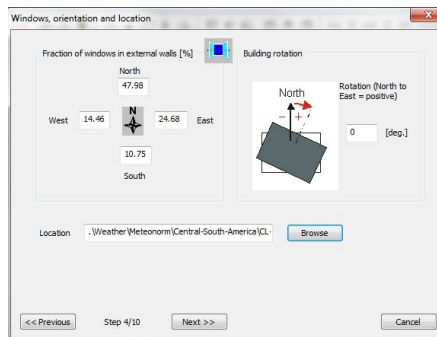


Figura 4.4: Porcentaje de vidriado, orientación y definición de localidad. Elaboración propia.

No se incluyen ventilaciones ni refrigeración en la vivienda, sólo infiltraciones. Tampoco se define cortinas ni cualquier otro elemento de protección de la vivienda a la radiación solar o a los fríos. Debido a que el trabajo de memoria se centra en el sistema de calefacción, no se busca detallar demasiado la vivienda.

Se edita la vivienda en TRNBuild y se ingresan las características constructivas. Se define el hemisferio sur como el hemisferio correspondiente al estudio. Esto se requiere para calcular los ángulos azimut correspondientes a las orientaciones de las superficies de manera correcta.

A continuación se precisan los materiales de cada superficie externa de la vivienda. Se definen los materiales constructivos de la vivienda en la sección de Layer Type Manager, junto a sus densidades, conductividades térmicas y capacitancias térmicas. Un ejemplo de esto se ve en la Figura 4.5.

Luego de especificar los materiales, se procede a detallar las paredes exteriores, piso y techo. Se detallan los materiales que conforman las paredes junto a sus espesores, el orden en que cada capa de material está dispuesta (desde el interior al exterior de la casa), la emisividad (0,9 por lo general para materiales constructivos) y la absorptividad solar (esta última depende de las propiedades de terminado de las murallas y del color de pintura [16]). Por ejemplo, para las murallas exteriores de superficie rugosa y color blanco, el coeficiente de absorptividad solar ronda entre 0,3 y 0,35. TRNBuild, a partir de estos datos calcula el grosor total del muro y el coeficiente global de transferencia de calor (U-Value). Los coeficientes convectivos son datos que calcula internamente TRNSYS. Para las superficies verticales y horizontales exteriores, TRNSYS utiliza la Ecuación 3.14, para superficies verticales interiores la Ecuación 3.15 y para superficies horizontales interiores las Ecuaciones 3.16 y 3.17.

Para el piso de la vivienda, el coeficiente de convección exterior se define igual a cero dado

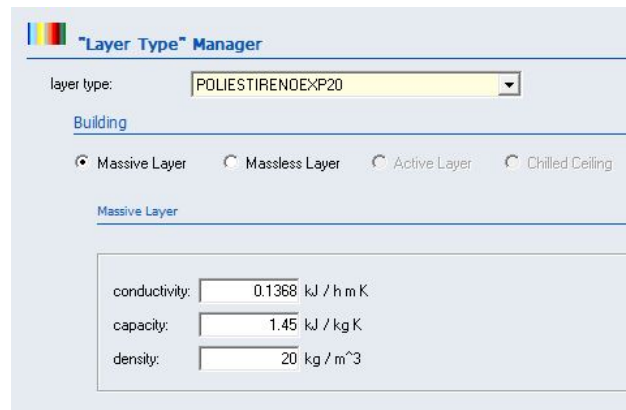


Figura 4.5: Layer Type Manager en TRNBuild de TRNSYS. Elaboración propia.

que se supone que la superficie toma contacto directo con el subsuelo de la tierra y no existen condiciones para que ocurra convección, sólo existen condiciones de conducción entre sólidos. El coeficiente interno de convección del suelo (convección con el interior) las calcula TRNSYS utilizando las fórmulas descritas en la sección 2.1.3.

Posterior a la definición de todas las materialidades de las paredes, techo y suelo, se incorporan las ventanas y otras características térmicas de las superficies. La Tabla 4.3 muestra las áreas de todas las ventanas de la vivienda de estudio.

Tabla 4.3: Área de vidrios en las paredes de la vivienda. Elaboración propia.

Pared	Ventana	Área [m^2]
Pared Norte	Ventana 1	5.40
	Ventana 2	2.40
	Ventana 3	2.76
Parde Sur	Ventana 4	0.64
	Ventana 5	2.04
	Ventana 6	0.48
Pared Este	Ventana 7	2.04
	Ventana 8	0.48
	Ventana 9	1.68
Pared Oeste	Ventana 10	0.64
	Ventana 11	2.04

La Figura 4.6 presenta el lugar en TRNBuild donde se especifican las ventanas con sus respectivas áreas junto a las áreas, orientaciones e inclinación de cada superficie. Además, se le da un valor de cero al coeficiente geosurf, que representa la fracción del total de radiación directa solar que ingresa a la vivienda y que llega a cada superficie interna. Cuando se le asigna un valor de cero, la radiación directa se distribuye de la misma manera en todas las superficies [16]. Las ganancias internas de las paredes, techo y piso se igualan a cero (no se consideran superficies radiantes para efectos de cálculo de demanda térmica).

La orientación de las superficies se especifica de la forma Y_xxx_zzz , donde:

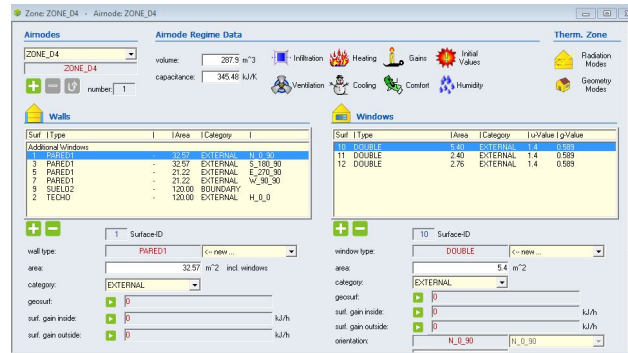


Figura 4.6: Descripción de la zona térmica en TRNBuild. Elaboración propia.

- Y es la dirección: N (Norte), S (Sur), E(Este), O(Oeste) y H (horizontal).
- xxx es el ángulo azimut de la orientación (180°: sur, 90°: oeste, 0°: norte y 270°: este)
- zzz inclinación de la superficie (0= horizontal, 90=vertical, 180=horizontal mirando hacia abajo)

Según TRNSYS, los lados internos y externos de todas las superficies se suponen que son negras para las ganancias radiativas internas y para el intercambio de radiación de onda larga entre superficies [16].

Los valores de las ventilaciones, aire acondicionado, infiltraciones y ganancias internas se asignan como se mencionó anteriormente. La demanda térmica es un parámetro de entrada para el diseño de la calefacción.

El parámetro "view factor to sky" f_{cielo} refiere a la fracción del cielo que es vista por la superficie. Para una pared vertical sin construcciones cerca, un valor razonable del factor f_{cielo} es 0,5. Si hay construcciones cerca y que obstruyen la visión al cielo, el factor f_{cielo} será menor que 0,5. Para un techo horizontal con total visión al cielo, el factor f_{cielo} será igual a 1 [16].

Luego de terminar de definir la vivienda en TRNBuild, se actualiza y se guarda la información en el type 56, ubicado en la ventana de Simulation Studio de TRNSYS. La Figura 4.7 muestra el type 56 y las conexiones junto a otros types que le envían información sobre la radiación de la localidad, la temperatura ambiente, la velocidad y dirección del viento, humedad relativa, punto de rocío y temperatura del cielo.

4.6. Determinación de la demanda de calefacción transiente de la vivienda

A partir del type 56 se calcula la demanda transiente de la vivienda. El type 56 puede calcular una serie de datos hora a hora a partir de las variables de entrada. Las variables de entrada son la temperatura ambiente, la humedad relativa, la temperatura del suelo, el ángulo zenit solar, la reflectividad del suelo y la velocidad del viento.

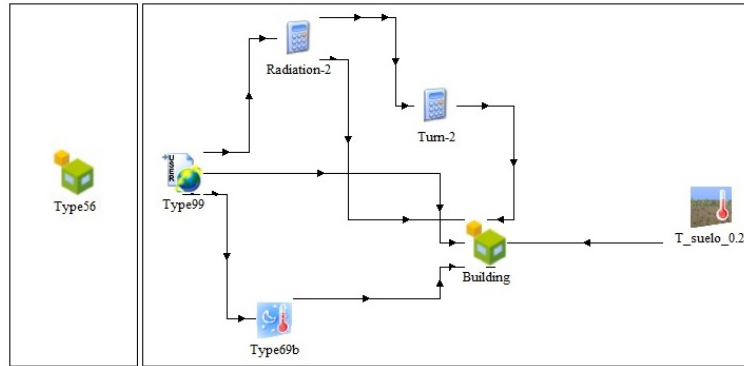


Figura 4.7: Modelación de la vivienda en TRNSYS. A la izquierda se muestra el type que representa a la vivienda y a la derecha se muestra el grupo de types conectado al type 56. Elaboración propia.

Algunos datos que calcula el type de la vivienda son la temperatura al interior de la casa, la demanda de calefacción, temperaturas de superficie, radiación solar transmitida a través de ventanas, entre otros datos. Se configura el type 56 para calcular la demanda de calefacción transiente para las 8760 horas de un año (definiendo las demandas para cada hora), entregarla como output y poder graficar los datos hora a hora o exportarlos a un archivo de texto.

La obtención de la demanda transiente se obtiene con la Ecuación 3.27, donde no se consideran la potencia de refrigeración, pérdidas por ventilación, ganancias internas ni ganancias por superficie radiante. Dado que la vivienda se modela como una sola zona térmica, no se consideran las ganancias (o pérdidas) de una zona térmica adyacente. Por lo tanto, los flujos de energía considerados en la Ecuación 3.27 son \dot{Q}_{aire} (cambio de energía interna del aire de la zona térmica), \dot{Q}_{inf} (ganancias o pérdidas por infiltración), \dot{Q}_{sol} (ganancias por energía solar) y \dot{Q}_{trans} (ganancias o pérdidas por transmisión a través de la envolvente).

4.6.1. Temperatura de requerimiento

La demanda de calefacción se calcula como una calefacción ideal que cumple con el requerimiento de temperatura del aire al interior de la vivienda. Se asume que durante la hora donde las personas duermen se requiere una temperatura de 17°C, de 8 a 10 de la mañana se requiere una temperatura de 20°C para que las personas puedan levantarse con condiciones de confort. Desde las 10 de la mañana hasta las 18 hrs se define una temperatura de 19 °C, ya que se puede sacrificar un poco el confort en un horario donde probablemente los individuos no estén. Desde las 18 hrs hasta la media noche se requiere una temperatura interior de 20°C, asumiendo que en este horario los ocupantes ya estarán en la casa. La Figura 4.8 muestra el horario de las temperaturas requeridas (es el mismo para todos los días). El valor asignado a cada horario es el número por el que se ponderan los 20°C, y así obtener la temperatura de requerimiento respectiva.

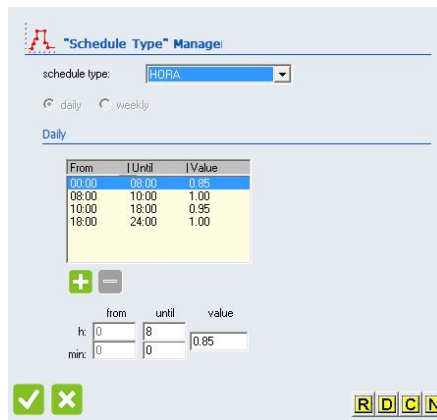


Figura 4.8: Definición de horario y temperaturas al interior de la vivienda requeridas. Elaboración propia.

4.7. Selección y modelación de la bomba de calor

4.7.1. Selección del equipo

Para seleccionar la bomba de calor, se debe definir la demanda a cubrir por el sistema de calefacción a diseñar. Se asume que la demanda cubierta es el 80 % de la demanda máxima de la vivienda [2]. La Tabla 4.4 presenta la demanda máxima y la demanda a cubrir por el sistema de calefacción diseñado en esta tesis:

Tabla 4.4: Demanda máxima de la vivienda y demanda cubierta por sistema de calefacción diseñado. Elaboración propia.

Localidad	Demanda máxima [kW]	Demanda cubierta [kW]
Santiago	10,12	8,096

La bomba a seleccionar debe cumplir con el requerimiento de demanda cubierta, poder conectarse a un circuito de captación con un fluido de trabajo de agua glicolada y a un circuito de distribución con un fluido de trabajo de agua (piso radiante). Además el rango de operación en los circuitos de captación y distribución deben ser compatibles con las temperaturas admisibles de la bomba de calor en el lado del foco frío y foco caliente.

El piso radiante, por lo general tiene temperaturas de entrada entre 35 y 50°C, y el salto de temperatura en la bomba de calor por lo general va de 5 a 10°C. Para el lado del foco frío, el salto de la temperatura en el evaporador es de aproximadamente 5°C y la temperatura de entrada al evaporador (del fluido en el circuito de captación) usando geotermia, por lo general es la temperatura del suelo sin perturbación $\pm 12^\circ\text{C}$ [2]. Estos criterios se consideran para la selección de la bomba de calor.

La bomba de calor seleccionada es de tipo agua-agua, marca Carrier, modelo AQUAZONE 50PSW-036. Los datos técnicos que entrega el fabricante se muestran en la Tabla 4.5.

Tabla 4.5: Datos técnicos bomba de calor. Fuente: [61].

Item	Valor
Modelo	50PSW-036
Marca	Carrier
Tipo	Bomba de calor agua-agua
Refrigerante	R-410A
Capacidad Térmica Nominal	8.2 kW
Circuito de Captación	Cerrado, enterrado en subsuelo
COP Nominal	3.1
Temperatura entrada foco caliente	40°C
Temperatura entrada foco frío	0°C
Tipo de Compresor	Scroll
Flujo másico nominal foco caliente	1578.9 [kg/hr]
Flujo másico nominal foco frío	1578.9 [kg/hr]

Además de considerar los requerimientos térmicos en su selección, se toman en cuenta sus dimensiones para su instalación en la vivienda. Se asume que se instalará en el cuarto al lado de la cocina, y se verifica que sus dimensiones sean adecuadas para su instalación en el lugar. La Figura 4.9 presenta un esquema con las dimensiones del equipo y la Tabla 4.6 entrega los valores de éstos.

Se considera instalar la bomba de calor lejana a las habitaciones o la sala de estudio, ya que éstas podrían requerir silencio y la bomba podría causar un poco de ruido.

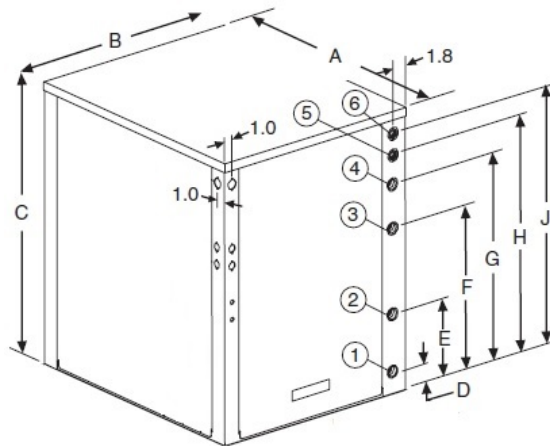


Figura 4.9: Esquema y dimensiones de la bomba de calor. Modificación a partir de [61].

Tabla 4.6: Dimensiones de la bomba de calor. Fuente: [61].

Modelo 50PSW	Dimensiones Equipo			Conexiones Hidráulicas					
				1	2	3	4	5	6
				Foco Frío		Foco Caliente		ACS	
	A Largo	B Ancho	C Alto	D Entrada	E Salida	F Entrada	G Salida	H Entrada	J Salida
Unidad 036	0.78	0.65	0.84	0.07	0.24	0.49	0.62	0.71	0.77

4.7.2. Modelación de la bomba de calor

La bomba de calor se modela a través del type 927 en el programa TRNSYS. Los principales parámetros de este type son: el calor específico y densidad del fluido de trabajo del circuito de captación y del circuito distribuidor, flujos nominales de los circuitos de captación y del circuito distribuidor, capacidad térmica y potencia eléctrica nominal de la bomba de calor.

El modelo del type 927 está basado en los archivos de datos entregados por el usuario, que contienen la matriz de rendimiento de la bomba de calor proporcionada por el fabricante. La matriz de performance entrega los valores de capacidad térmica y potencia eléctrica en función de las temperaturas de entrada del circuito de captación y el circuito de distribución a la bomba de calor. Para esta tesis, se configura el type 927 para que la bomba de calor trabaje sólo en modo de calefacción.

El type 927 tiene por principales inputs la temperatura y caudal másico de entrada del circuito de captación y del circuito de distribución, y la señal de control del termostato para calefacción y para refrigeración (en esta tesis sólo se considera calefacción).

Los outputs principales del type 927 son las temperaturas y caudales másicos de salida de los circuitos de captación y distribución desde la bomba de calor, el flujo de calor entregado al sistema de distribución y el flujo de calor recibido desde el sistema de captación, la potencia eléctrica consumida y el COP.

La Figura 4.10 muestra las conexiones que existen entre la bomba de calor y la vivienda. La línea continua de color rojo representa el caudal másico que envía la bomba de calor al piso radiante de la vivienda. La línea continua de color azul representa el flujo másico que retorna desde el piso radiante, y es bombeado por la bomba circuladora hacia la bomba de calor. Las líneas discontinuas representan la señal de temperatura desde la casa al controlador, y la señal de mando del controlador a la bomba de calor y a la bomba hidráulica del piso radiante.

El type 927 opera a través de un control de temperatura diferencial que se realiza en TRNSYS a través del type 2b, que se asemeja bastante a un controlador de temperatura en la realidad. El type 2b toma como entrada la temperatura del aire al interior de la vivienda y la compara con la temperatura de seteo. Este type tiene la siguientes instrucciones de funcionamiento:

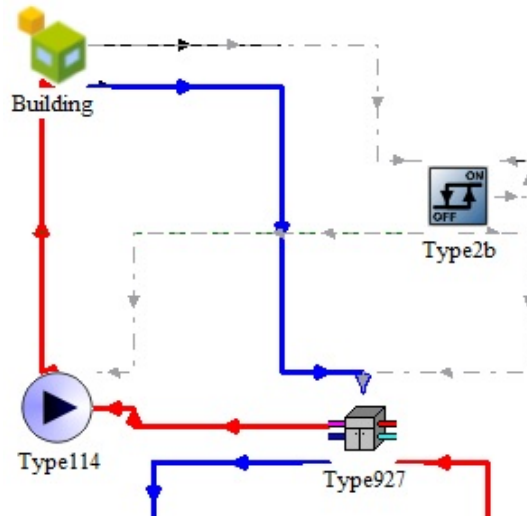


Figura 4.10: Conexiones de bomba de calor con la casa (type 56). Elaboración propia.

- Si en el tiempo $t-1$ la señal output del type 2b fue 1 (encendido) y la temperatura del aire al interior de la vivienda en el tiempo t es menor que la temperatura de seteo por más de 1°C , entonces su señal output es igual a 1 (continúa encendido).
- Si en el tiempo $t-1$ la señal output del type 2b fue 1 (encendido) y la temperatura del aire al interior de la vivienda en el tiempo t es mayor que la temperatura de seteo por más de 1°C , entonces su señal output es igual a 0 (apagado).
- Si en el tiempo $t-1$ la señal output del type 2b fue 0 (apagado) y la temperatura del aire al interior de la vivienda en el tiempo t es menor que la temperatura de seteo por más de 1°C , entonces su señal output es igual a 1 (encendido).
- Si en el tiempo $t-1$ la señal output del type 2b fue 0 (apagado) y la temperatura del aire al interior de la vivienda en el tiempo t es mayor que la temperatura de seteo por más de 1°C , entonces su señal output es igual a 0 (continúa apagado).

Las instrucciones anteriores se pueden describir a través del gráfico de la Figura 4.11. Los parámetros T_H , T_L , ΔT_H , ΔT_L y γ_i representan la temperatura de seteo, la temperatura al interior de la vivienda, la diferencia máxima entre la temperatura de seteo y la temperatura al interior de la vivienda cuando ésta última es menor que la temperatura de seteo, la diferencia máxima entre la temperatura al interior de la vivienda y la temperatura de seteo cuando ésta última es menor que la temperatura al interior de la vivienda y la señal output que entrega el controlador.

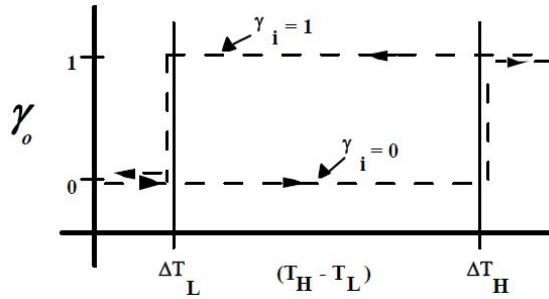


Figura 4.11: Función del controlador de la temperatura al interior de la vivienda. Fuente: [17].

4.8. Diseño y modelación de sistema de captación geotérmico

4.8.1. Criterios de diseño

Para el diseño del colector geotérmico en estado estacionario, se consideran distintos criterios de diseño. Entre las condiciones del terreno se encuentran los siguientes aspectos:

- El terreno disponible para instalar el sistema es de casi $5000 \text{ [m}^2\text{]}$.
- El suelo en Melipilla sería mayormente granulométrico de gravas. Las propiedades del suelo son las indicadas en la Tabla 4.7:

Tabla 4.7: Propiedades del terreno en Melipilla. Fuente: [62].

Propiedades del suelo	
Conductividad Térmica	$0,4 \text{ [W/m} \cdot \text{K]}$
Calor específico	$0,82 \text{ [kJ/kg} \cdot \text{K]}$
Densidad	$1700 \text{ [kg/m}^3\text{]}$

- La ubicación de la instalación es en la ciudad de Melipilla, Región Metropolitana.

Entre los criterios de diseño mecánico, se considera:

- Para el cálculo de las pérdidas de carga se consideran la Ecuación 3.29 y la Ecuación 3.30.
- Las trincheras a construir deben estar espaciadas a una distancia mayor a 1 metro entre sí.
- Se instalará una tubería en serie por simplicidad (se evitan las complicaciones que puedan darse por equilibrado hidráulico en un sistema de tuberías en paralelo), y para no ocupar todo el terreno en sólo instalar tuberías, se instalan a dos profundidades diferentes: 1,2 y 1,8 metros de profundidad.
- Se considera que el radio mínimo de curvatura para las tuberías del colector geotérmico debe ser igual a 10 veces su diámetro exterior. [11].

- La instalación de las tuberías debe situarse en una zona despejada, para evitar sombras y aprovechar el máximo de energía solar a través de la tierra.
- Las zanjas para configuraciones de intercambiadores horizontales con dos tuberías en una misma trinchera, deben estar separadas por una distancia horizontal de 2,5-3,6 [m] [2].

Entre los criterios operacionales y de mantención se debe tener en cuenta lo siguiente:

- La velocidad del fluido de trabajo del sistema de captación no debe sobrepasar los 3 [m/s].
- El porcentaje de glicol en el fluido de trabajo debe ser elegido en función de la temperatura mínima de la localidad.
- La bomba hidráulica debe ser removible, en caso de realizar mantención o cambiar el equipo. Por tanto se deben instalar válvulas de bola en la salida y entrada de la bomba circuladora.

4.8.2. Cálculo del largo del colector geotérmico y datos de diseño del sistema de captación

Cálculo del largo del colector geotérmico

Con los valores nominales de la bomba de calor seleccionada para el diseño, se puede definir el largo del intercambiador geotérmico. Se utilizan los datos de coeficiente de performance, capacidad térmica y temperatura mínima de entrada del fluido del circuito de captación a la bomba de calor.

Se obtiene la temperatura mínima del suelo a través del type 77 del programa TRNSYS, para las profundidades 1,2 metros y 1,8 metros. El type 77 es el type encargado de calcular la temperatura del suelo a través del método de Kasuda, explicado en la sección 3.1.2 de Antecedentes.

Los datos de entrada al type 77 son el número de nodos en el terreno del cuál queremos obtener la temperatura, la temperatura de la superficie promedio durante el año, la máxima oscilación de la temperatura durante el año, la diferencia en días entre el inicio del año y el día donde la superficie de la tierra es menor, la conductividad térmica, la densidad y el calor específico del terreno, y la profundidad del punto del terreno donde se quiere obtener la temperatura.

Se calcula la temperatura mínima del suelo para el intercambiador de calor doble como el promedio entre las temperaturas mínimas a 1,2 y 1,8 metros de profundidad.

Las resistencias térmicas de las tuberías se definen para un diámetro interno de $1\frac{1}{4}$ " , que es igual a 32,12 mm [11]. También se considera la configuración de las tuberías, que en este caso son tuberías horizontales dobles.

Para calcular la resistencia térmica del suelo, se recurre al CEGA para obtener información sobre el tipo de suelo que hay en Melipilla. De acuerdo a la información recibida, este tipo de suelo sería seco y duro [62] [63].

Dado que se dimensiona el largo del sistema geotérmico para el mes más frío del año (julio), se calcula el factor de utilización a partir de los datos de información climática de la zona para ese mes. Para los rangos de temperatura indicados en la Tabla 4.8 se calculan los "bin hours"(explicados en la sección 3.4.2 de Antecedentes). A partir de los resultados de demanda térmica transiente entregados por TRNSYS para cada hora durante un año completo, se obtiene la carga térmica de la vivienda asociada a cada rango de temperatura. Se calculan la fracción de marcha y horas de marcha de la bomba de calor para cada rango de temperatura, para el mes de julio.

Tabla 4.8: Cálculo del factor de utilización de la bomba de calor. Elaboración propia.

Rango T [°C]	Bin Hours	Carga Edificio [kW]	Capac. Térmica Bomba de Calor [kW]	Fracción de Marcha	Horas de Marcha
3-3,9	8	3,48	8	0,43	3,48
4-4,9	38	3,08	8	0,38	14,62
5-5,9	56	3,09	8	0,39	21,65
6-6,9	70	2,74	8	0,34	23,94
7-7,9	69	2,92	8	0,37	25,23
8-8,9	73	3,01	8	0,38	27,50
9-9,9	75	2,81	8	0,35	26,34
10-10,9	59	2,64	8	0,33	19,46
11-11,9	66	2,52	8	0,32	20,82
12-12,9	44	2,45	8	0,31	13,46
13-13,9	68	1,75	8	0,22	14,88
14-14,9	36	1,41	8	0,18	6,37
15-15,9	41	1,45	8	0,18	7,45
16-16,9	22	1,25	8	0,16	3,44
17-17,9	11	2,75	8	0,34	3,79
18-18,9	7	1,44	8	0,18	1,26
19-19,9	2	0	8	0,00	0,00
				TOTAL	233,67

Según los cálculos presentados en la Tabla 4.8, el total de horas de marcha de la bomba de calor para el mes de julio son 233,67 horas. Por tanto, teniendo en cuenta que el mes de julio tiene 744 horas, y de éstas, 592 horas son las horas de uso de la vivienda (asumiendo que la casa está vacía 5 horas al día), el factor de utilización de la bomba de calor para el mes de enero en la ciudad de melipilla es 0,52, es decir, el cociente entre el número de horas de marcha y el número de horas de uso de la vivienda durante el mes.

Teniendo todos los criterios, supuestos y valores de diseño mencionados anteriormente, se calcula el largo del intercambiador de calor geotérmico. Se calcula el largo de la tubería para la disposición en serie aplicando la ecuación de largo de los antecedentes. El resultado para el

largo de la tubería en serie es de 287,1 metros. El valor obtenido de este largo es validado con el dato entregado por [2], donde indica que un intercambiador de calor geotérmico horizontal de tuberías dobles puede entregar entre 30 a 50 W por metros de tubería. Así, con 287 metros y una potencia de diseño de 8,096 kW se tiene que la tubería entrega 28,2 W/m , un valor bastante cercano a la literatura mencionada. La Tabla 4.9 presenta los parámetros obtenidos, y el resultado del largo del intercambiador geotérmico.

Tabla 4.9: Cálculo del largo del circuito de captación geotérmico. Elaboración propia.

Parámetro	Valor
Capacidad térmica $Q_{calefacción}$	8,2 [kW]
Coefficiente de operación COP	3,1
Resistencia térmica de las tuberías R_p	0,055 [$w \cdot K/W$]
Resistencia térmica del terreno R_s	0,98 [$w \cdot K/W$]
Factor de utilización $F_{calefacción}$	0,39
Temperatura mínima anual del suelo T_L	8,44 [$^{\circ}C$]
Temperatura mínima de entrada a la bomba de calor T_{MIN}	0 [$^{\circ}C$]
Largo del intercambiador geotérmico	287,1 [m]

Datos de diseño del sistema de captación geotérmico

El caudal de diseño del sistema corresponde al caudal nominal de la bomba de calor para el circuito de captación, igual a 1532,916 [kg/hr]. El material de las tuberías del sistema captación es polietileno de alta densidad (HDPE).

Para la selección del diámetro de las tuberías del colector geotérmico, se utiliza el criterio de pérdida de carga entre 1 y 3 [$m.c.a.$], el criterio de velocidad máxima de 2 [m/s] y el criterio de turbulencia mayor a 2300. Se prueban distintos diámetros, distintos caudales y dos tipos de fluidos anticongelantes, con tal de ver cuál opción cumple con los tres criterios mencionados anteriormente.

Así, se generan las Tablas C.1 y C.2 del Anexo C, donde para distintos caudales y distintos diámetros, se calculan las pérdidas de carga en 100 metros (utilizando la fórmula 3.29), la velocidad del fluido (utilizando la fórmula 3.28) y el número de Reynolds (utilizando la Ecuación 3.31). La Tabla C.1 utiliza etilenglicol y la Tabla C.2 propilenglicol como anticongelante en el fluido de trabajo.

Considerando los criterios de selección del diámetro, se selecciona un diámetro de 32 [mm], ya que cumple ampliamente con los criterios para los caudales calculados y tipos de fluidos anticongelantes utilizados.

De este mismo cálculo, se puede definir el fluido anticongelante a utilizar. Se selecciona como fluido de trabajo la mezcla de agua con etilenglicol, ya que con este fluido se obtienen mayores valores de número de Reynolds (que implican mayor turbulencia del fluido) y menores pérdidas de carga que la mezcla de agua con propilenglicol (ver Tablas C.1 y C.2).

Dado que la temperatura mínima histórica de la localidad es de -6°C [39], se calcula que el porcentaje de glicol en la mezcla debe ser de un 25 %, según lo indicado en la sección 3.6 de Antecedentes.

Luego de la obtención del largo del intercambiador geotérmico, se definen las pérdidas de carga de acuerdo a la sección 3.29 de Antecedentes y se procede a seleccionar la bomba hidráulica. Las pérdidas de carga resultantes son de 10,18 [*m.c.a.*] considerando el largo de 287,1 [*m*] y que el fluido es una mezcla de agua con un 25 % de etilenglicol. Las propiedades físicas y térmicas del fluido se presentan en la Tabla 4.10.

Tabla 4.10: Propiedades del fluido de trabajo: mezcla de agua con un 25 % de etilenglicol. Fuente: [29].

Propiedades del fluido de trabajo Solución acuosa con 25 % Etilenglicol a 10°C	
Conductividad Térmica	0,49 [$\text{W}/\text{m} \cdot \text{K}$]
Calor específico	3,75 [$\text{kJ}/\text{kg} \cdot \text{K}$]
Densidad	1040 [kg/m^3]
Viscosidad dinámica	0,0025 [$\text{kg}/\text{m} \cdot \text{s}$]

Se debe definir el espesor de las aislaciones de las tuberías que están sobre la superficie (tuberías de suministro y retorno que conectan el colector con la bomba de calor). El espesor mínimo determinado para las tuberías expuestas de HDPE es de 40 [*mm*]. Para las tuberías de cobre que se encuentran al interior de la vivienda, el espesor es de 30 [*mm*], de acuerdo a las Tablas del Anexo 3.

Se selecciona el fitting respectivo a las tuberías de HDPE y de cobre. Se seleccionan válvulas de bola, que son colocadas en las entradas y salidas de los equipos; la válvula de retención, la válvula de seguridad y el purgador. Se dimensiona el vaso de expansión de acuerdo a la presión máxima y mínima de trabajo y la temperatura máxima del sistema.

Dado que la presión máxima es 6 [*bar*], la presión mínima es 4 [*bar*] y la temperatura máxima de trabajo es 25°C , el vaso de expansión debe ser de 4 litros. Se selecciona un filtro para evitar que la bomba hidráulica se dañe con el tiempo debido a material o incrustaciones que puedan generarse desde el fluido de trabajo.

La disposición de las tuberías se hará en zanjas paralelas de 32,625 metros y a partir de la longitud de las tuberías (277,1 metros) se determinan 4 zanjas en paralelo que se deben excavar. Un esquema de la disposición de las tuberías se puede ver en la Figura 4.12.

En la Figura 4.12, la equis representa que la tubería que se encuentra a 1,2 metros dobla en dirección hacia abajo, para disponerse de manera horizontal a 1,8 metros de profundidad. El punto rojo representa la tubería que va subiendo desde los 1,8 metros y que luego dobla, para disponerse de manera horizontal a los 1,2 metros. En la realidad estas tuberías no deben verse en la superficie. La configuración de las tuberías será horizontales dobles. Este tipo de configuración se puede ver en la Figura 4.13.

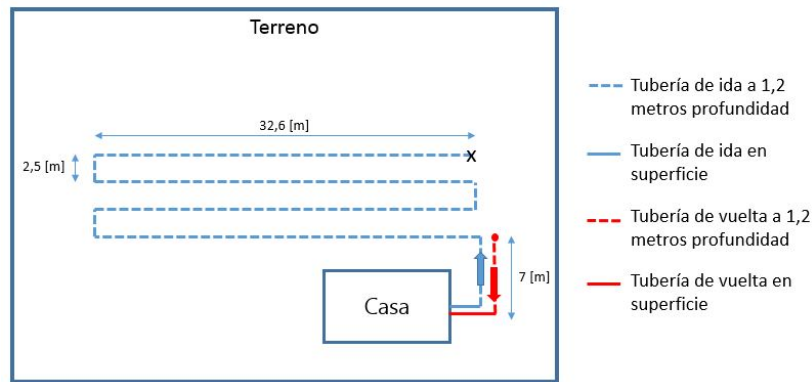


Figura 4.12: Disposición del intercambiador geotérmico en el terreno. Elaboración propia.

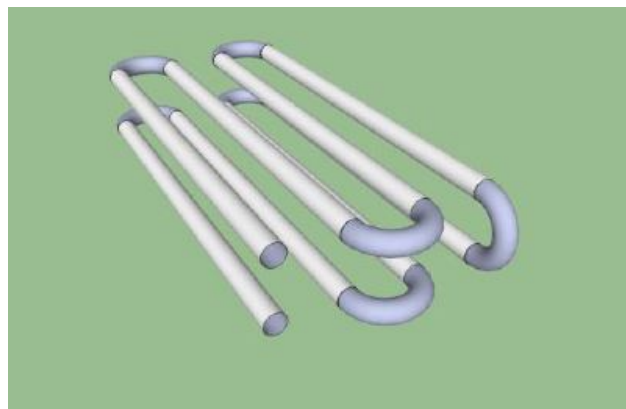


Figura 4.13: Configuración de las tuberías. Fuente: [52].

4.8.3. Equipos considerados e instalación

Los equipos y elementos a considerar en el sistema son:

- Bomba hidráulica
- Tuberías HDPE
- Tuberías de Cobre
- Fitting HDPE
- Fitting Cobre
- Válvulas de bola
- Vaso de expansión
- Válvula antirretorno
- Purgador
- Válvula de seguridad
- Aislación de tuberías
- Fluido anticongelante: Agua con un 25 % de etilenglicol

La Figura 4.14 muestra el esquema de los dispositivos de regulación y las conexiones del colector geotérmico a la bomba de calor.

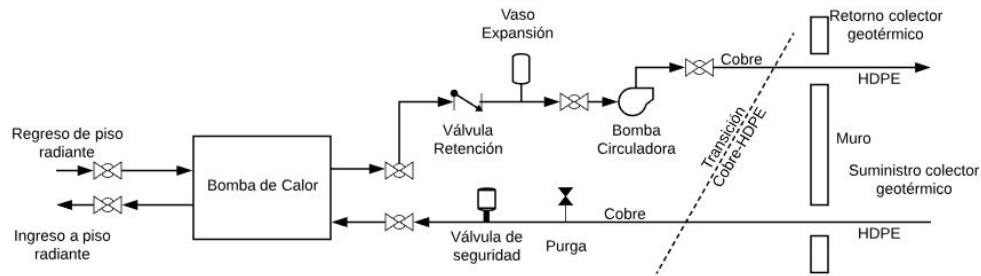


Figura 4.14: Dispositivos de regulación del sistema de captación y conexiones del colector geotérmico a la bomba de calor. Modificación a partir de [11].

Instalación del sistema y puesta en marcha de los equipos

Dentro de la vivienda a calefaccionar, se ubica la bomba de calor, la cual debe estar conectada con las tuberías de suministro y de retorno del intercambiador geotérmico, las cuales traspasan el muro y se conectan mediante cañerías de cobre con una serie de dispositivos antes de llegar a la bomba de calor.

Las tuberías de suministro y retorno deben estar cubiertas por aislación térmica adecuada, al igual que las cañerías de cobre.

Las tuberías de HDPE se pueden unir en largos tramos sobre la superficie, por lo que se requiere excavar zanjas angostas que permitan instalarlas. El ancho de la pala de la retroexcavadora definirá el ancho de la zanja a construir.

El ancho de la zanja debe permitir un radio mínimo de la curvatura de la tubería de 10 veces el diámetro exterior [11]. Como el diámetro exterior es de $38 [mm]$, entonces el radio mínimo de curvatura son $380 [mm]$. Considerando esto, y la instalación de las tuberías en el interior de la zanja, se define un ancho mínimo de zanja de $0,824 [m]$. Tomando en cuenta las medidas de las tuberías, el largo y las consideraciones mencionadas anteriormente, el volumen removido de tierra para la instalación de las tuberías $468,18 [m^3]$.

El fondo de la zanja debe ser relativamente uniforme y sin piedras, proporcionando un apoyo continuo a lo largo de la tubería. Rocas o piedras pueden dañar o causar cargas puntuales sobre la tubería. Éstas deben retirarse o cubrirse con arena/suelo ligero.

Las obras se realizan con maquinaria especializada para cavar zanjas, como las miniexcavadoras y [11]. Se comienza por extraer la capa vegetal dejándola a un lado, y luego se excava la trinchera dejando el material al otro lado. El rendimiento de la excavación puede variar dependiendo de la profundidad y ancho de la zanja, tipo de suelo y capacidad de la maquinaria.

Se deben considerar las precauciones respectivas respecto a derrumbes que se pueden originar por la presencia de equipamiento cerca del borde de una excavación o por las condiciones

climáticas adversas. Por tanto, se deben considerar las disposiciones de seguridad descritas en la Norma Chilena 349 Of. 1999.

El relleno de las trincheras se realiza una vez que se ha armado y probado la estanqueidad de las tuberías del colector. El material excavado de la propia zanja se utiliza como relleno, comenzando por cubrir la tubería mediante palas de mano y teniendo la precaución de no colocar piedras que puedan dañar la tubería. A continuación se coloca el resto del material con la maquinaria con que se excavó la trinchera. Se finaliza colocando la capa vegetal extraída del mismo lugar. No es necesario compactar, dado que el relleno se asienta de forma natural [11].

El armado y prueba de estanqueidad se realiza una vez terminadas las excavaciones de las zanjas. Las tuberías se conectan en la superficie y se bajan con cuidado a la zanja, evitando tensiones forzadas o deformaciones durante la instalación.

Las tuberías se fusionan con coplas para obtener la longitud requerida y se colocan en el interior de la zanja considerando el radio mínimo de curvatura. Las tuberías que no van en el fondo, sino que dispuestas a los 1,2 metros, se fijan con piquetas de sujeción, las cuales son fierros en forma de U clavados a la pared de la trinchera para sostener la tubería a cierto nivel. Los extremos de la tubería se dejan en la superficie para luego conectarlos a las tuberías superficiales de suministro y retorno.

Para realizar las uniones de las tuberías de HDPE se recurre al método de electrofusión, que se realiza con una máquina conectada a la red eléctrica y que tiene en su interior una resistencia que se calienta con la electricidad, fusionando las dos partes de la tubería.

Luego de armar toda la tubería, se procede a las pruebas de hermeticidad. Luego se efectúa el purgado del aire atrapado junto al llenado del circuito, y por último la conexión de los dispositivos de regulación y la bomba de calor. A continuación se debe limpiar el circuito de tuberías, llenar todo el sistema con el fluido anticongelante, purgar el aire de la instalación, realizar pruebas de estanqueidad, verificar las condiciones de diseño, presurizar la instalación y poner en marcha la bomba de calor junto a la verificación de todos sus modos de funcionamiento y comprobación de distintos parámetros.

4.8.4. Modelación del sistema de captación geotérmico

El type utilizado para modelar el intercambiador geotérmico es el type 997. Este type modela un intercambiador geotérmico de tipo horizontal de varias tuberías horizontales a una misma profundidad, y a distintas profundidades también.

Los parámetros principales del type 997 son el número de tuberías a una misma profundidad, número de profundidades a la que estarán las tuberías, largo de la tubería, diámetro interior y exterior de la tubería, separación horizontal entre tuberías, propiedades térmicas del material de las tuberías, profundidades a la que están dispuestas las tuberías, propiedades físicas y térmicas del fluido de trabajo y del suelo.

Los inputs principales del type 997 son la temperatura y caudal de entrada al colector geotérmico, temperatura ambiente exterior, radiación solar incidente en la superficie del terreno, temperatura del cielo y temperatura de la superficie del terreno.

Los outputs principales son la temperatura y caudal de salida del fluido, el flujo de calor neto intercambiado entre el fluido y el terreno y el flujo de calor captado por el intercambiador desde el terreno.

Un esquema de cómo se conecta el type 997 a la bomba de calor se muestra en la Figura 4.15. El type 997 envía el fluido caliente hacia bomba de calor, ésta recibe el calor proveniente del suelo y envía devuelta el fluido hacia el captador geotérmico. El fluido, para vencer las pérdidas de carga, debe ser bombeado por la bomba recirculadora.

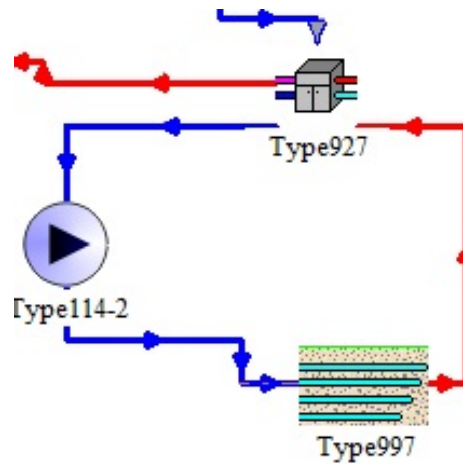


Figura 4.15: Esquema del sistema de captación en TRNSYS. Elaboración propia.

4.9. Diseño y modelación de sistema de distribución

4.9.1. Criterios de diseño

El sistema de distribución se diseña para el 80 % de la demanda máxima de la vivienda. Los criterios de diseño del sistema son:

Condiciones del lugar:

- Calefaccionar toda la vivienda, excepto lugares que no requieran confort. Esto requiere un área de calefacción de $120 [m^2]$ menos el área de habitación de limpieza, resultando ser el $110,32 [m^2]$ el área de calefacción.
- Por consideraciones económicas, se sugiere que la casa esté en construcción (y así evitar un costo más alto de instalación del piso radiante).

Criterios de diseño mecánico:

- La temperatura de entrada al circuito de distribución debe estar entre el rango de 35 a 50 [°C], por ser piso radiante.
- Los largos de cada circuito deben estar entre 100 y 120 metros de largo.
- La forma de disposición del circuito debe ser en espiral o doble serpentín.
- La distancia entre tuberías es de 15 cm y la distancias de estas a las paredes es debe ser más de 5 cm.
- El sistema no está diseñado para enfrentar el peor de los casos de condición climatológica de la localidad, sino que para enfrentar el 80% de la demanda máxima.

Criterios operacionales y de mantención:

- La velocidad no puede ser mayor a 2 [m/s].
- La vida útil debe ser de 20 años.
- Todos los equipos deben tener válvulas de bola en la entrada y en la salida, para mantención.

4.9.2. Diseño del piso radiante

El flujo máximo de calor por unidad de área calculado a partir de la Ecuación 2.43 es de 100 [W/m²], por lo que la cantidad de flujo de calor máximo en el piso de la vivienda es de 100 · 110,279 [m²] = 11,03 [kW] (asumiendo que el flujo de calor se distribuye uniformemente en todo el piso de la casa). Este límite superior de flujo de calor es para evitar que el piso llegue a temperaturas mayores o iguales a 29°C y pueda afectar a los ocupantes [33].

Se calculan los coeficientes a partir de la sección 3.5.1, para obtener el cálculo de flujo de calor por unidad de área. La Tabla 4.11 presenta los valores obtenidos.

Tabla 4.11: Cálculo de coeficientes a partir de las ecuaciones de la sección 3.5.1. Elaboración propia.

Coeficiente	Valor
a_B	1,109
a_T	1,224
a_u	1,056
a_D	1,039
m_T	-1,000
m_u	-0,500
m_D	1,250

El cálculo de la temperatura de impulso T_{imp} y el salto térmico Δ de diseño en el piso radiante se obtiene a partir del 80% de la demanda máxima indicado en la Tabla 4.4 y tomando el valor de flujo másico nominal de la bomba de calor en el circuito del foco caliente (Tabla 4.5). Con estos datos, se despejan los parámetros T_{imp} y $(T_{imp} - T_{ret}) = \Delta T$ de las Ecuaciones 2.44 y 2.45, respectivamente. Los valores de estos se presentan en la Tabla 4.12.

Tabla 4.12: Cálculo de parámetros a partir de las ecuaciones de la Sección 3.5.1. Elaboración propia.

Ítem	Valor
Resistencia Térmica sobre las tuberías R_o [$m^2 \cdot K/W$]	0,134
Resistencia Térmica bajo las tuberías R_u [$m^2 \cdot K/W$]	1,496
Temperatura de impulso [$^{\circ}C$]	32,559
Salto térmico [$^{\circ}C$]	5,087

Se verifica que los valores sean similares a los valores que entrega la literatura en general, y que estén dentro del rango de operación de la bomba de calor.

A partir de las áreas a calefaccionar y la Ecuación 2.56, se obtiene que la cantidad de circuitos en paralelo para calefaccionar el área completa de la vivienda son 6, con un largo de cada uno de 120 [m]. La distancia entre las tuberías es de 15 cm, de acuerdo a lo recomendado en [33]

4.9.3. Equipos considerados e instalación

La composición del piso radiante está conformada por la Tabla 4.13 y la Figura 4.16 muestra los elementos que constituyen el piso radiante.

Tabla 4.13: Componentes Piso Radiante y características. Fuente: [55, 56, 57, 58].

Elemento	Grosor [m]	Densidad [$\frac{kg}{m^3}$]	Conduct. Térmica [$\frac{W}{m \cdot K}$]	Capac. Térmica [$\frac{kJ}{kg \cdot K}$]
Cerámica	0.01	1800	1.75	0.92
Mortero	0.045	2000	1.4	1.05
Tubería Diámetro Interior 20 mm Material PEX	-	24	0.41	-
Mortero	0.045	2000	1.4	1.05
Poliestireno Expandido	0.05	20	0.038	1.45
Polietileno	0.002	950	0.45	1.9
Radier	0.1	2240	1.7	0.88
Arena Compacta	0.1	1990	1.28	0.92
Roca Compacta	0.15	2750	3.5	0.88



Figura 4.16: Elementos piso radiante. Elaboración propia.

Los componentes del sistema de distribución son los siguientes:

- Tuberías principales de PPR
- Tuberías PEX
- Aislación de tuberías principales
- Malla Acma
- Panel de aislación de poliestireno
- Film de polietileno
- Banda perimetral
- Mortero
- Colector de distribución de 6 vías
- Bomba hidráulica
- Vaso de expansión
- Válvula antirretorno
- Válvulas de bola
- Fitting PPR
- Válvula de seguridad
- Filtro
- Fluido de trabajo (agua)

Las tuberías embebidas en el piso radiante son las tuberías de PEX, de diámetro interno de 20 mm. Considerando este diámetro, y el caudal de diseño que se mueve a través de cada tubería, que es el caudal nominal de la bomba de calor para el circuito de distribución dividido en 6, la velocidad del fluido es de 0,2 [m/s], respetando el criterio de velocidad de máximo 2 [m/s] al interior de zonas habitadas. Estas tuberías se distribuyen en espiral y doble serpentín, formando 6 circuitos en paralelo conectados a un colector de distribución de 6 vías. La Figura 4.17 representa el esquema de la distribución y disposición del piso radiante en la vivienda.

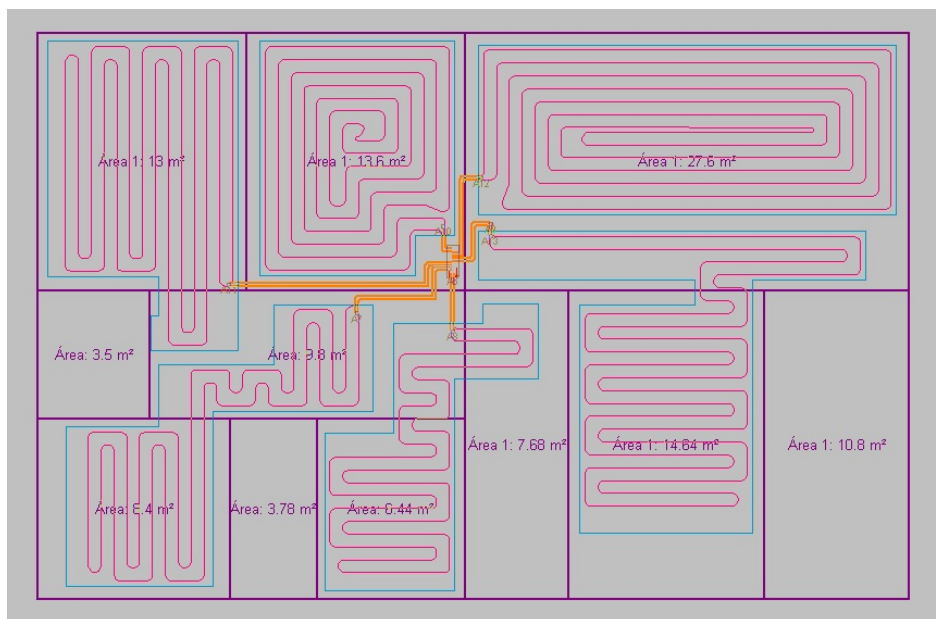


Figura 4.17: Esquema piso radiante diseñado para la vivienda. Elaboración propia.

El colector de distribución se encuentra en el armario que lo contiene (por temas estéticos de la vivienda). Desde el colector se conectan las tuberías principales de PPR (matrices), que transportan el fluido entre el equipo generador de calor y el colector distribuidor. Estas tuberías son dos (de retorno y de suministro) y tienen un diámetro interior de 23,2 mm.

Las tuberías principales (matrices) están diseñadas para transportar el caudal de diseño (de 1532,916 [kg/hr]), por lo que sus diámetros interiores son dimensionados de acuerdo al criterio de velocidad máxima del fluido al interior de zonas habitadas (que es de 2 [m/s]). Dado que las matrices están expuestas, son aisladas con material aislante de 25 [mm] de espesor, de acuerdo a [25].

La pérdida de carga del sistema es de 1,99 [m.c.a.] y es calculado de acuerdo a los especificado en la sección 3.2.1 de Antecedentes. Con esta pérdida de carga, se selecciona la bomba hidráulica.

Se colocan válvulas de bola a la entrada y salida de los equipos principales, válvula de seguridad a la entrada del generador de calor (ya sea caldera a gas o bomba de calor), vaso expansión y válvula de retención como principales dispositivos de regulación. La Figura 4.18 esquematiza la disposición de estos elementos en tubería principal del sistema de distribución.

Se dimensiona el vaso de expansión para una presión máxima de 9 [bar], una presión mínima de 1,5 [bar] y una temperatura máxima de 55°C, resultando un volumen requerido para el vaso de expansión de 9,24 [L].

El control del generador de calor, ya sea bomba de calor o caldera a gas licuado se modela a través del type 2b, explicado en la sección 4.7.2. Se considera que las pérdidas de calor que puede tener el sistema de calefacción hacia el exterior son nulas. El fluido de trabajo del piso radiante es agua y la Tabla 4.14 presenta las propiedades físicas y térmicas de éste.

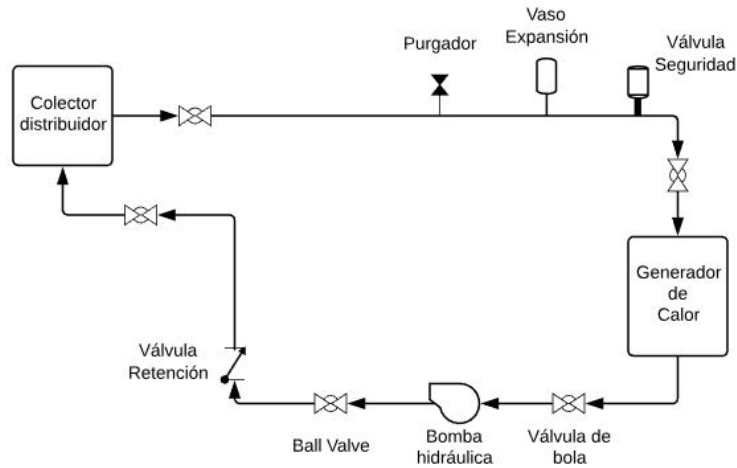


Figura 4.18: Conexiones y dispositivos de regulación del sistema de distribución. Elaboración propia.

Tabla 4.14: Propiedades del fluido de trabajo del piso radiante: agua. Fuente: [20].

Propiedades del fluido de trabajo Agua a 35°C	
Conductividad Térmica	0,62 [W/m · K]
Calor específico	4,18 [kJ/kg · K]
Densidad	994 [kg/m ³]
Viscosidad dinámica	0,00072 [kg/m · s]

4.9.4. Modelación del piso radiante

A partir de los cálculos de demanda transiente de la vivienda en TRNSYS, se verifica que los requerimientos de la vivienda no sobrepasan los 11.03 [kW] (calculado a partir de la Ecuación 3.51), asegurando que el piso esté a una temperatura adecuada.

El piso radiante se modela al interior del Type 56, a través de TRNBuild. Se define en la ventana de Wall Type Manager que el piso radiante se debe modelar como active layer, es decir, se modela como una capa que posee en su interior un elemento radiante, que son las tuberías del piso radiante. Así, LAYER002 se refiere a la capa radiante, que corresponde a las tuberías. Se colocan en orden los materiales constructivos que forman parte del piso radiante, ingresando sus espesores. Así se puede ver en la Figura 4.19:

En la zona térmica de la casa modelada se agrega la superficie de piso radiante como una de las superficies de la envolvente de la vivienda. Se define el área que ocupa el piso radiante (se asume 120 [m²] para efectos de simulación que el piso radiante entrega calor en toda el área de la vivienda) y que la temperatura y caudal de entrada son inputs del type 56 que reciben los valores de los outputs de la bomba de calor (type 927).

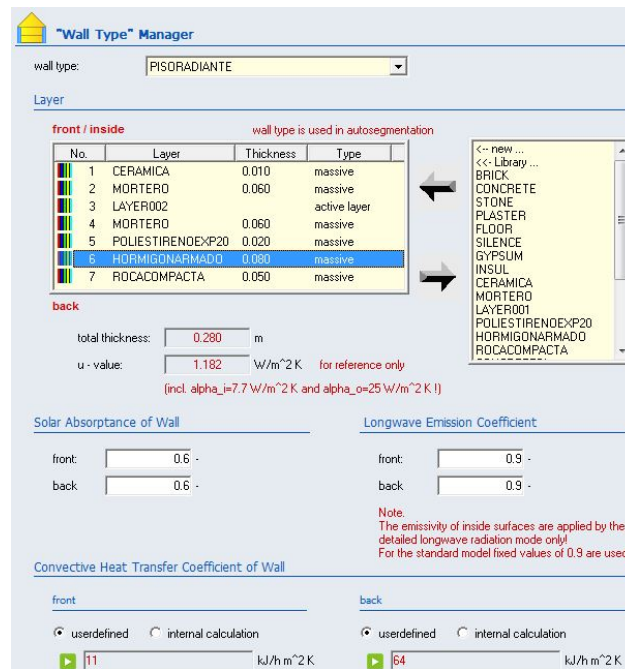


Figura 4.19: Definición del piso radiante en TRNBuild: características constructivas. Elaboración propia.

4.10. Diseño y modelación del sistema solar

4.10.1. Criterios de diseño

El sistema solar, al igual que los demás subsistemas, se diseña en estado estacionario y para el 80 % de la demanda máxima de la vivienda. Los criterios de diseño del sistema solar son los siguientes:

Condiciones del lugar:

- El área de techo disponible para la instalación de los colectores solares es $[m^2]$
- Los colectores deben estar espaciados de tal forma de evitar generar sombras entre ellos.

Criterios de diseño mecánico

- La relación entre el área de colectores y el volumen de tanque debe cumplir con lo indicado por la Ley 20.365.
- La relación entre el área de colectores y el caudal del fluido de trabajo debe seguir las pautas indicadas en [42].

Criterios de diseño operacionales y de mantención

- Las válvulas de bola deben ser instaladas a la entrada y salida de los equipos principales para efectos de mantención.
- La velocidad del fluido no puede superar los $3 [m/s]$.

4.10.2. Diseño del sistema

Para el diseño y modelación del sistema, se requiere seleccionar un colector solar adaptado a la aplicación: calefacción de una vivienda unifamiliar. Para esto, se busca en la página web de SPF [40] y se selecciona un colector solar térmico plano con características adecuadas a la aplicación de este trabajo. La Tabla 4.15 muestra los datos técnicos del colector solar seleccionado. Pensar la razones de la selección.

Tabla 4.15: Datos técnicos de colector solar seleccionado. Fuente: [40].

Características colector solar plano	
Modelo	GAIA RUN 2.55 BLUE S
Largo [m]	2,037
Ancho [m]	1,235
Área Bruta [m ²]	2,516
Flujo volumétrico mínimo [L/hr]	60
Flujo volumétrico nominal [L/hr]	125
Flujo volumétrico máximo [L/hr]	250
Presión de operación máxima [bar]	10
Rendimiento óptico [%]	0,716
Coefficiente de variación lineal [W/m ² · K]	4,05
Coefficiente de variación cuadrática [W/m ² · K ²]	0,0062

Utilizando TRNSYS con el fin de obtener el área necesaria para alcanzar la contribución solar requerida en el diseño estacionario, se obtiene que el número de colectores necesarios son 2 colectores de 2,516 [m²] cada uno. Así, con un total de 5,032 [m²] se obtiene que la fracción de demanda cubierta es de un 61 % (considerando los meses de Abril a Octubre).

El diámetro de tuberías es determinado a partir de la Ecuación 3.28, donde se toman como datos que el caudal de diseño es igual 400 [kg/hr], y que la velocidad del fluido no puede ser mayor que 3 [m/s]. Así, resulta que el diámetro interno de la tubería es de 19,43 [mm].

Dado el caudal de diseño y el número de colectores requeridos, los colectores solares se deben disponer en paralelo, ya que cada colector tiene un flujo volumétrico máximo de 250 [L/h], que equivale a 255 [kg/hr]. Si se colocan los colectores en serie, el caudal de 400 [kg/hr] sobrepasaría el caudal máximo permitido por colector. Los colectores deben espaciarse una distancia mínima de 3 [m], calculada a partir de la Ecuación 3.69. Esta distancia corresponde al parámetro d de la Figura 3.33.

Los colectores son instalados en orientación norte, con una inclinación de 48,9°. Dado que el techo de la vivienda tiene una inclinación de 24,34° con respecto a la horizontal, es necesario instalar un sistema de soporte de los colectores, para inclinarlos con un ángulo requerido.

El fluido anticongelante y su porcentaje de mezcla en el fluido de trabajo se seleccionan bajo los mismos argumentos utilizados para el fluido de trabajo del sistema de captación geotérmico en la sección 4.8.2. Por tanto, el porcentaje de etilenglicol en el fluido de trabajo

es de un 25 %. La Tabla 4.16 presenta las propiedades físicas y térmicas del fluido de trabajo del sistema solar.

Tabla 4.16: Propiedades del fluido de trabajo para el sistema solar: mezcla de agua con 25 % de etilenglicol. Fuente: [29].

Propiedades del fluido de trabajo Solución acuosa con 25 % Etilenglicol a 65°C	
Conductividad Térmica	0,53 [$W/m \cdot K$]
Calor específico	3,85 [$kJ/kg \cdot K$]
Densidad	1020 [kg/m^3]
Viscosidad dinámica	0,0008 [$kg/m \cdot s$]

La pérdida de carga es de 1,3 [m.c.a.] y para calcularla se utilizan las ecuaciones de la sección 3.2.1. A partir de las pérdidas de carga y el caudal, se procede a seleccionar la bomba hidráulica.

La aislación de las tuberías (que son de cobre) tiene un espesor de 35 [m], obtenida de acuerdo a lo indicado en la sección 3.2.3.

El vaso expansión debe tener un volumen de mínimo de 2,5 [L] para el diseño estacionario. Se dimensiona a partir de una presión máxima de 6 [bar], una presión mínima de 4 [bar] y una temperatura máxima del sistema de 100 [°C]. Dada la cotización de vaso expansión en las empresas que suministran y distribuyen equipos y sistemas para climatización, el mínimo volumen encontrado de vaso expansión fue de 8 L. Así, el volumen del vaso expansión seleccionado para el sistema solar es de 8 L.

Para efectos de almacenar la energía solar del día que no se utilice, se instala un tanque de almacenamiento. Este tanque de almacenamiento debe cumplir con lo indicado por la Ecuación 3.68. Así, el tanque se define de 500 [L]. El calor proveniente de los colectores solares se transmite al tanque a través de un serpentín sumergido en su interior.

4.10.3. Equipos considerados e instalación

Los componentes principales del sistema solar son:

- Colectores solares
- Soportes de los colectores
- Purgador
- Válvula de seguridad
- Válvulas de bola
- Vaso de expansión
- Bomba hidráulica
- Válvula de retención
- Tanque de almacenamiento

- Termostato y controlador

La Figura 4.20 muestra el esquema del sistema solar térmico y la disposición de los distintos componentes.

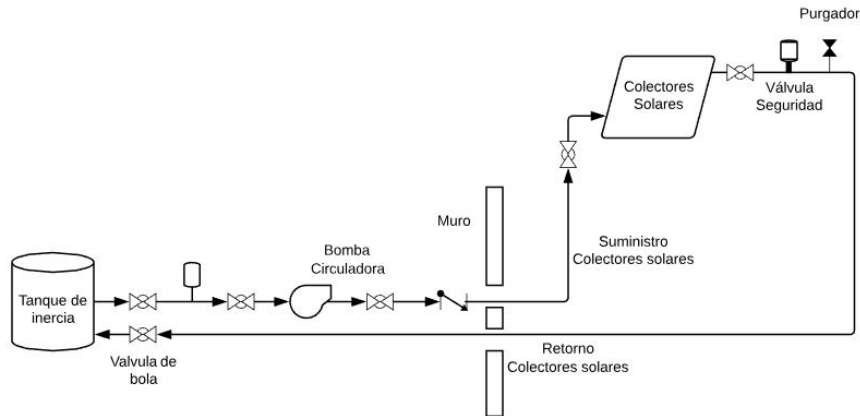


Figura 4.20: Esquema de los componentes del sistema solar térmico. Modificación a partir de [38].

El sistema de control se basa en la comparación de la temperatura de salida del colector solar y la temperatura de salida del nivel más bajo tanque. El control diferencial se asemeja al control detallado en la sección 4.7.2.

La instalación y puesta en marcha debe considerar los siguientes aspectos:

- Limpieza del circuito de tuberías
- Purga del aire de la instalación
- Verificación de las condiciones de diseño: presión y caudal
- Carga del intercambiador de calor con anticongelante (cuando sea necesario)
- Presurización de la instalación
- Puesta en marcha del sistema y comprobación de parámetros

4.10.4. Modelación del sistema solar

El type que modela el colector solar es el type 1b, que representa un colector térmico de tipo plano. Para caracterizar el funcionamiento de los captadores solares, se deben ingresar los parámetros del type, siendo los principales cuántos colectores están serie, el área total del campo solar, el calor específico del fluido de trabajo, los parámetros de rendimiento óptico, coeficiente de variación lineal y coeficiente de variación cuadrática.

Como inputs se tienen la temperatura de entrada al primer colector solar, el flujo másico de entrada, la temperatura ambiente, la radiación incidente en los colectores, la radiación global y difusa en superficie horizontal, entre otros datos inputs.

Como principales datos outputs del type 1b, se tienen la temperatura de salida del último colector solar, el flujo másico de salida y la ganancia solar útil.

El colector solar se conecta al tanque de almacenamiento para que éste conserve la energía que no se utiliza instantáneamente durante el día. Así, se puede ver en la Figura 4.21 que el fluido frío que proviene del fondo del tanque es bombeado hacia el colector solar gracias a la bomba circuladora. Luego, este fluido pasa a través del colector y capta la energía solar térmica. Finalmente vuelve al tanque, entrando por la parte superior del tanque.

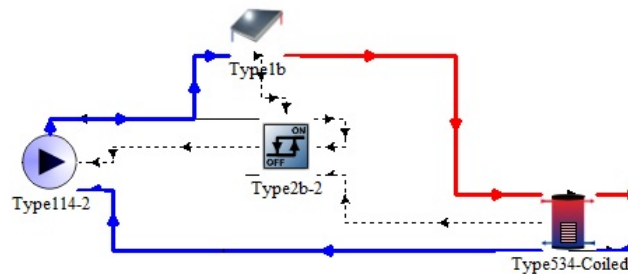


Figura 4.21: Sistema solar térmico y control de funcionamiento. Elaboración propia.

También se puede ver en la Figura 4.21 el sistema de control que entrega la señal de hacer funcionar la bomba circuladora o no. El funcionamiento dependerá netamente de si hay energía solar disponible. El control se modela con el type 2b, usando el mismo principio de funcionamiento que el controlador del sistema de piso radiante y bomba de calor descrito en la sección 4.7.2.

- Si en el tiempo $t-1$ la señal output del type 2b fue 1 (encendido) y la temperatura en la parte inferior del tanque en el tiempo t es menor que la temperatura de salida del colector solar por más de 2°C , entonces su señal output es igual a 1 (continúa encendido).
- Si en el tiempo $t-1$ la señal output del type 2b fue 1 (encendido) y la temperatura en la parte inferior del tanque en el tiempo t es mayor que la temperatura de salida del colector solar por más de 2°C , entonces su señal output es igual a 0 (apagado).
- Si en el tiempo $t-1$ la señal output del type 2b fue 0 (apagado) y la temperatura en la parte inferior del tanque en el tiempo t es menor que la temperatura de salida del colector solar por más de 10°C , entonces su señal output es igual a 1 (encendido).
- Si en el tiempo $t-1$ la señal output del type 2b fue 0 (apagado) y la temperatura en la parte inferior del tanque en el tiempo t es mayor que la temperatura de salida del colector solar por más de 10°C , entonces su señal output es igual a 0 (continúa apagado).

El delta de temperatura de 2°C está recomendado en la ficha técnica para sistemas solares térmicos forzados para viviendas unifamiliares [38]. El delta de temperatura de 10°C , si bien no es el delta de temperatura que recomienda la referencia [38], es utilizado para fines de convergencia del modelo en TRNSYS. Este delta de temperatura es recomendado de igual manera en la literatura.

Los principales parámetros a ingresar al type 534 (type que representa al tanque de almacenamiento) son el número de nodos a considerar en la estratificación del tanque, número de

entradas y salidas, número de intercambiadores de calor inmersos en el interior del tanque, volumen del tanque, altura del tanque, fluidos de trabajo en el intercambiador de calor y en el interior del tanque, entre otros.

Entre los principales inputs del type 534 se tienen la temperatura y flujo másico de entrada al tanque, temperatura y flujo másico de entrada al intercambiador de calor del tanque. Entre los outputs se encuentran temperatura y flujo másico a la salida del tanque, temperatura y flujo másico a la salida del intercambiador de calor del tanque, temperaturas de los distintos nodos del tanque, temperatura promedio del tanque, entre otros.

4.11. Diseño y modelación del sistema convencional

4.11.1. Criterios de diseño

Para diseñar el sistema se debe tener en cuenta los siguientes aspectos del lugar:

- Para dimensionar la chimenea se debe tener en cuenta que la altura de la vivienda es de 2,4 [m].
- Instalar la caldera en una zona de la vivienda que se encuentre ventilada, como la habitación de limpieza.

Criterios de diseño mecánico:

- La caldera debe ser capaz de suplir el 80 % de la demanda máxima de calefacción.
- La temperatura de entrada al piso radiante debe ser entre 35 a 50°C.
- Se debe instalar un dispositivo de recogida de condensados.
- La caldera debe cumplir con lo definido en normativa SEC: "Decreto 66: Reglamento de instalaciones interiores y medidores de gas"[64].

Criterios de diseño operacionales y de mantención:

- Las válvulas de bola deben ser instaladas a la entrada y salida de los equipos principales para efectos de mantención.
- La velocidad del fluido en el piso radiante no debe superar los 2 [m/s].

4.11.2. Diseño del sistema

EL sistema convencional está formado básicamente por piso radiante (descrito en la sección 4.9) conectado a la caldera, que opera como el generador de calor y que otorga la calefacción a la vivienda a través del fluido de trabajo (agua) que pasa a través de las tuberías de piso radiante.

4.11.3. Equipos constituyentes e instalación

Los principales componentes del sistema de calefacción convencional son:

- Caldera a gas
- Bomba hidráulica
- Tubería PEX
- Tubería PPR
- Válvulas de bola
- Vaso de expansión
- Aislación de tuberías principales
- Malla Acma
- Panel aislante de poliestireno
- Film de polietileno
- Banda perimetral
- Mortero
- Válvula de seguridad
- Colector de distribución de 6 vías
- Armario para colector de distribución
- Válvula antirretorno
- Fitting PPR
- Filtro
- Fluido de trabajo (agua)

La caldera seleccionada es de tipo mural, por lo que se instala en la pared de la habitación de limpieza. El conjunto de evacuación de humos tiene un largo total de tres metros y se instala a la caldera, con tal de cumplir por lo descrito en la sección 3.7.1.

El combustible que utiliza la caldera puede ser gas licuado de petróleo o gas natural. Dado que la localidad donde se emplaza la vivienda es en Melipilla y no hay disponibilidad de gas natural, se opta por elegir el gas licuado de petróleo como combustible de uso. Las propiedades de densidad y poder calorífico superior se muestran en la Tabla 4.17.

Tabla 4.17: Propiedades del gas licuado de petróleo. Fuente: [45, 47].

Propiedades gas licuado de petróleo (GLP)	
Densidad [kg/m^3]	2,26
Poder Calorífico Superior [$kcal/m^3$]	22400

4.11.4. Modelación del sistema convencional

El type que modela la caldera en TRNSYS es el type 6. Este type aporta el calor necesario según le indique el sistema de control de la temperatura interna de la vivienda.

Se especifican como parámetros del type 6: el calor específico del fluido que se necesita calentar, la máxima potencia que posee la caldera, las pérdidas netas que experimenta la caldera durante su operación y la eficiencia de ésta.

El type 6 toma como input el flujo total demandado y la temperatura del fluido a la entrada del dispositivo. Se debe establecer una temperatura set point, que es la temperatura a la que debe salir el fluido desde la caldera.

Los outputs asociados al type 6 son la temperatura y flujo másico de salida desde la caldera, el flujo de energía requerido por la caldera para operar, el flujo de energía transferido efectivamente al flujo másico de agua desde la caldera, pérdidas de energía de la caldera, entre otros.

El esquema del sistema convencional se presenta en la Figura 4.22. Como se puede ver, el agua fría que proviene del piso radiante se calienta gracias a la acción de la caldera, que envía de vuelta el fluido de trabajo al piso radiante. La bomba circuladora (type 114) bombea el fluido para que recircule. El funcionamiento de este sistema de calefacción está controlado por el type 2b (type que representa al controlador con termostato), que mide la temperatura de la vivienda y según cómo sea ésta, envía la señal de encendido/apagado a la caldera y a la bomba hidráulica que levanta el flujo en el piso radiante. El funcionamiento de este type fue explicado en la sección 4.7.2.

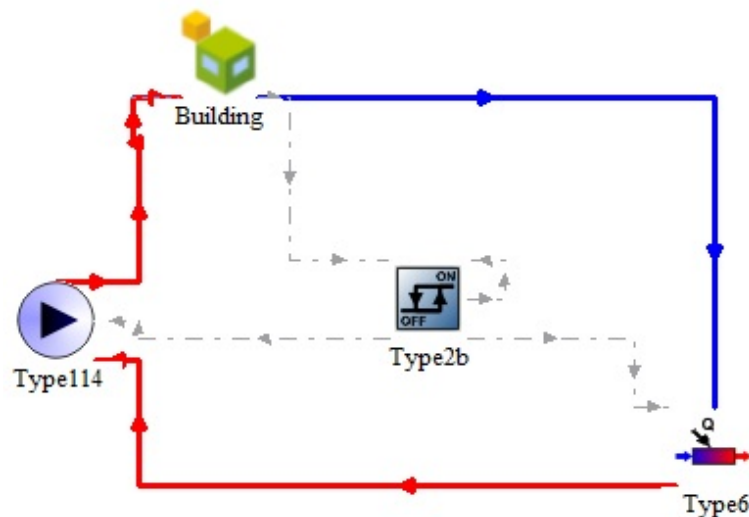


Figura 4.22: Esquema de sistema convencional en programa TRNSYS. Elaboración propia.

4.12. Sistemas de calefacción modelados

Los sistemas híbrido, no híbridos y convencional son modelados en TRNSYS. Las Figuras 4.23, 4.24, 4.25 y 4.26 representan los modelos de los sistemas convencional, sistema geotérmico no híbrido, sistema solar no híbrido y sistema híbrido geotérmico-solar.

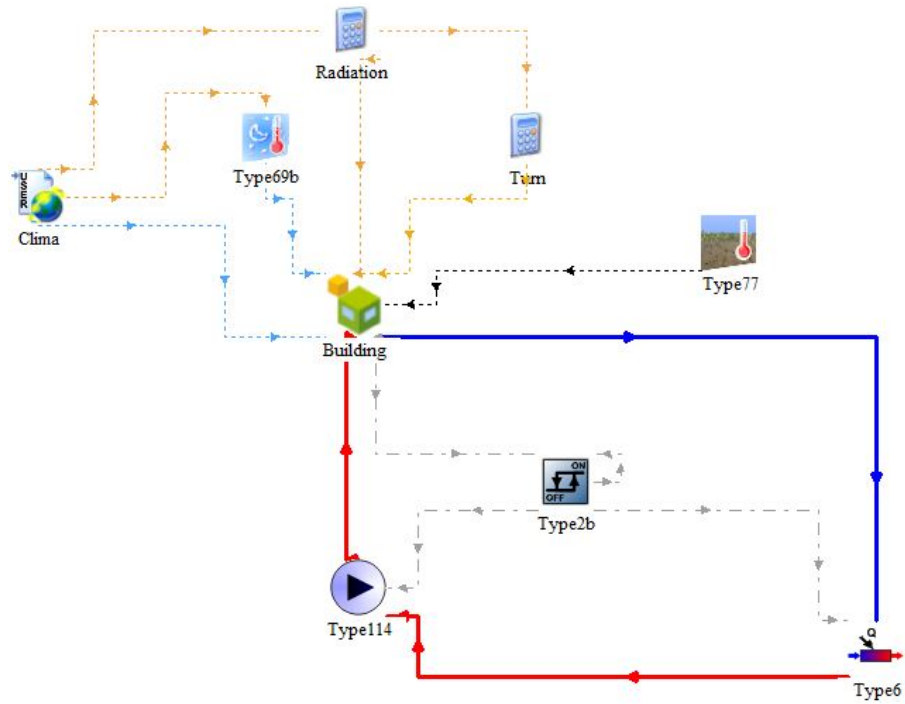


Figura 4.23: Modelo del sistema convencional en programa TRNSYS. Elaboración propia.

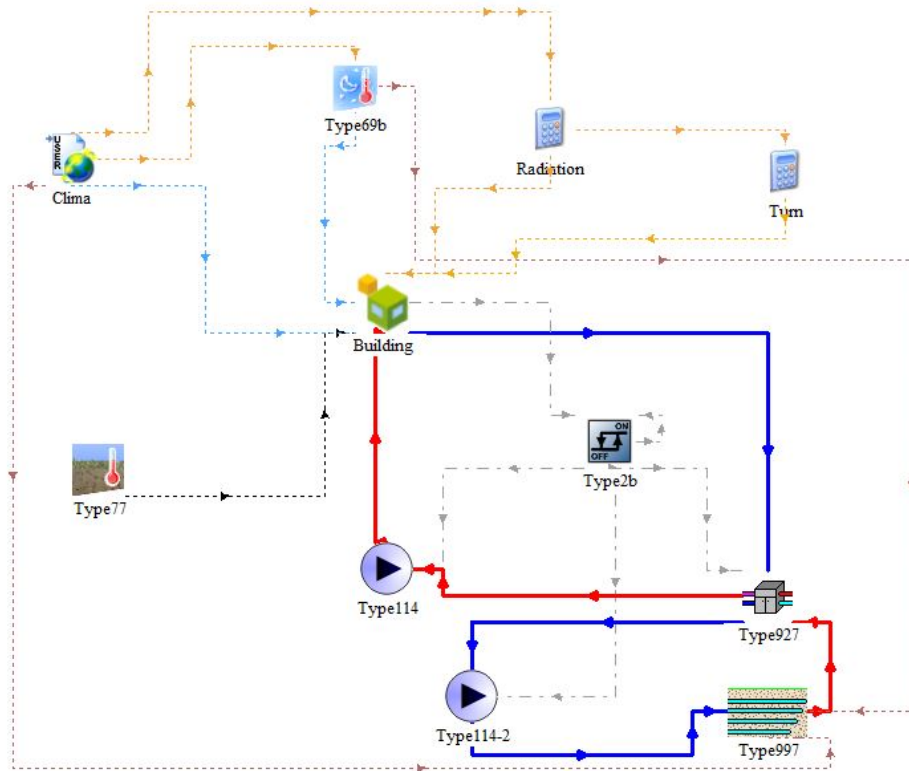


Figura 4.24: Modelo del sistema geotérmico no híbrido en programa TRNSYS. Elaboración propia.

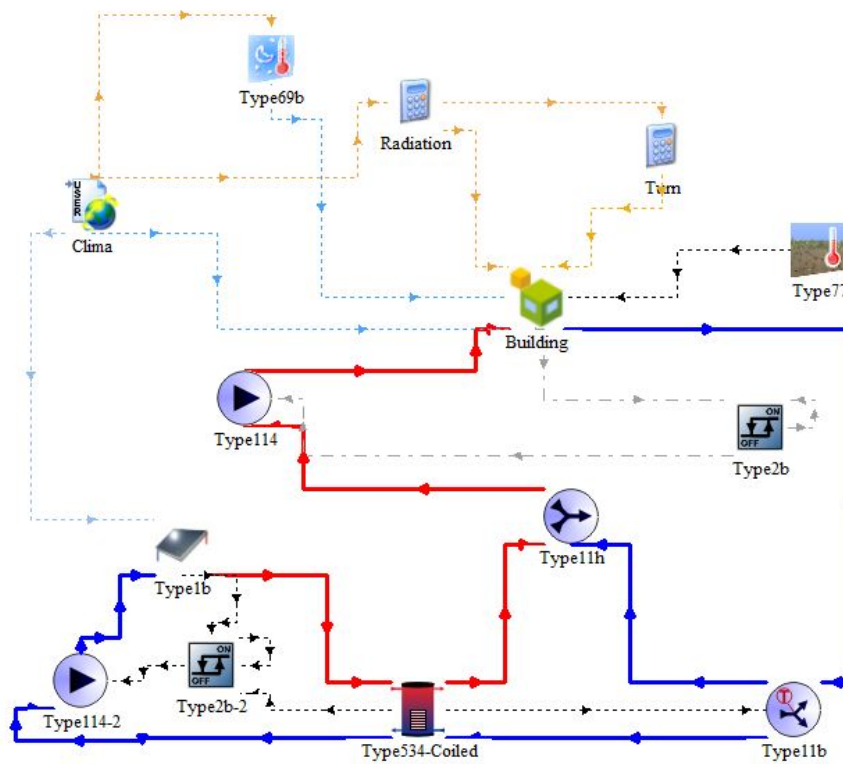


Figura 4.25: Modelo del sistema solar no híbrido en programa TRNSYS. Elaboración propia.

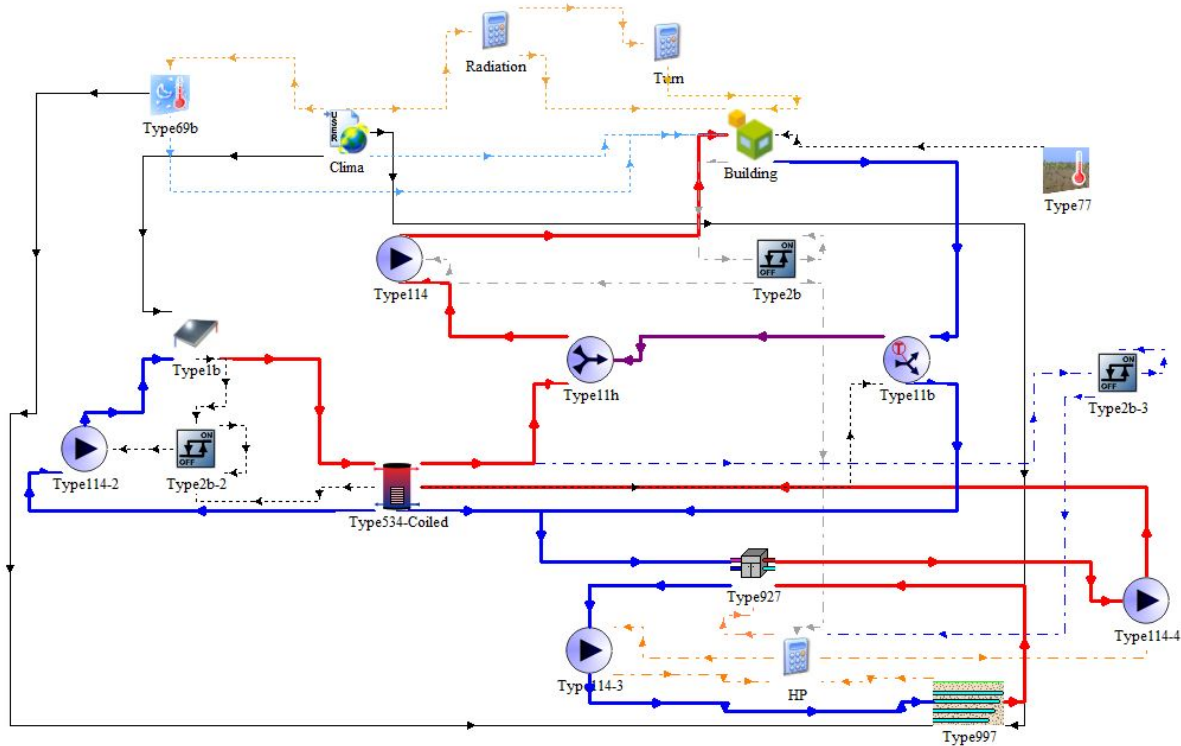


Figura 4.26: Modelo del sistema híbrido geotérmico solar en programa TRNSYS. Elaboración propia.

En cada una de las figuras se pueden ver los tipos empleados y las conexiones entre ellos. En la Figura 4.23 se puede ver el sistema de calefacción convencional conectado a la vivienda a través del termostato. Para el caso del sistema de calefacción geotérmico no híbrido de la Figura 4.24, el termostato envía la señal encendido/apagado a la bomba hidráulica del piso radiante, bomba de calor geotérmica y bomba hidráulica del intercambiador de calor geotérmico.

Para el sistema de calefacción solar no híbrido de la Figura 4.25, el sistema de captación está conectado al tanque y el tanque está conectado al piso radiante de la vivienda. Así, el funcionamiento del sistema de captación solar depende sólo de si hay energía solar disponible para guardar en el tanque, y no depende de las condiciones internas de la vivienda. Su funcionamiento está controlado a través de un termostato cuya filosofía es explicada en la sección 4.10.4. El termostato de la vivienda manda la señal encendido/apagado sólo a la bomba hidráulica del piso radiante.

Con respecto a la hibridación del sistema de calefacción geotérmico-solar (Figura 4.26), se tienen tres principales criterios de diseño: aprovechar la energía solar cada vez que se den las condiciones climáticas, disminuir el funcionamiento de la bomba de calor para favorecer la economía de operación del sistema y entregar las temperaturas adecuadas de entrada al piso radiante (entre 35 a 50°C).

El sistema híbrido posee tres sistemas de control:

- El control asociado a la temperatura interna de la vivienda, y que manda la señal de encendido/apagado a la bomba hidráulica del piso radiante.
- El control asociado al sistema solar. Este sistema de control es independiente de si la temperatura al interior de la vivienda es menor o mayor que la temperatura de seteo, ya que está diseñado para aprovechar la energía solar en cualquier momento que haya disponibilidad.
- Existe un último control, que está asociado al sistema geotérmico del sistema híbrido y está formado por dos controles. El control 1 recibe como input la temperatura de la parte superior del tanque y opera de acuerdo a los siguientes criterios:
 - Si en el tiempo $t-1$ la señal output del control fue 1 (encendido) y la temperatura en la parte superior del tanque en el tiempo t es menor que 36°C, entonces su señal output es igual a 1 (continúa encendido).
 - Si en el tiempo $t-1$ la señal output del control fue 1 (encendido) y la temperatura en la parte superior del tanque en el tiempo t es mayor que 36°C, entonces su señal output es igual a 0 (apagado).
 - Si en el tiempo $t-1$ la señal output del control fue 0 (apagado) y la temperatura en la parte superior del tanque en el tiempo t es menor que 36°C, entonces su señal output es igual a 1 (encendido).
 - Si en el tiempo $t-1$ la señal output del control fue 0 (apagado) y la temperatura en la parte superior del tanque en el tiempo t es mayor que 36°C, entonces su señal output es igual a 0 (continúa apagado).

El control 2 recibe la señal de control 1 y la señal del controlador asociado a la temperatura interior de la vivienda. El control 2 opera de acuerdo a los siguiente:

- Si la señal del control 1 es igual a 1 (la temperatura de la parte superior del tanque en el tiempo t es menor que 36°C) y la señal del controlador de la temperatura interna de la vivienda es 1 (la temperatura interna de la vivienda en el tiempo t es menor que la temperatura de seteo), entonces la señal del control 2 es 1 (encendido).
- Si la señal del control 1 es igual a 1 (la temperatura de la parte superior del tanque en el tiempo t es menor que 36°C) y la señal del controlador de la temperatura interna de la vivienda es 0 (la temperatura interna de la vivienda en el tiempo t es mayor que la temperatura de seteo), entonces la señal del control 2 es 0 (apagado).
- Si la señal del control 1 es igual a 0 (la temperatura de la parte superior del tanque en el tiempo t es mayor que 36°C) y la señal del controlador de la temperatura interna de la vivienda es 1 (la temperatura interna de la vivienda en el tiempo t es menor que la temperatura de seteo), entonces la señal del control 2 es 0 (apagado).
- Si la señal del control 1 es igual a 0 (la temperatura de la parte superior del tanque en el tiempo t es mayor que 36°C) y la señal del controlador de la temperatura interna de la vivienda es 0 (la temperatura interna de la vivienda en el tiempo t es mayor que la temperatura de seteo), entonces la señal del control 2 es 0 (apagado).

Hay dos elementos importantes de la Figura 4.26 a destacar. El type 11b (diversor) y el type 11h (tee piece). El diversor es el encargado de separar el caudal que viene del piso radiante. Separará una parte del caudal hacia el Tee piece y la otra irá hacia el tanque para que sea calentada. El funcionamiento del diversor está controlado mediante una señal de temperatura que tiene como entrada la temperatura de la parte alta (o parte caliente) del tanque de almacenamiento.

Según la temperatura a la que esté el agua en el tanque, se hará un balance de energía para ver qué caudal es necesario en cada uno de los conductos con tal que la temperatura de salida del tee piece sea menor a 55°C . Si la temperatura del tanque es mayor que 55°C , parte del caudal que viene del piso radiante tendrá que ir directamente al Tee piece, para que, al unirse al caudal a temperatura del tanque se obtenga una temperatura menor a 50°C .

Los inputs del diversor (type 11b) serían la temperatura y flujo másico de entrada, temperatura del nodo más alto del tanque y la temperatura de seteo (que en este caso se establece como 50°C). Los outputs del diversor son las temperaturas y flujos másicos de las salidas 1 y 2 del diversor.

La salida 1 del diversor será hacia el tanque, la salida 2 será hacia el piso el piso radiante y las temperaturas de ambas salidas serán la misma e igual a la temperatura de entrada al diversor.

El Tee piece es la herramienta que sirve para mezclar las dos flujos másicos de agua, la que proviene caliente del almacenamiento, y la que proviene fría directa del retorno del piso radiante. Toma como inputs el flujo de agua fría que proviene del diversor y el flujo de agua caliente que viene del almacenamiento, junto con sus respectivas temperaturas.

Como salida tendrá, el flujo total demandado (m_{total}) que es la suma de los flujos másicos provenientes del diversor y del tanque de almacenamiento, a una temperatura de agua menor

a 50°C, que es la temperatura máxima de entrada al piso radiante.

Si la temperatura en el almacenamiento no es lo suficientemente elevada como para llegar a 50°C, el flujo de agua que llega al Tee piece y que proviene del piso radiante, será cero, y por tanto todo el flujo provendrá desde el tanque. Sin embargo, si la temperatura del almacenamiento es mayor a 50°C, el caudal que proviene del piso radiante no será cero, sino que en la proporción adecuada con el flujo que proviene del tanque con tal de que al mezclarse ambos flujos en el Tee piece, la temperatura del fluido no sea mayor a 50°C.

4.13. Análisis de sensibilidad

4.13.1. Datos de partida y variables

El análisis de sensibilidad busca realizar distintas simulaciones del sistema híbrido teniendo como objetivo estudiar el impacto de variar ciertos parámetros en el coeficiente de desempeño, el costo del ciclo de vida y el índice de confortabilidad en el sistema de calefacción híbrido. Los parámetros a variar en el análisis de sensibilidad son dos: área de colectores solares y largo del intercambiador geotérmico. Las áreas de colectores solares a simular serán las correspondientes a 1, 2, 3, 4, 6, 8, 12, 16 y 18 colectores solares. El número de colectores es seleccionado de acuerdo a los siguientes criterios:

- El techo tiene un área disponible de 65,82 m² para instalación de colectores solares.
- Un colector solar debe distanciarse 3 metros como mínimo con el colector solar instalado atrás de él.
- Los bancos de colectores pueden tener un máximo de tres colectores en serie.

Asociados a la variación de área de colectores, se deben variar los volúmenes de los tanques, ya que se debe cumplir por lo estipulado por la Ecuación 3.68. Otros parámetros a variar van asociados al cambio de tanque, como son la altura del tanque y el largo del serpentín. Estos datos se obtienen a partir de los datos técnicos del tanque de almacenamiento que entrega el fabricante.

También se debe variar los flujos máxicos asociados a las áreas, ya que según lo estipulado por el manual solar de sistemas térmicos, la relación entre el caudal y el área de colectores solares debe ser mayor que 30 y menor que 60 [42]. Al variar los flujos máxicos, se debe variar la bomba hidráulica, por lo que la potencia eléctrica a disipar será distinta según la bomba circuladora.

Los largos de intercambiador de calor geotérmico a simular son 100, 150, 200, 289, 300 y 350 [m]. Los valores de largos de intercambiador geotérmico son definidos a partir de la referencia [2], donde se entrega un rango de tasa de extracción específica de calor desde el suelo con una configuración de dos tuberías por trinchera. Esta tasa va desde los 30 hasta los 50 [W] por metro de tubería horizontal. Las Tablas 4.18, 4.19, 4.20, 4.21, 4.22 y 4.23 muestran los parámetros variados para los casos de 100, 150, 200, 250, 289, 300 y 350 [m] de largo del intercambiador geotérmico, respectivamente.

Tabla 4.18: Casos para largo de 100 [m] de intercambiador de calor geotérmico (ICG). Elaboración propia.

Nº Colectores	Área total colectores [m ²]	Caudal bomba centrífuga solar [kg/hr]	Volumen tanque [m ³]	Altura tanque [m]	Largo serpentín tanque [m]	Potencia bomba hidráulica ICG [kW]	Potencia bomba hidráulica Solar [kW]
1	2,516	250	0,200	1,205	17,545	0,136	0,006
2	5,032	400	0,300	1,685	22,557	0,136	0,013
3	7,548	420	0,500	1,690	25,064	0,136	0,026
4	10,064	510	0,500	1,690	25,064	0,136	0,036
6	15,096	765	0,800	1,840	33,836	0,136	0,058
8	20,128	800	0,800	1,840	33,836	0,136	0,050
12	30,192	1000	1,500	1,830	52,634	0,136	0,168
16	40,256	1500	2,000	2,280	62,659	0,136	0,256
18	45,288	2000	2,000	2,280	62,659	0,136	0,393

Tabla 4.19: Casos para largo de 150 [m] de intercambiador de calor geotérmico (ICG). Elaboración propia.

N° Colectores	Área total colectores [m ²]	Caudal bomba centrífuga solar [kg/hr]	Volumen tanque [m ³]	Altura tanque [m]	Largo serpentin tanque [m]	Potencia bomba hidráulica ICG [kW]	Potencia bomba hidráulica Solar [kW]
1	2,516	250	0,200	1,205	17,545	0,13	0,006
2	5,032	400	0,300	1,685	22,557	0,13	0,013
3	7,548	420	0,500	1,690	25,064	0,13	0,026
4	10,064	510	0,500	1,690	25,064	0,13	0,036
6	15,096	765	0,800	1,840	33,836	0,13	0,058
8	20,128	800	0,800	1,840	33,836	0,13	0,050
12	30,192	1000	1,500	1,830	52,634	0,13	0,168
16	40,256	1500	2,000	2,280	62,659	0,13	0,256
18	45,288	2000	2,000	2,280	62,659	0,13	0,393

Tabla 4.20: Casos para largo de 200 [m] de intercambiador de calor geotérmico (ICG). Elaboración propia.

Nº Colectores	Área total colectores [m ²]	Caudal bomba centrífuga [kg/hr]	Volumen tanque [m ³]	Altura tanque [m]	Largo serpentín tanque [m]	Potencia bomba hidráulica ICG [kW]	Potencia bomba hidráulica Solar [kW]
1	2,516	250	0,200	1,205	17,545	0,236	0,006
2	5,032	400	0,300	1,685	22,557	0,236	0,013
3	7,548	420	0,500	1,690	25,064	0,236	0,026
4	10,064	510	0,500	1,690	25,064	0,236	0,036
6	15,096	765	0,800	1,840	33,836	0,236	0,058
8	20,128	800	0,800	1,840	33,836	0,236	0,050
12	30,192	1000	1,500	1,830	52,634	0,236	0,168
16	40,256	1500	2,000	2,280	62,659	0,236	0,256
18	45,288	2000	2,000	2,280	62,659	0,236	0,393

Tabla 4.21: Casos para largo de 289 [m] de intercambiador de calor geotérmico (ICG). Elaboración propia.

N° Colectores	Área total colectores [m ²]	Caudal bomba centrífuga solar [kg/hr]	Volumen tanque [m ³]	Altura tanque [m]	Largo serpentin tanque [m]	Potencia bomba hidráulica ICG [kW]	Potencia bomba hidráulica Solar [kW]
1	2,516	250	0,200	1,205	17,545	0,228	0,006
2	5,032	400	0,300	1,685	22,557	0,228	0,013
3	7,548	420	0,500	1,690	25,064	0,228	0,026
4	10,064	510	0,500	1,690	25,064	0,228	0,036
6	15,096	765	0,800	1,840	33,836	0,228	0,058
8	20,128	800	0,800	1,840	33,836	0,228	0,050
12	30,192	1000	1,500	1,830	52,634	0,228	0,168
16	40,256	1500	2,000	2,280	62,659	0,228	0,256
18	45,288	2000	2,000	2,280	62,659	0,228	0,393

Tabla 4.22: Casos para largo de 300 [m] de intercambiador de calor geotérmico (ICG). Elaboración propia.

Nº Colectores	Área total colectores [m ²]	Caudal bomba centrífuga [kg/hr]	Volumen tanque [m ³]	Altura tanque [m]	Largo serpentín tanque [m]	Potencia bomba hidráulica ICG [kW]	Potencia bomba hidráulica Solar [kW]
1	2,516	250	0,200	1,205	17,545	0,229	0,006
2	5,032	400	0,300	1,685	22,557	0,229	0,013
3	7,548	420	0,500	1,690	25,064	0,229	0,026
4	10,064	510	0,500	1,690	25,064	0,229	0,036
6	15,096	765	0,800	1,840	33,836	0,229	0,058
8	20,128	800	0,800	1,840	33,836	0,229	0,050
12	30,192	1000	1,500	1,830	52,634	0,229	0,168
16	40,256	1500	2,000	2,280	62,659	0,229	0,256
18	45,288	2000	2,000	2,280	62,659	0,229	0,393

Tabla 4.23: Casos para largo de 350 [m] de intercambiador de calor geotérmico (ICG). Elaboración propia.

N° Colectores	Área total colectores [m ²]	Caudal bomba centrífuga solar [kg/hr]	Volumen tanque [m ³]	Altura tanque [m]	Largo serpentin tanque [m]	Potencia bomba hidráulica ICG [kW]	Potencia bomba hidráulica Solar [kW]
1	2,516	250	0,200	1,205	17,545	0,41	0,006
2	5,032	400	0,300	1,685	22,557	0,41	0,013
3	7,548	420	0,500	1,690	25,064	0,41	0,026
4	10,064	510	0,500	1,690	25,064	0,41	0,036
6	15,096	765	0,800	1,840	33,836	0,41	0,058
8	20,128	800	0,800	1,840	33,836	0,41	0,050
12	30,192	1000	1,500	1,830	52,634	0,41	0,168
16	40,256	1500	2,000	2,280	62,659	0,41	0,256
18	45,288	2000	2,000	2,280	62,659	0,41	0,393

En total se realizan 54 iteraciones en TRNSYS y para realizarlas de manera continua, se configura el programa a través de un estudio paramétrico ("Parametric Runs") que evalúa los distintos parámetros del sistema de calefacción híbrido cambiando los valores de las variables especificadas.

4.14. Evaluación técnica-económica

Se evalúan técnica y económicamente los casos abarcados en el análisis de sensibilidad. En la evaluación técnica, se analiza el coeficiente de desempeño de los distintos sistemas, el porcentaje de horas de confort térmico que otorgan y el ahorro en términos de energía con respecto al sistema convencional. Se emplea la Ecuación 3.72 para el cálculo del desempeño del sistema de calefacción, y el porcentaje de horas de confort térmico se mide de manera simple como el porcentaje de horas del año en que la temperatura operativa de la vivienda es mayor a 20°C. Por temperatura operativa se entiende como la temperatura de confort, ya que la sensación de temperatura de las personas no se corresponde con la temperatura del aire, sino que equivale a la temperatura operativa [33]. De forma práctica, se puede decir que la temperatura operativa en el interior de un edificio equivale al valor promedio entre la temperatura del aire y la temperatura radiante media de las superficies interiores de la habitación (suelo, techo, paredes, puertas, ventanas, etc.). Así, el porcentaje de horas de confort térmico se mide como

$$\text{Confort térmico} = 1 - \frac{h}{8760} \quad (4.1)$$

donde h es la cantidad de horas al año donde la temperatura operativa es menor a 20°C.

También se evalúa el ahorro en el consumo de energía (en kWh, ya sea de energía eléctrica o energía térmica) de los sistemas híbridos y geotérmicos no híbridos con respecto al caso convencional.

Para la evaluación económica, se utiliza el método de evaluación por costo de ciclo de vida (Life-cycle cost - LCC en inglés). Se evalúan los distintos proyectos de sistema de calefacción a base de ERNC, comparándolos en términos de valor presente y de ahorro con respecto al sistema de calefacción convencional. Así, en esta evaluación, la selección del sistema no está basada en consideraciones de eficiencia, sino que está basada en términos económicos.

Las alternativas a evaluar son el sistema de calefacción convencional (por caldera a gas), que sería el caso base; el sistema geotérmico no híbrido y el sistema híbrido geotérmico-solar. Se evalúan los costos de todos los casos simulados para hacer un análisis de sensibilidad económico.

Para realizar la evaluación económica se consideran los siguientes límites:

- El área de colectores solares está limitada por el tamaño del techo disponible para la instalación de éstos.

- Todos los proyectos de calefacción se instalan en viviendas que están en proceso de construcción.

Se evalúan todos los sistemas de calefacción diseñados, excepto el sistema no híbrido solar. Considerando que los colectores solares estarían dispuestos sólo en el techo de la vivienda, el sistema de calefacción no híbrido solar no es capaz de cubrir el 80 % de la demanda máxima para esta aplicación en particular, incluso si se cubre todo el techo al instalar 18 colectores solares. Dada esta situación, no se evaluará económicamente.

El período de estudio asume con fecha inicial el 1 de enero de 2018. Se asume que los costos de inversión (costos de materiales, construcción/instalación e ingeniería) ocurren al mismo tiempo (al inicio del año 2018). Por tanto, el sistema es puesto inmediatamente en servicio, sin considerar un tiempo de construcción/instalación.

Todos los costos del proyecto son evaluados en el año 2018. Los costos de inversión no requieren ser reajustados al valor presente, sin embargo, los costos futuros (costos operacionales y de mantención) requieren ser reajustados con respecto al año en que ocurren.

El largo del período de estudio es de 20 años, dado que éste debe ser igual al período de servicio de la alternativa con mayor vida útil esperada. El período de estudio es el mismo para todos los proyectos, por lo que todos los demás sistemas que tengan una vida útil más corta deben ser evaluados extendiendo su vida útil a través del reemplazo de equipos principales.

La tasa de descuento es la misma para todos los proyectos de calefacción, y es igual a un 10 %. Es calculada a partir de la Ecuación 3.79, tomando como beta del activo β un valor de 1,27 [65], la tasa libre de riesgo r_f es un 3 %, obtenida de la página del banco central [66], y el retorno esperado sobre el portafolio de mercado r_m es calculado a partir de los datos del IPSA que entrega la página de la bolsa de comercio de Santiago, resultando un valor de 1,49 % [67].

Se tienen distintos costos:

- Costo de inversión (o inicial): es el costo actual de un activo, y no debe ser reajustado. Es la suma del costo por materiales, el costo de construcción, instalación y transporte, y el costo por ingeniería. Se asume que el costo por construcción, instalación y transporte es el 30 % del costo por materiales y el costo por ingeniería es el 15 % del costo por materiales, construcción/instalación y traslado.
- Costo por reemplazo: es el costo por reemplazo de un equipo. En esta memoria, el único equipo a reemplazar durante el período de estudio es la caldera del sistema de calefacción convencional (que se debe reemplazar cada 10 años).
- Costo por mantenciones: Se asume que todos los años tienen el mismo costo por mantención. Estos se deben reajustar según en qué año se realicen, utilizando el costo por mantención actual y reajustando con la tasa de descuento. Se asume que los costos por mantención equivalen a un 3 % de los costos por materiales.
- Costos operacionales: se reajustan con la tasa de descuento, y con la tasa de escalamiento. Se asume una tasa de escalamiento del 1 % para el gas licuado de petróleo y para la energía eléctrica. La Tabla 4.24 presenta los costos de la energía eléctrica y el gas licuado para la localidad de Melipilla.

Tabla 4.24: Costos de gas licuado y energía eléctrica para la localidad de Melipilla. Fuente: [68, 69].

	Empresa	Precio
Balón de GLP (11 kg)	Gasco	16750 [CLP]
Energía Eléctrica	CGE	71,889 [CLP/kWh]

Los costos de los equipos son obtenidos a partir de catálogos comerciales, como los catálogos de Anwo, Cosmoplas, Sodimac, Easy, IVAR y Productos Químicos Chile. Las Tablas 4.25, 4.26 y 4.27 presenta los costos de inversión de los distintos equipos y subsistemas que componen el sistema convencional, geotérmico no híbrido e híbrido diseñados en estado estacionario, respectivamente. En el Anexo F se muestran los costos detallados de los equipos y materiales, de construcción/instalación y transporte, y de mantención.

Tabla 4.25: Costo de inversión inicial del sistema de calefacción convencional. Elaboración propia.

Ítem	Costo [\$]	Porcentaje [%]
Distribución	3.685.156	43,77
Caldera y accesorios	1.678.583	19,94
Reemplazo de caldera (10 años)	400.174	4,75
Fluido de trabajo	87	0,00
Ingeniería	1.045.946	12,42
Construcción, instalación y traslado	1.609.148	19,11
Total	8.419.094	100

Tabla 4.26: Costo de inversión inicial del sistema de calefacción geotérmico no híbrido. Elaboración propia.

Ítem	Costo [\$]	Porcentaje [%]
Distribución	3.672.007	21,43
Bomba de calor	8.077.872	47,15
Bombas hidráulicas	336.102	1,96
Tuberías	574.959	3,36
Aislación	11.929	0,07
Fitting y accesorios	225.308	1,32
Fluidos de trabajo	198.791	1,16
Construcción zanjas geotérmicas	735.511	4,29
Ingeniería	2.234.805	13,04
Construcción, instalación y traslado	1.066.225	6,22
Total	17.133.508	100

Tabla 4.27: Costo de inversión inicial del sistema de calefacción híbrido. Elaboración propia.

Ítem	Costo [\$]	Porcentaje [%]
Distribución	3.902.221	16,92
Tanque de almacenamiento	1.242.812	5,39
Bomba de calor	8.052.556	34,92
Bombas hidráulicas	437.344	1,90
Tuberías	930.475	4,04
Aislación	149.313	0,65
Fitting y accesorios	381.617	1,66
Fluidos de trabajo	406.975	1,77
Colectores solares y soportes	1.483.509	6,43
Construcción zanjas geotérmicas	735.511	3,19
Ingeniería	3.312.430	14,37
Construcción, instalación y traslado	2.022.062	8,77
Total	23.056.825	100

Capítulo 5

Análisis de Resultados

5.1. Condiciones climáticas en Melipilla

Las Figuras 5.1, 5.2 y 5.3 muestran el comportamiento de la temperatura ambiente; temperatura del suelo superficial a distintas profundidades; y la radiación incidente en pared para las 4 orientaciones. Estos datos son obtenidos para la localidad de Melipilla.

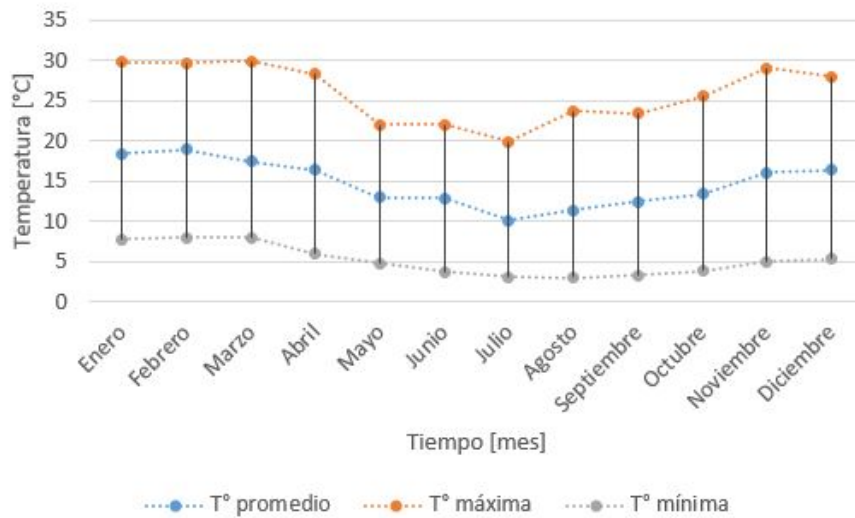


Figura 5.1: Temperatura ambiente en localidad de Melipilla. Elaboración propia.

Se puede ver en la Figura 5.1, como es esperado, que la temperatura ambiente promedio mínima ocurre en el mes de Julio, que es el mes más frío del año y que pertenece al invierno en la localidad de Melipilla. Así mismo, las temperaturas mínimas y máximas son las menores y máximas para Julio en comparación para las temperaturas mínimas y máximas de otros meses.

De acuerdo a la Figura 5.2, a medida que la profundidad es mayor, la amplitud de la variación de la temperatura del terreno es menor, como bien se indica en [3] y en la sección 3.1.2. Relacionado a esto, a mayor profundidad, la temperatura se estabiliza y las mayores (30°C por ejemplo) y menores (menores a 0°C) temperaturas durante el año son alcanzadas sólo superficialmente.

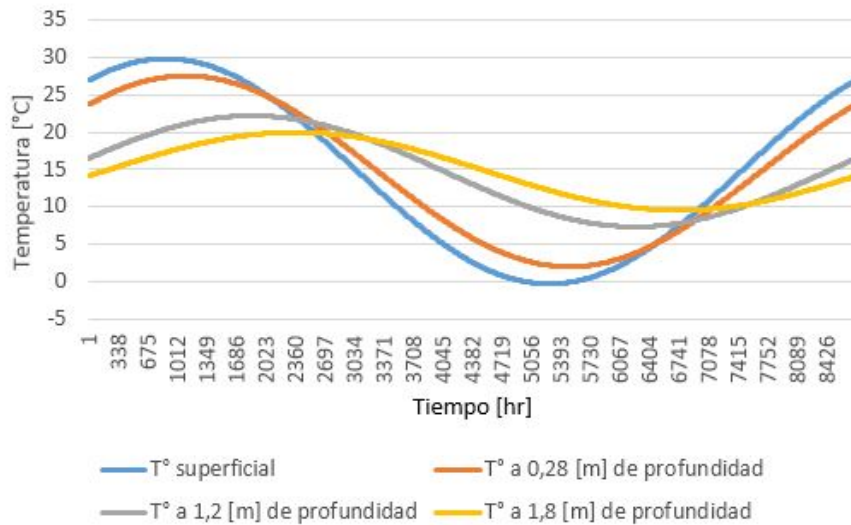


Figura 5.2: Temperatura del suelo a distintas profundidades, en localidad de Melipilla. Elaboración propia.

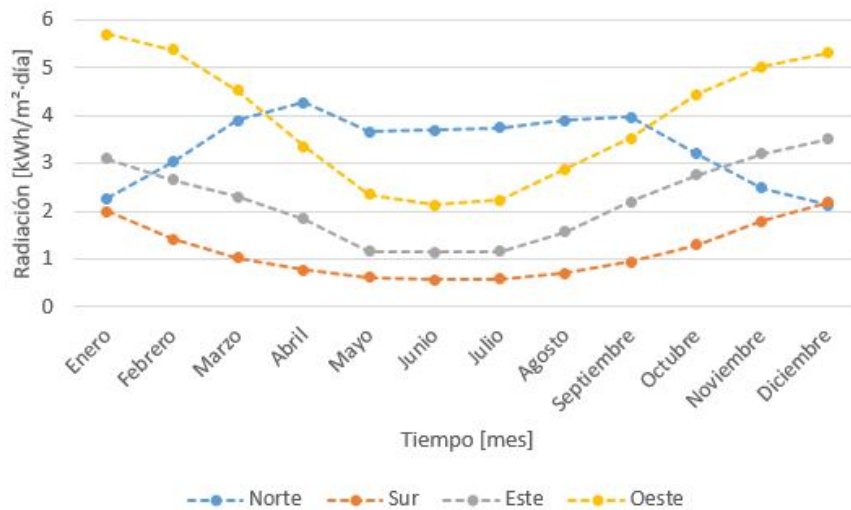


Figura 5.3: Radiación incidente en paredes con orientación norte, sur, este y oeste en localidad de Melipilla. Elaboración propia.

En la Figura 5.3 se puede ver que la pared sur es la pared que menos radiación incidente promedio recibe durante el año. También se puede ver que durante los meses de abril a septiembre, la pared con orientación norte es la pared que mayor radiación recibe. Esto se podría dar porque los rayos del sol no tienen el mismo ángulo de incidencia en las superficies durante el año, sino que varían de acuerdo a la inclinación del sol respecto a la tierra. Durante el invierno, el grado de inclinación de los rayos solares son de 33° (ver Figura 5.4), por lo que la componente de radiación de radiación directa normal sobre la pared norte es mayor y la radiación incidente es mayor. En cambio, durante los meses de verano (diciembre, enero, febrero) la inclinación de los rayos solares es de 85° , implicando que la radiación directa normal es menor y por tanto, la radiación incidente es menor.

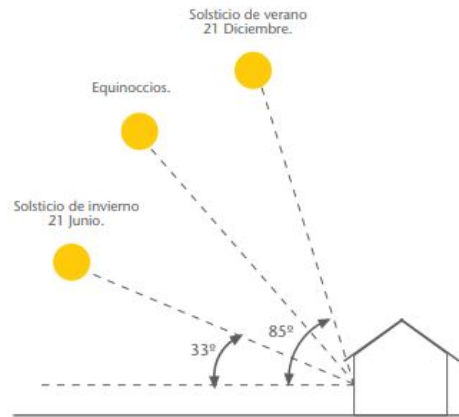


Figura 5.4: Inclinaciones solares extremas para Santiago de Chile en una fachada norte. Fuente: [70].

Las Figuras 5.5, 5.6, 5.8 y 5.7 presentan los valores horarios de la radiación global incidente en las fachadas norte, sur, este y oeste de la vivienda, respectivamente. Se puede ver para la fachada norte (Figura 5.5) que el gráfico de radiación se hace más denso para los meses más cálidos (verano principalmente), sin embargo la magnitud de la radiación global incidente es mayor en los meses de invierno. Esto se explica porque en los meses de verano se tiene una mayor cantidad de horas de sol que en invierno, por tanto recibirá una mayor cantidad de horas la radiación del sol. Sin embargo, la magnitud de la radiación global incidente en la fachada norte se hace mayor en invierno debido a la inclinación menor que tiene el sol con respecto a la horizontal durante los meses más fríos, incidiendo mayor cantidad de radiación directa normal en la pared norte. Aún así, durante los meses de invierno, el gráfico de radiación global no es tan denso, debido a que hay más días nublados y por lo tanto, menos horas en que incida radiación solar en la fachada norte.

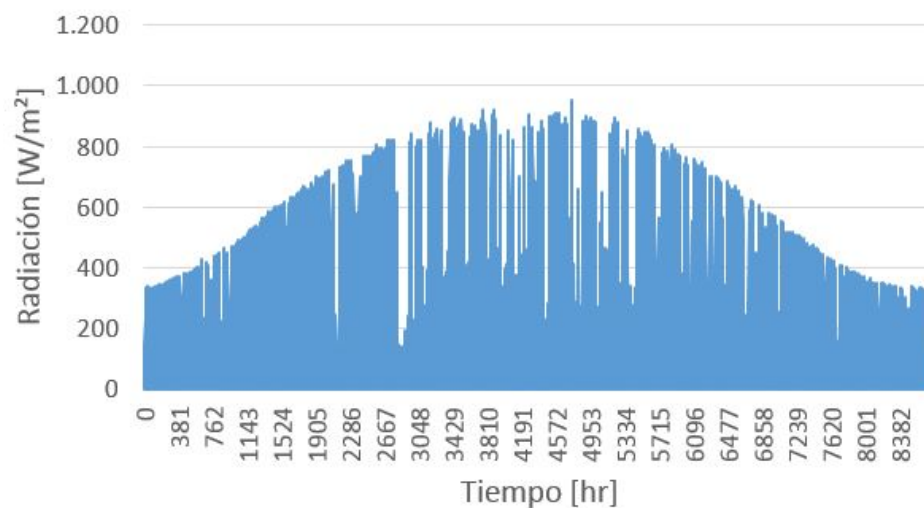


Figura 5.5: Valores horarios de la radiación global incidente en pared norte. Elaboración propia.

Respecto a la fachada sur (Figura 5.6), ésta es la que recibe menor radiación global incidente con respecto a las demás fachadas. Esto tiene sentido debido a que la localidad de la vivienda (Melipilla, Región Metropolitana de Chile) se encuentra en el hemisferio sur y por lo tanto la menor radiación incidente siempre será menor en las paredes con orientación sur. La radiación global incidente es mayor en invierno y menor en verano, ya que a diferencia de la fachada norte, en las fachadas con orientación sur la radiación global se ve afectada principalmente por la radiación difusa y reflejada, que siempre serán mayores en los días de verano que en los días de invierno, independiente de la inclinación del sol con respecto a la horizontal.

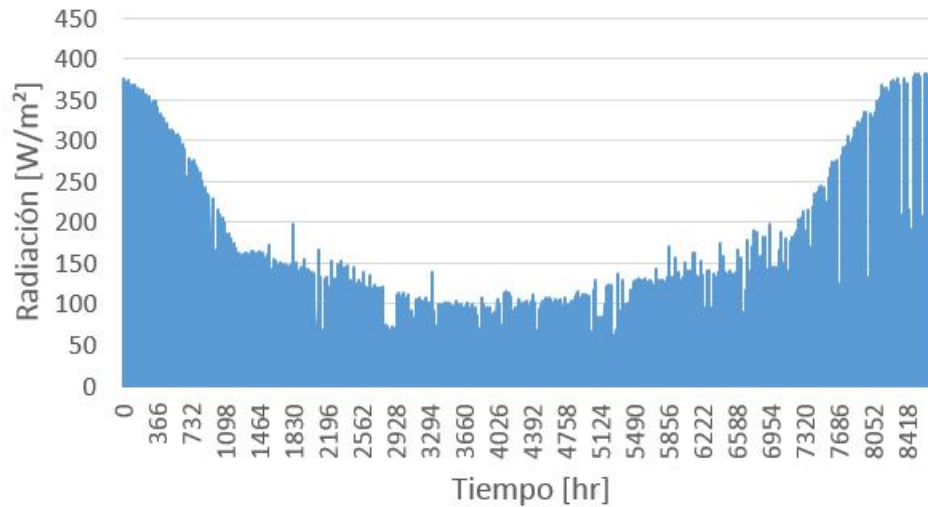


Figura 5.6: Valores horarios de la radiación global incidente en pared sur. Elaboración propia.

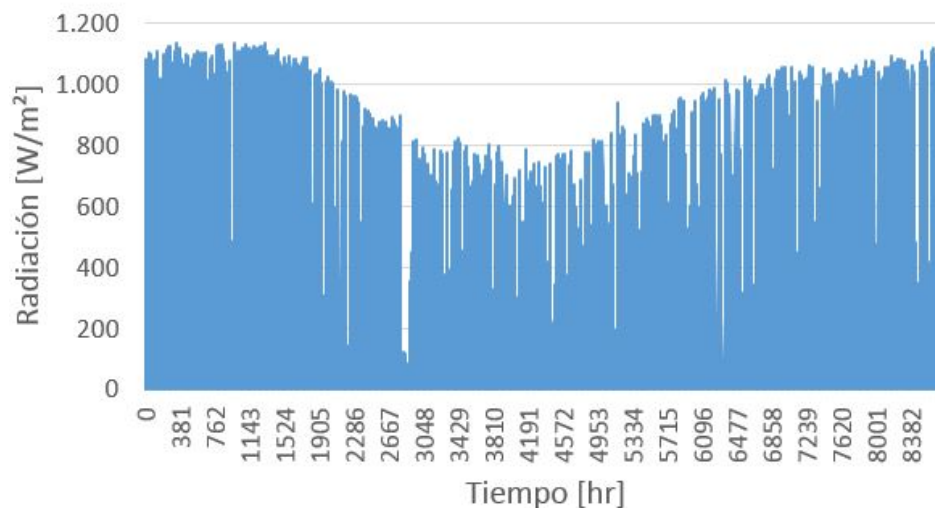


Figura 5.7: Valores horarios de la radiación global incidente en pared oeste. Elaboración propia.

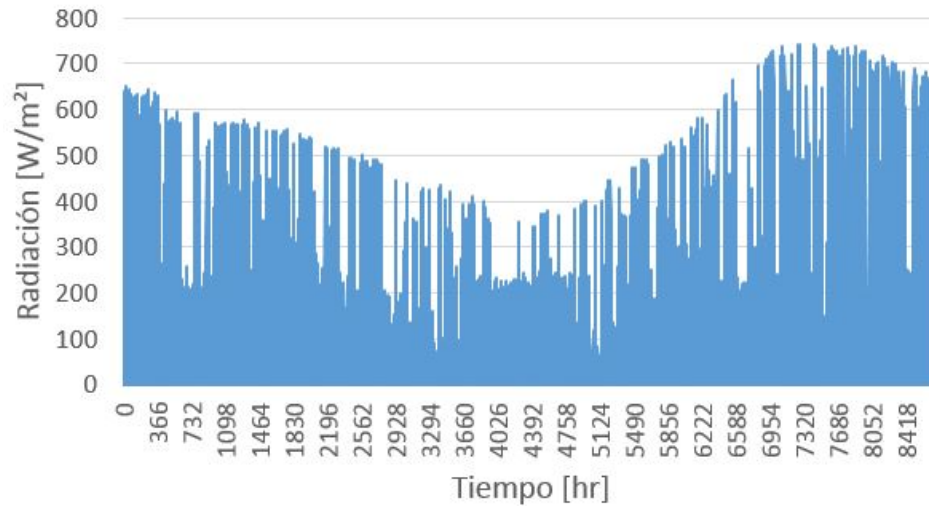


Figura 5.8: Valores horarios de la radiación global incidente en pared este. Elaboración propia.

En relación a las paredes oeste y este (Figuras 5.7 y 5.8, respectivamente), ambas reciben una radiación global incidente horaria de mayor magnitud en los meses de verano y menor magnitud en invierno. Sin embargo, en general durante el año la magnitud de la radiación global incidente horaria es mayor para la pared oeste. Esto podría darse ya que el sol incide fundamentalmente a partir del medio día, sobre todo por la tarde, recibándose radiación solar hasta las últimas horas del día.

5.2. Demanda de calefacción

Los valores de demanda transiente y demanda por mes de la vivienda, durante un año, se presentan en la Figura 5.9 y Figura 5.10, respectivamente.

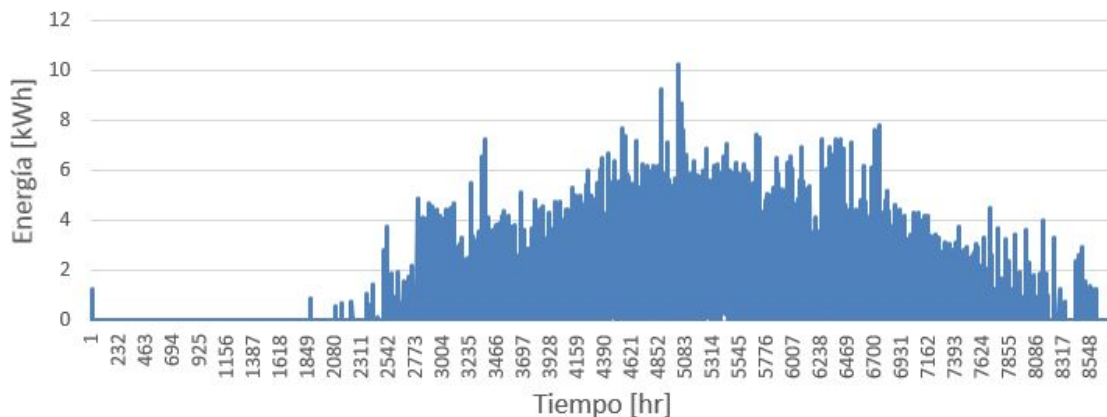


Figura 5.9: Demanda de calefacción transiente de la vivienda, durante un año. Elaboración propia.

Se puede notar de la Figura 5.9 que la demanda máxima de la vivienda es de 10 kWh, produciéndose entre los 4951 y 5176 horas, correspondientes al mes de julio. Esto concuerda

con los resultados de las condiciones climáticas de Melipilla, donde por ejemplo, la temperatura ambiente era menor en el mes de Julio. Así también, la mayor cantidad de energía para calefacción mensual es demandada durante el mes de julio (en pleno invierno), como muestra la Figura 5.10. El valor de demanda anual obtenido (igual a $57,72 \text{ kWh}$ por m^2 de superficie a calefaccionar de la vivienda) está acorde a los valores presentados en la literatura [71, 72]. Para viviendas con mejores estándares a la media en Chile, estos valores se encuentran entre 50 y 76 kWh por m^2 de superficie a calefaccionar al año.

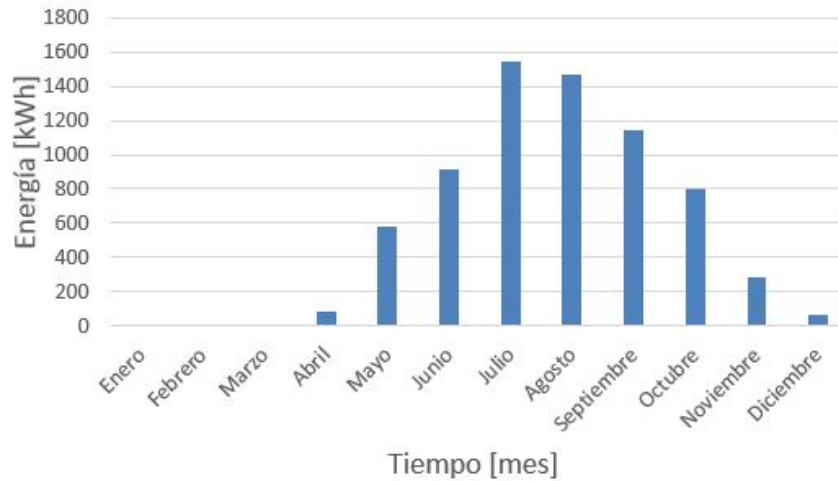


Figura 5.10: Demanda de calefacción de la vivienda por mes, durante un año. Elaboración propia.

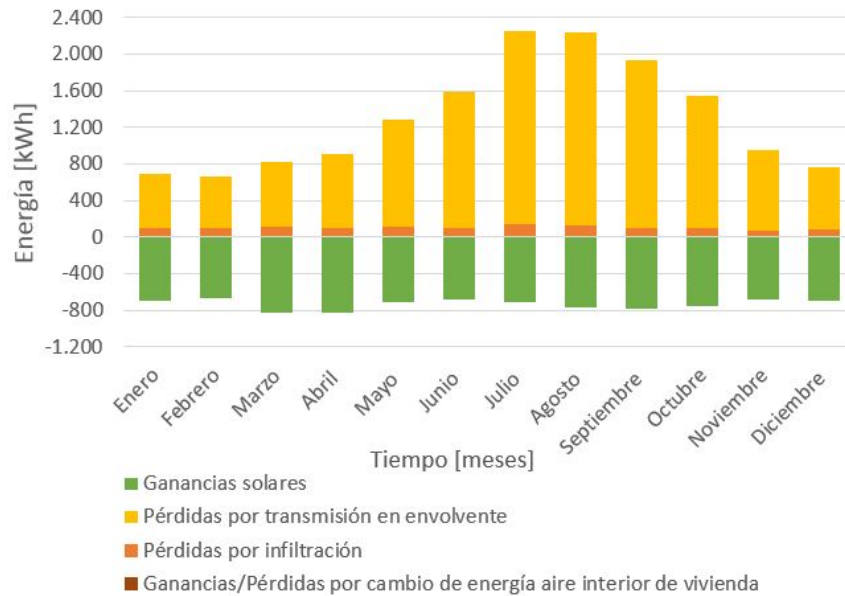


Figura 5.11: Contribución de las distintas energías en la demanda mensual de la vivienda. Elaboración propia.

La Figura 5.11 y la Tabla 5.1 presentan los distintos flujos de energía considerados en el estudio de balance de energía de la vivienda para el cálculo de la demanda de calefacción durante un año.

Tabla 5.1: Demanda y flujos de energía en la vivienda. Elaboración propia.

Mes	Demanda de calefacción [kWh]	Ganancias/pérdidas por cambio de energía aire interior vivienda [kWh]	Pérdidas por infiltración [kWh]	Pérdidas por transmisión envolvente [kWh]	Ganancias solares [kWh]
Enero	2,16	0,45	-95,46	-600,99	694,75
Febrero	0,00	-0,11	-95,44	-573,31	668,64
Marzo	2,60	-0,31	-110,09	-717,14	824,32
Abril	86,21	-0,03	-95,45	-808,71	817,93
Mayo	577,52	0,02	-109,13	-1.173,13	704,79
Junio	912,35	0,03	-101,47	-1.492,71	681,94
Julio	1.545,10	0,00	-141,01	-2.118,70	714,50
Agosto	1.465,83	0,08	-124,42	-2.109,80	768,38
Septiembre	1.143,10	0,07	-106,69	-1.824,62	788,41
Octubre	801,47	-0,12	-96,43	-1.455,81	750,72
Noviembre	281,84	0,01	-70,51	-887,37	676,06
Diciembre	69,13	0,37	-87,96	-680,97	700,16

Se puede ver que la mayor incidencia en el cálculo de la demanda la tienen las pérdidas por transmisión a través de la envolvente, con valores pequeños en los meses más cálidos y valores más grandes en los meses fríos (con un valor máximo de 2118,7 [kWh] en el mes de julio). A continuación le siguen las ganancias solares, que por ser ganancias hacen que el resultado de la demanda térmica sea menor. Las ganancias solares muestran valores mayores entre 668 (mes de Febrero) y 824 [kWh] (mes de Marzo).

Estos resultados se podrían deber a que si bien en verano se tienen mayor cantidad de días de sol, es durante la época de invierno que el sol tiene una inclinación menor con respecto a la horizontal y por tanto la cantidad de radiación directa normal que llega a la vivienda es mayor. Así, durante los meses de marzo y abril, sigue habiendo una buena cantidad de días de sol, donde éste posee una inclinación menor con respecto al verano. Durante los meses de invierno, si bien la inclinación es aún menor que en los meses de marzo y abril, la cantidad de días soleados es menor, por tanto la cantidad mensual de radiación es menor que los meses de marzo y abril.

Las pérdidas por infiltración tienen un efecto mucho menor en el cálculo de la demanda con respecto a las pérdidas por transmisión a través de la envolvente, por lo que se puede pensar que una manera de disminuir la demanda térmica de la vivienda es definir los elementos constructivos de la casa con un poder de aislación térmica mayor (que sería el factor de mayor incidencia en la disminución de la demanda térmica). Mejorar la hermeticidad de la vivienda también causaría una demanda menor, pero el impacto es menor.

Las ganancias o pérdidas por cambio de energía del aire al interior de la vivienda son despreciables en el cálculo de la demanda con respecto a los demás flujos de energía presentados.

5.3. Resultados sistemas de diseño

A continuación se presentan las Figuras 5.12, 5.13, 5.14 y 5.15 correspondiente a los valores de temperatura interior alcanzada hora-hora por la calefacción durante un año completo para los sistemas convencional, geotérmico no híbrido, solar no híbrido e híbrido geotérmico-solar, respectivamente. Para el gráfico de la Figura 5.14 se considera un sistema de 18 colectores solares. Se puede apreciar que aún instalando 18 colectores solares (techo cubierto completamente), las temperaturas del aire interior de la vivienda son menores a 15°C durante varias horas cuando se utiliza el sistema de calefacción solar no híbrido, no dándose condiciones de confort durante varias horas del año en la vivienda de estudio.

A excepción del sistema solar no híbrido, todos los sistemas de calefacción logran la temperatura de confort requerida durante el año completo.

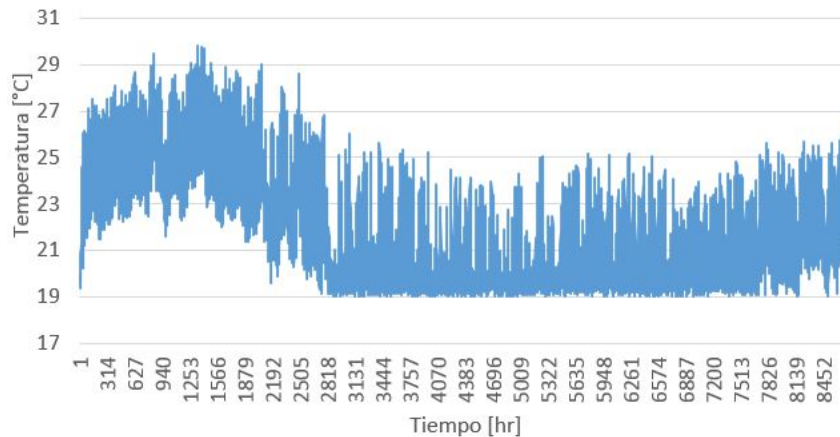


Figura 5.12: Temperatura al interior de la vivienda con sistema de calefacción convencional. Elaboración propia.

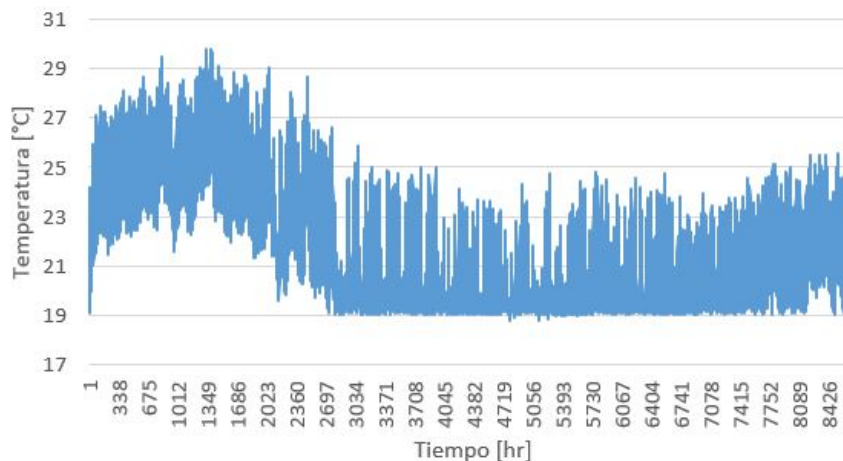


Figura 5.13: Temperatura al interior de la vivienda con sistema de calefacción geotérmico no híbrido. Elaboración propia.

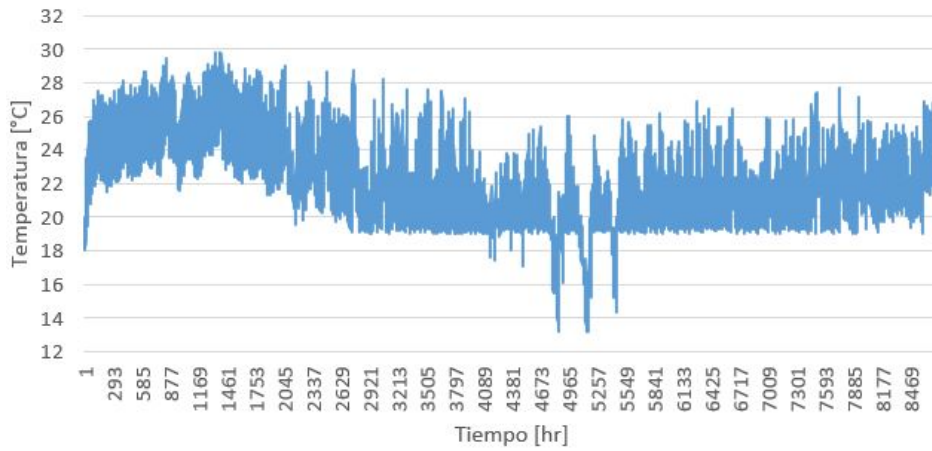


Figura 5.14: Temperatura al interior de la vivienda con sistema de calefacción solar no híbrido (18 colectores). Elaboración propia.

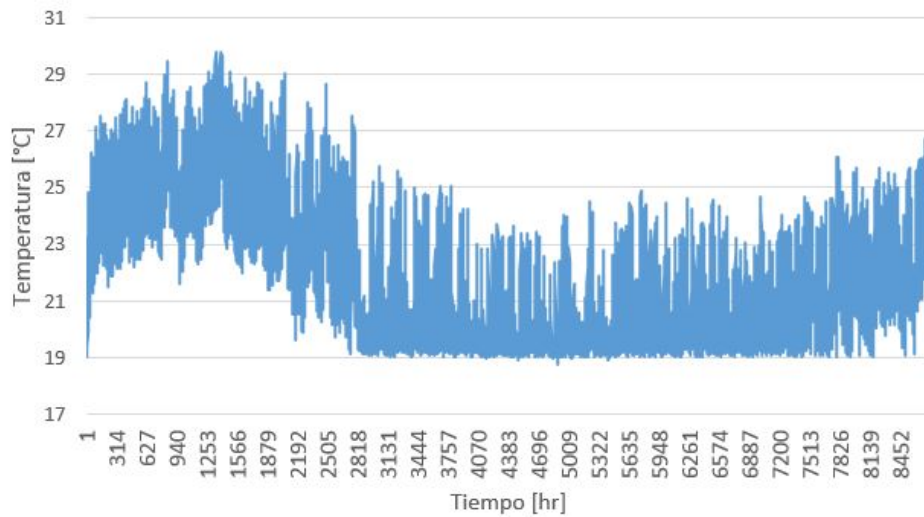


Figura 5.15: Temperatura al interior de la vivienda con sistema de calefacción híbrido. Elaboración propia.

Con respecto a las energías de calefacción entregadas mes a mes durante un año por los sistemas convencional, geotérmico no híbrido, solar no híbrido de 6 colectores solares, solar no híbrido de 18 colectores solares e híbrido geotérmico-solar, se presentan las Figuras 5.16 y 5.17.

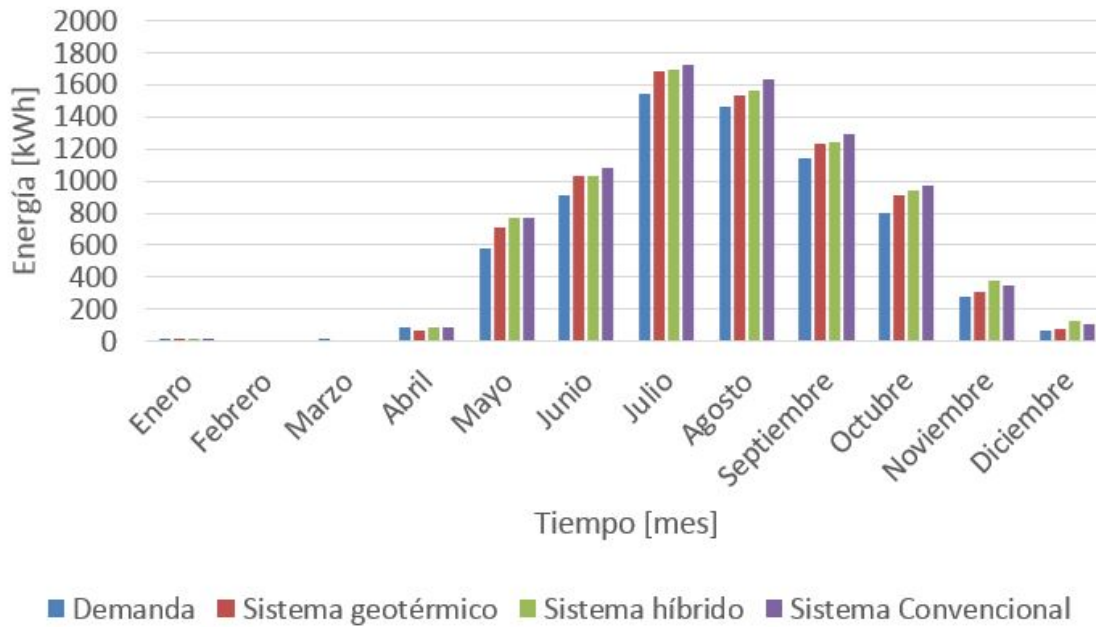


Figura 5.16: Comparación de energía entregada por mes de sistemas convencional, geotérmico no híbrido e híbrido y demanda térmica de vivienda. Elaboración propia.

La Figura 5.16, indica que los sistemas convencional, geotérmico no híbrido e híbrido entregan cantidades de energía de calefacción mensual mayores a las demandas mensuales requeridas. Esto puede ser porque el sistema por piso radiante en TRNSYS no entrega todo el calor a la vivienda, sino que una parte de ésta es transmitida al terreno. Por lo tanto, para lograr las condiciones de confort en la vivienda, es necesario inyectar más energía al piso radiante.

Otra razón por la cual la entrega de energía de calefacción puede ser mayor que el requerimiento de la vivienda, es que los sistemas de calefacción convencional, geotérmico no híbrido e híbrido pueden estar sobredimensionados con respecto al requerimiento de la vivienda, y esto puede ser confirmado por las figuras 5.12, 5.13 y 5.15, donde la temperatura al interior de la vivienda nunca es menor que 19°C (para el caso convencional), $18,67^{\circ}\text{C}$ (caso sistemas geotérmico no híbrido) y $18,74^{\circ}\text{C}$ (caso sistema híbrido). E incluso se da en varias horas durante el invierno que las temperaturas al interior de la vivienda son mayores a 23°C para los sistemas de calefacción convencional, geotérmico no híbrido e híbrido.

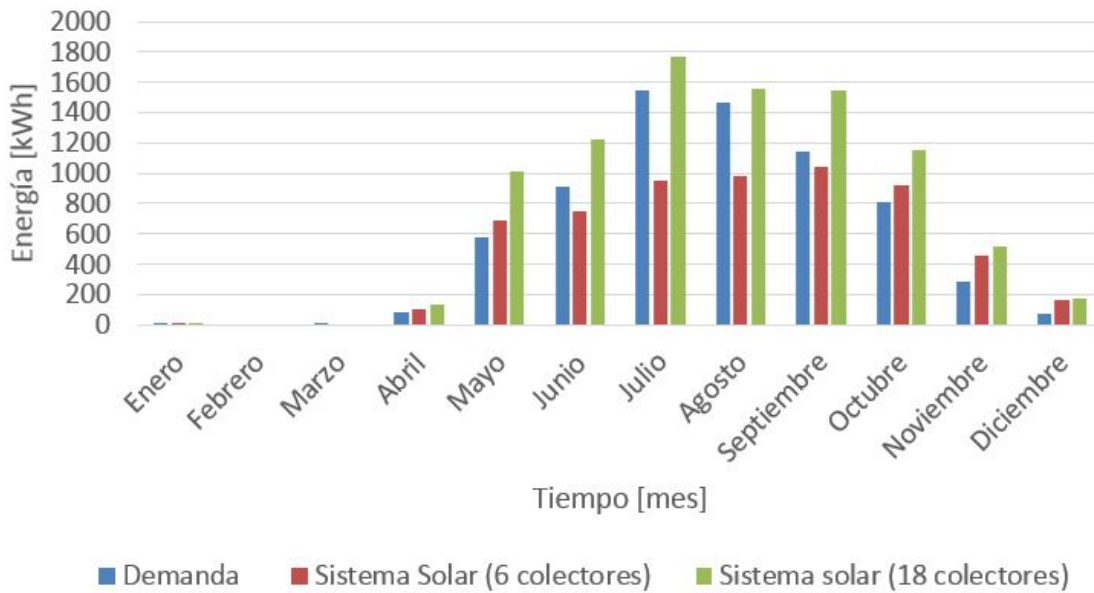


Figura 5.17: Comparación de energía entregada por mes de sistemas solares diseñados y demanda térmica de vivienda. Elaboración propia.

De acuerdo a la Figura 5.17, el sistema de calefacción solar con 6 colectores entrega una cantidad de energía mensual menor que la demanda mensual para los meses de junio, julio, agosto y septiembre, por lo tanto no es capaz de suplir la demanda térmica para esos meses. La mayor cantidad de energía mensual que entrega el sistema de calefacción solar con 6 colectores se da para el mes de septiembre (aunque se debe notar que no logra suplir la demanda mensual de este mes), ya que cuando la vivienda requiere de calefacción hay mayor cantidad de radiación solar disponible y el sistema aprovecha esta condición.

Si bien el sistema solar de 6 colectores no entrega la mayor cantidad de energía térmica en julio, el sistema solar de 18 colectores si logra entregar la mayor cantidad de energía térmica en julio, respecto a los demás meses del año. Incluso, la energía mensual que entrega el sistema solar de 18 colectores es mayor a la demandada por la vivienda durante este mes. Sin embargo, analizando la Figura 5.14, el sistema solar de 18 colectores entre temperaturas de aire muy bajas varias horas al año (temperaturas incluso menor a 15°C). Puede ocurrir que la sumatoria de las energías de calefacción entregadas a la vivienda durante el mes de julio sean mayores que la demanda requerida mensual, pero si se analiza las demandas térmicas instantáneas (horarias), el sistema solar no logra suplir éstas para las horas donde se ve que la temperatura interior de la vivienda es menor a 19°C.

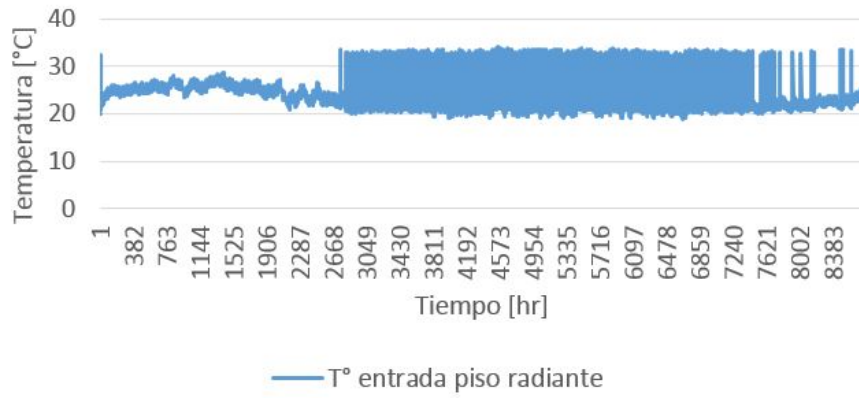


Figura 5.18: Temperatura de entrada al piso radiante para el caso de sistema de calefacción convencional. Elaboración propia.

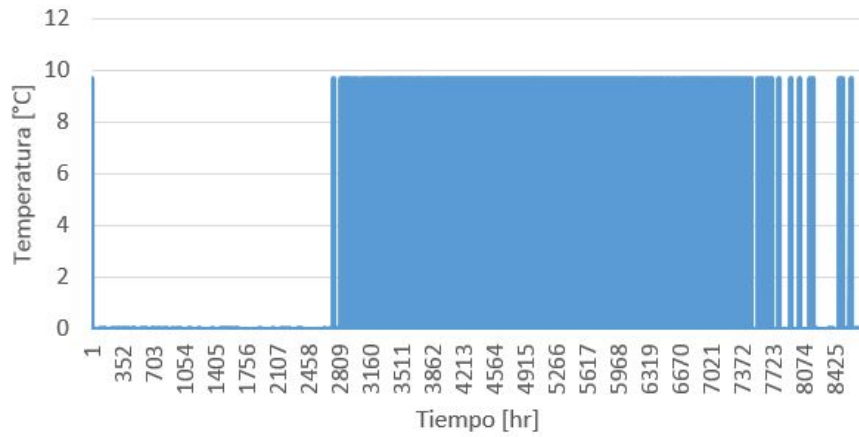


Figura 5.19: Diferencia de temperatura entre la entrada y salida del piso radiante para el caso de sistema de calefacción convencional. Elaboración propia.

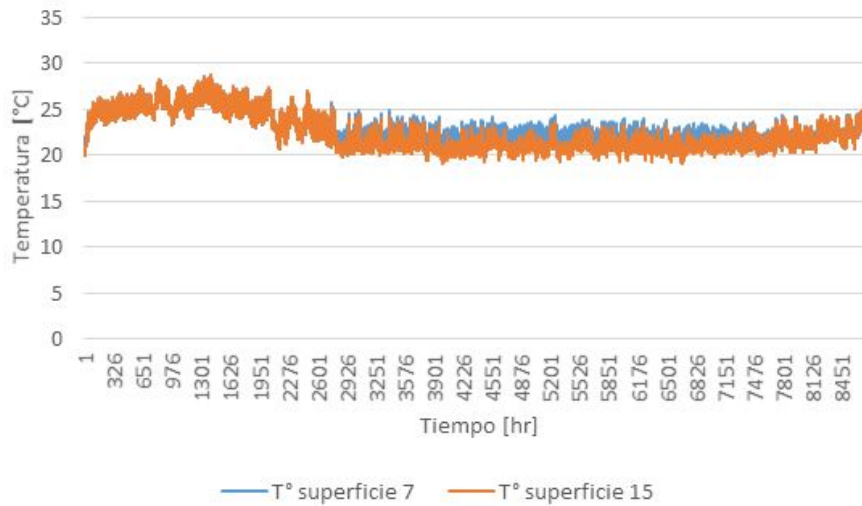


Figura 5.20: Temperatura del piso para el caso de sistema de calefacción convencional. Elaboración propia.

Como se puede en las Figuras 5.18, 5.19 y 5.20, las temperaturas de entrada al piso radiante durante el tiempo de operación de la bomba de calor son aproximadamente 34°C , la diferencia de temperatura entre la entrada y la salida del piso radiante es 10°C aproximadamente y la temperatura del piso cumple con ser menor a 29°C . Esto también ocurre para el caso del sistema geotérmico no híbrido, como se puede comprobar en las Figuras 5.21, 5.22 y 5.23. Para los sistemas de calefacción solar no híbrido e híbrido geotérmico-solar, se tienen resultados similares.

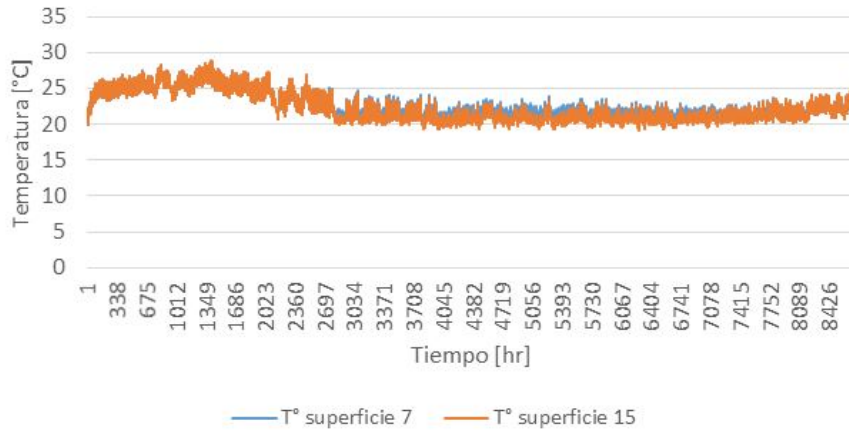


Figura 5.21: Temperatura de piso para caso de sistema de calefacción geotérmico no híbrido con colector geotérmico de 289 metros. Elaboración propia.

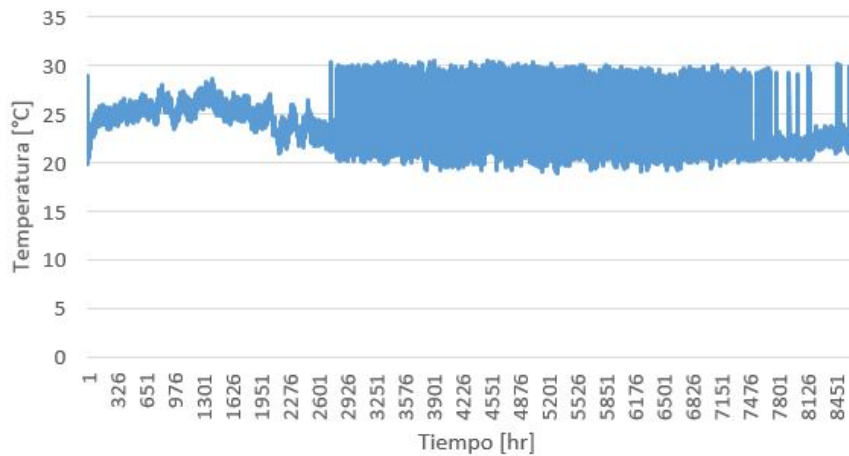


Figura 5.22: Temperatura de entrada al piso radiante para el caso de sistema de calefacción geotérmico no híbrido. Elaboración propia.

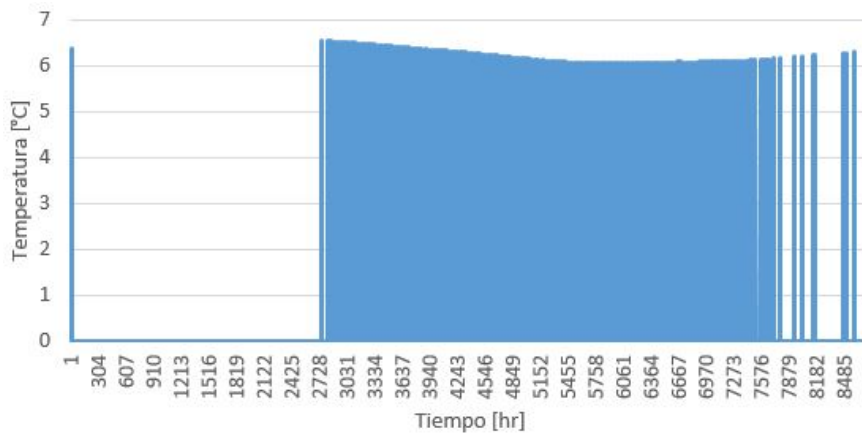


Figura 5.23: Diferencia de temperatura entre la entrada y salida del piso radiante para el caso de sistema de calefacción geotérmico no híbrido. Elaboración propia.

La diferencia de temperatura entre la entrada y la salida del intercambiador de calor geotérmico se da entre 5 y 6 °C la mayor cantidad del tiempo (Figura 5.24). Estos resultados concuerdan con la literatura, por ejemplo en [2] se indica que este delta de temperatura en general se da alrededor de 5°C.

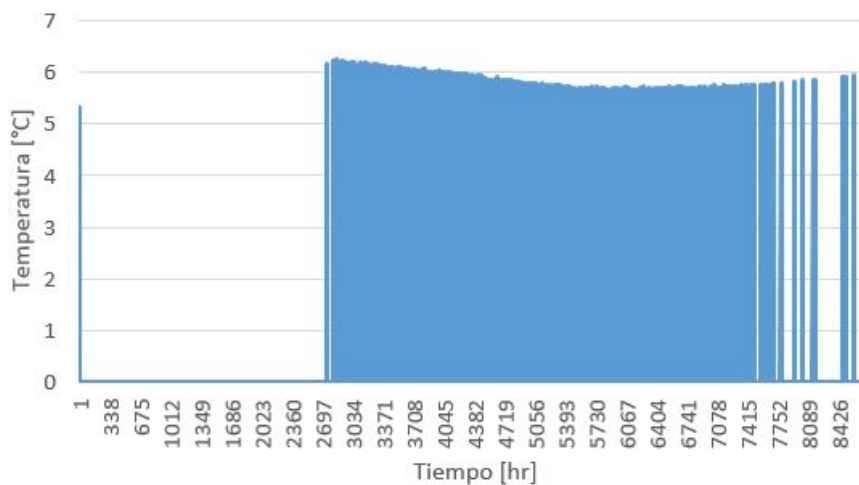


Figura 5.24: Diferencia de temperatura entre la entrada y salida del intercambiador de calor geotérmico para el caso de sistema de calefacción geotérmico no híbrido. Elaboración propia.

Se puede ver en la Figura 5.25 cómo se comportan las temperaturas de entrada del fluido de trabajo del sistema de captación a la bomba de calor para distintos largos de colector geotérmico. Según la Figura 5.25, a medida que el largo del colector se hace mayor, las temperaturas de entrada a la bomba de calor se hacen mayores. Esto tiene sentido dado que a medida que el colector es más largo, el fluido puede captar más energía del suelo para transferirla a la bomba de calor y consecuentemente, su temperatura aumenta.

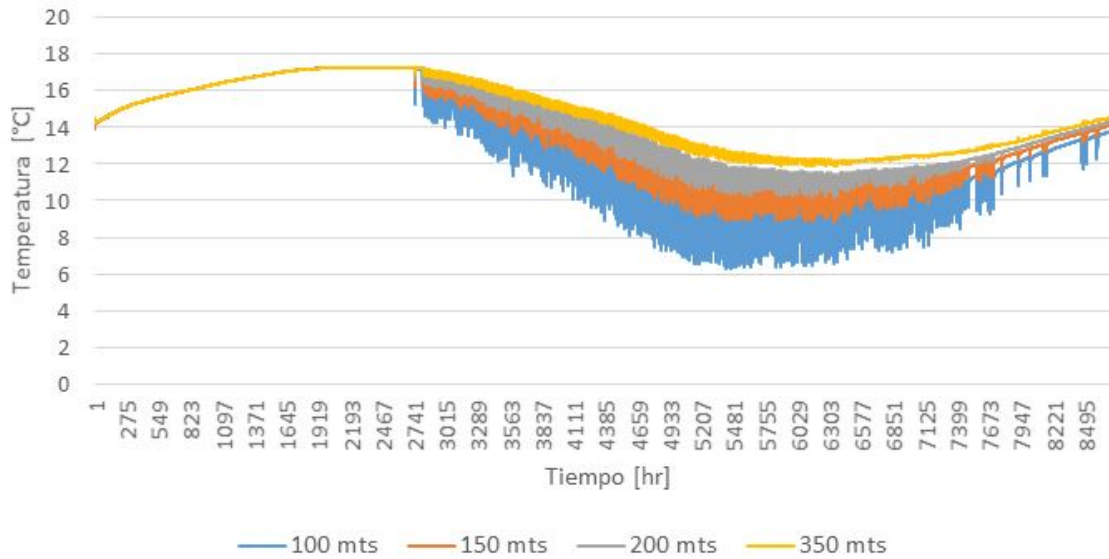


Figura 5.25: Temperatura de entrada del fluido del sistema de captación geotérmica a la bomba de calor para el caso del sistema geotérmico no híbrido y para distintos largos de captador geotérmico. Elaboración propia.

En la Figura 5.26 se realiza una comparación de la temperatura de entrada del fluido de trabajo del sistema de captación a la bomba de calor, entre el sistema geotérmico no híbrido y el sistema híbrido con dos colectores solares, ambos con un largo de colector geotérmico de 289 metros. Se puede ver que la temperatura de entrada a la bomba de calor es ligeramente mayor para el sistema híbrido, por lo que la hibridación con dos colectores no tendría un mayor impacto en la temperatura de entrada del fluido del circuito de captación a la bomba de calor. La bomba de calor está teniendo un tiempo menor de funcionamiento durante el año y la temperatura de entrada del fluido captador es casi la misma, por lo que pueden darse dos opciones: la tierra no se ve impactada en su campo de temperaturas o la hibridación no logra que la tierra se recupere térmicamente. Para esto, hay que analizar la hibridación con un campo solar mayor y ver el efecto en la temperatura de entrada del fluido del circuito de captación a la bomba de calor.

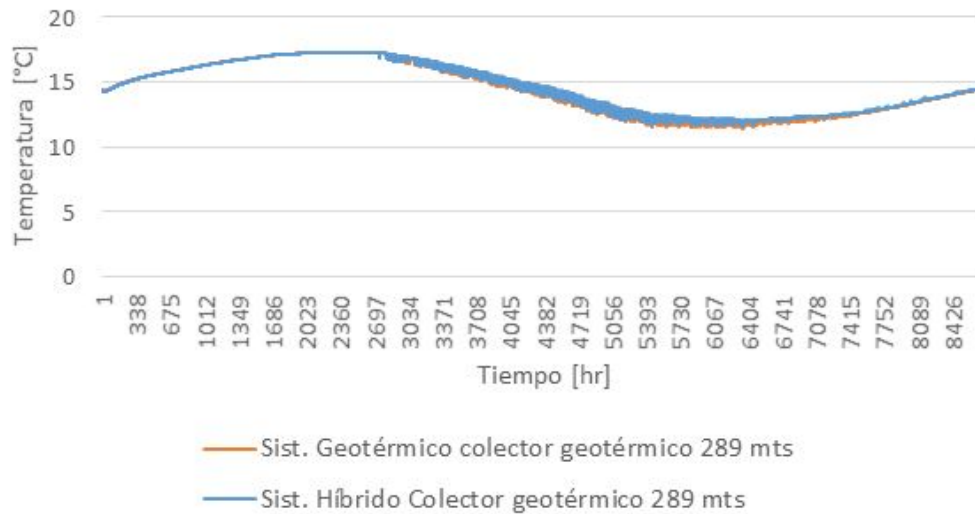


Figura 5.26: Comparación entre temperaturas de entrada del fluido del sistema de captación a la bomba de calor de los sistemas de diseño geotérmico no híbrido e híbrido. Elaboración propia.

En la Figura 5.27 se analiza el efecto de variar la cantidad de colectores solares del sistema de calefacción híbrido (con un sistema de captación geotérmico de 289 metros) en la temperatura de entrada del fluido del circuito de captación geotérmica a la bomba de calor. Se puede ver que el efecto de agregar colectores solares al sistema híbrido equivale al aumento de la temperatura del fluido del sistema de captación a la bomba de calor a lo más en 1 grado aproximadamente, por lo que el efecto no es tan significativo en comparación a variar el largo del intercambiador de calor geotérmico en la Figura 5.25 (el efecto mostrado en la Figura 5.25 también se puede aplicar al caso híbrido).

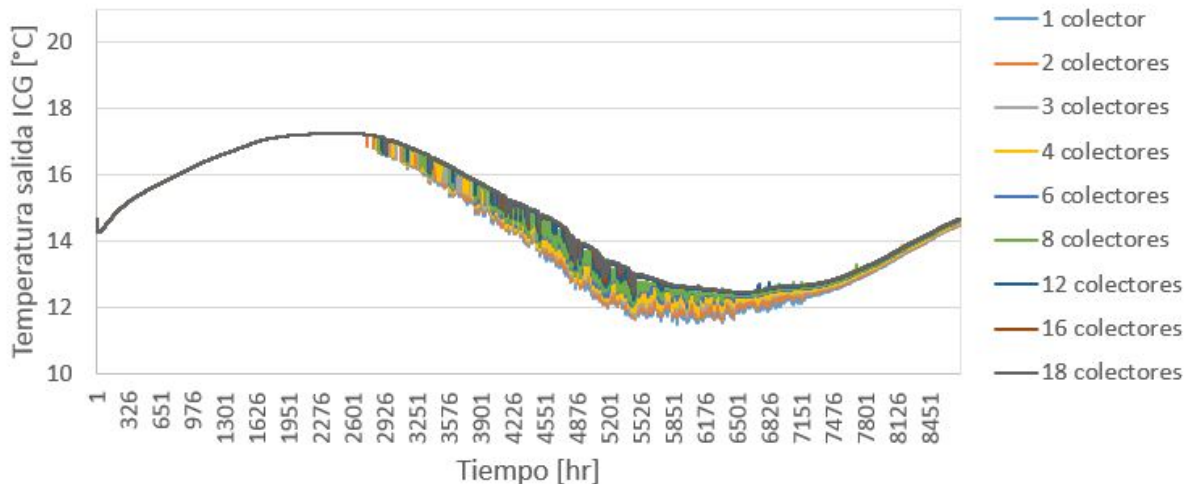


Figura 5.27: Comparación entre temperaturas de entrada del fluido del sistema de captación a la bomba de calor de los sistemas híbridos con distintos números de colectores. Elaboración propia.

Se puede ver en la Figura 5.28 cómo se comporta el COP de la bomba de calor para distintos largos de colector geotérmico. A medida que el largo del colector geotérmico se hace mayor, el COP de la bomba de calor aumenta, al igual que la temperatura de entrada del fluido del circuito de captación a la bomba de calor de la Figura 5.25. Aquí se puede ver la relación que tienen la temperatura de entrada del fluido y el COP de la bomba de calor, y que se indica en la literatura. A medida que la temperatura del fluido del circuito de captación aumenta, el COP del sistema aumenta [73]. Dicho de otra forma, el coeficiente de performance de la bomba de calor aumenta cuando la temperatura del fluido de captación se acerca a la temperatura del foco frío (en este caso, la tierra) [20]. Y esta última temperatura aumenta si la superficie de captación es mayor.

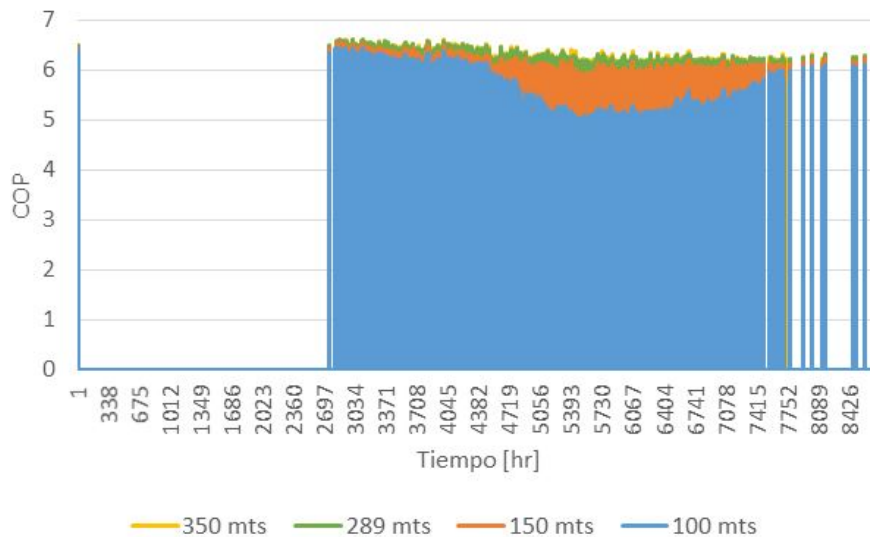


Figura 5.28: COP de la bomba de calor para distintos largos de intercambiador geotérmico en sistema geotérmico no híbrido. Elaboración propia.

En la Figura 5.29 se visualiza el comportamiento anual del COP de la bomba de calor en el sistema de calefacción híbrido. Comparando esta figura con la Figura 5.28, se puede decir que el COP de la bomba de calor del sistema híbrido es ligeramente menor que el COP del sistema no híbrido geotérmico para un largo de colector geotérmico de 289 metros. Esto se podría dar debido a que en el sistema híbrido, la bomba de calor entrega una cantidad de calor menor que en el sistema no híbrido, ya que está apoyado por los colectores solares y no necesita trabajar a su máxima capacidad de calefacción.

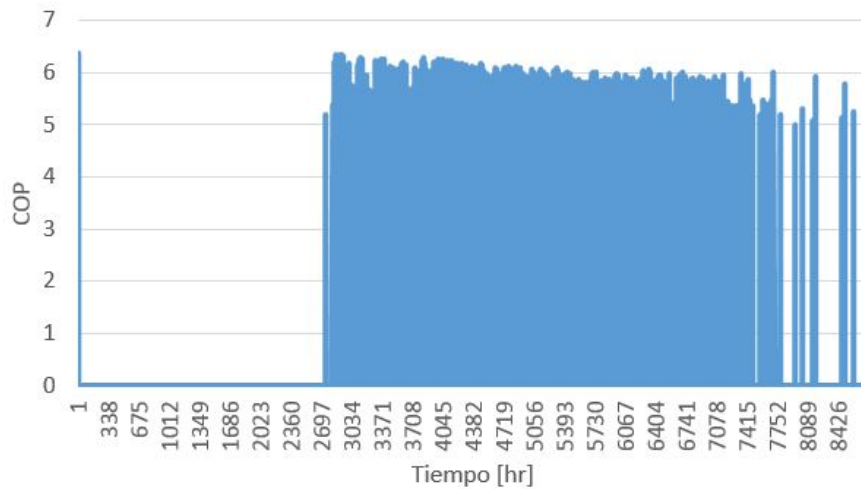


Figura 5.29: COP de la bomba de calor del sistema híbrido con un intercambiador geotérmico de 289 metros y 2 colectores solares. Elaboración propia.

Se presenta la Figura 5.30 donde se puede ver que el COP se vuelve cero para muchas más horas en el caso híbrido con 8 colectores solares que con 2 colectores solares. Esto indica que la hibridación logra el efecto de que el sistema de bomba de calor funcione menos horas a lo largo del año.

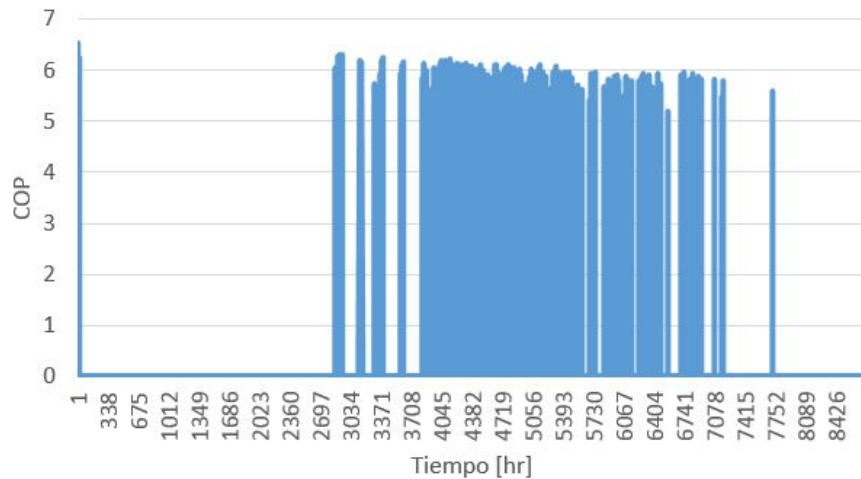


Figura 5.30: COP de la bomba de calor de sistema híbrido con un intercambiador geotérmico de 289 metros y 8 colectores solares. Elaboración propia.

Con relación a lo anterior, la Figura 5.31 presenta la energía del terreno captada por la bomba de calor, para el sistema no híbrido. Se puede notar según las Figuras 5.32 y 5.33 que los sistemas híbridos de 2 y 8 colectores solares captan menos energía del terreno durante el año. Esto también se puede notar en las Figuras 5.34, 5.35 y 5.36, donde la energía captada más baja se da en el sistema híbrido con 8 colectores solares. Esto tiene sentido, ya que mientras más colectores solares existan en el sistema híbrido, menos energía geotérmica se captará, con el fin de utilizar menos la bomba de calor, que genera los mayores costos operacionales debido a la potencia eléctrica que necesita el compresor.

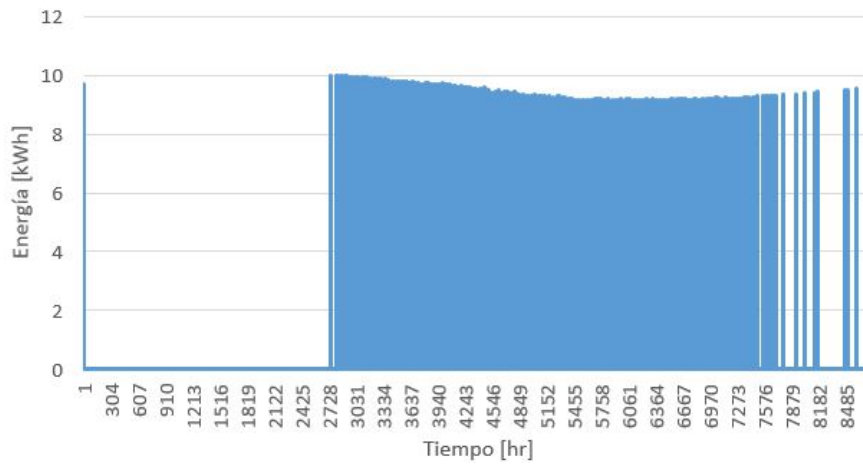


Figura 5.31: Energía captada del terreno por el sistema geotérmico no híbrido. Elaboración propia.

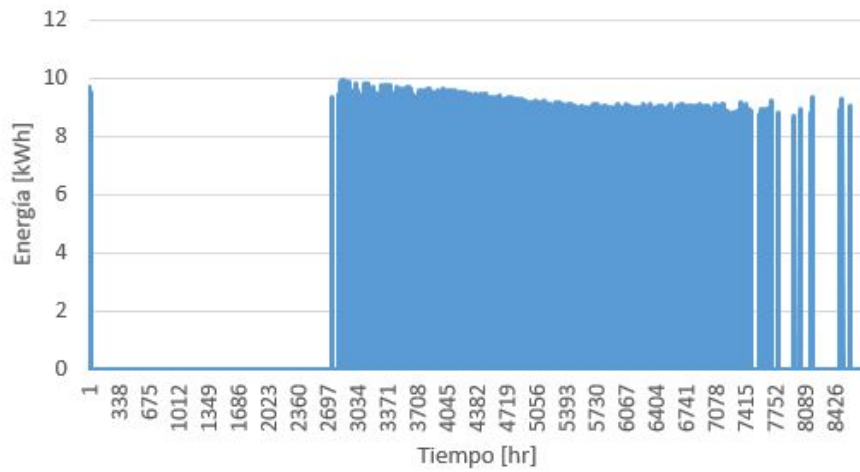


Figura 5.32: Energía captada del terreno por el sistema geotérmico híbrido con 2 colectores solares. Elaboración propia.

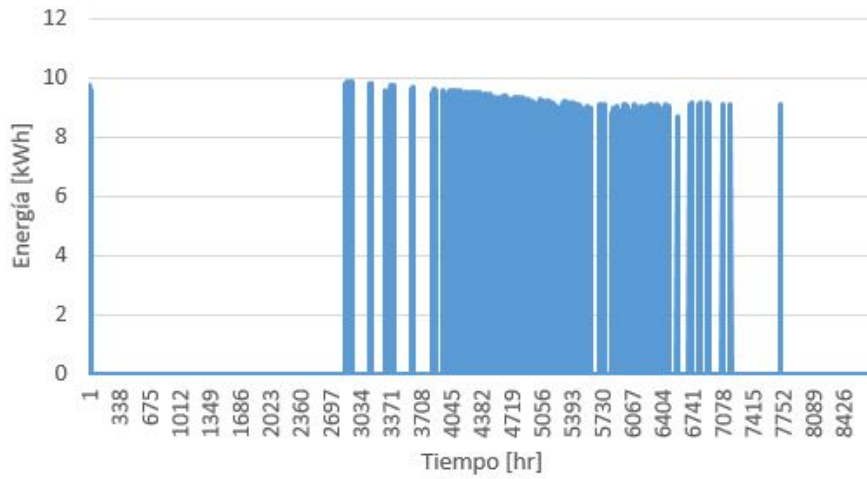


Figura 5.33: Energía captada del terreno por el sistema geotérmico híbrido con 8 colectores solares. Elaboración propia.

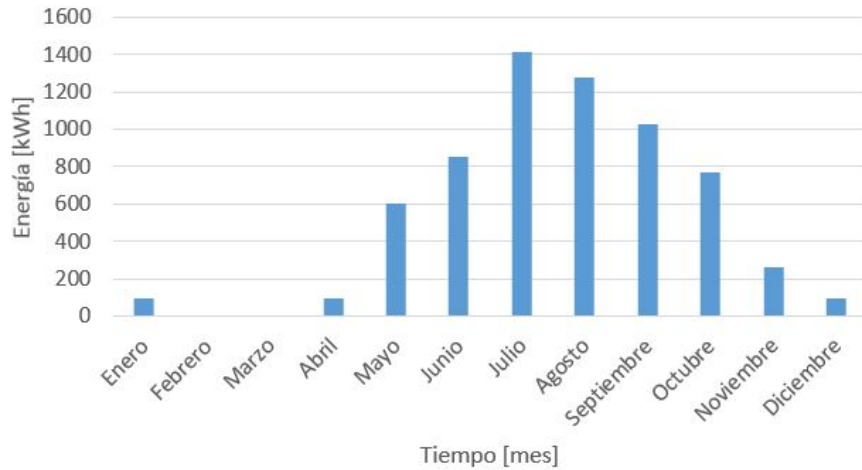


Figura 5.34: Energía captada del terreno por mes por el sistema geotérmico no híbrido con intercambiador geotérmico de 289 metros. Elaboración propia.

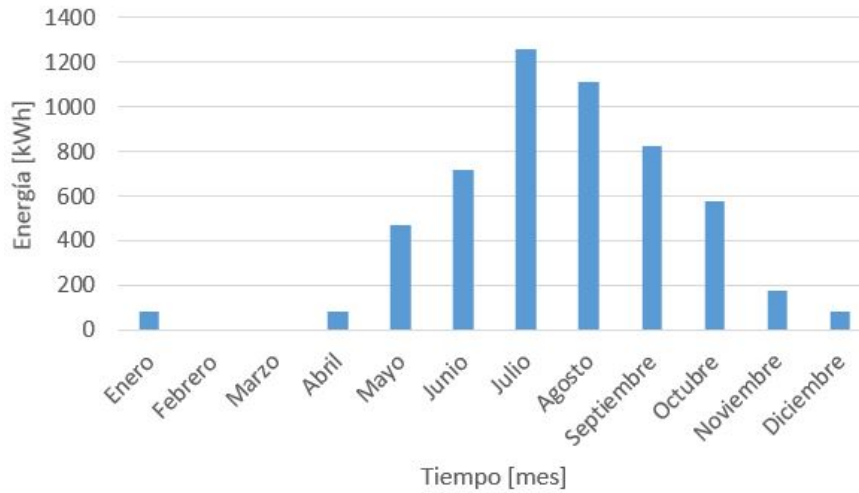


Figura 5.35: Energía captada del terreno por mes por el sistema geotérmico híbrido con intercambiador geotérmico de 289 metros y con 2 colectores solares. Elaboración propia.

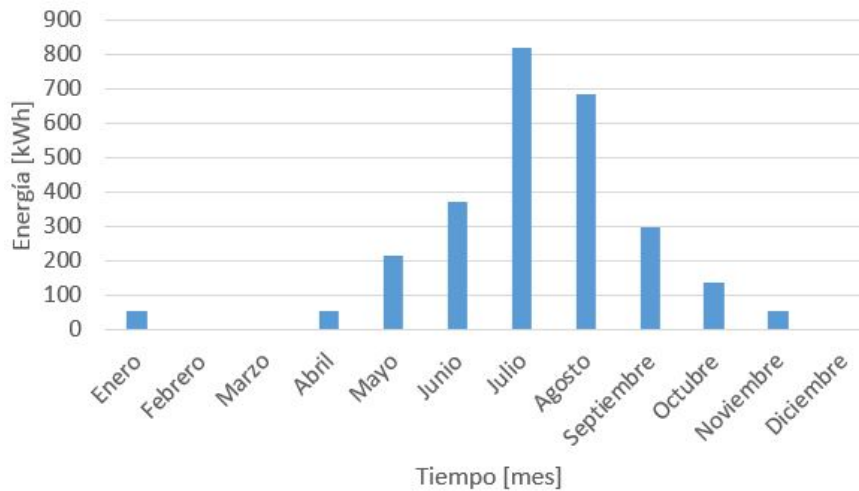


Figura 5.36: Energía captada del terreno por el sistema geotérmico híbrido con intercambiador geotérmico de 289 metros y con 8 colectores solares. Elaboración propia.

5.4. Análisis de sensibilidad y evaluación técnica

5.4.1. Coeficiente de desempeño de los sistemas diseñados

Se evalúa el coeficiente de desempeño estacional (SCOP) de los sistemas convencional, geotérmicos no híbridos e híbridos. Observando las Tablas 5.2 y 5.3 se puede decir que el sistema con menor coeficiente de desempeño estacional es el sistema convencional con caldera a gas. También se puede observar que al variar el largo del colector geotérmico en los sistemas no híbridos no se encuentra una tendencia, pero si se encuentra al variar el número de colectores en los sistemas de calefacción híbridos.

De acuerdo a la Figura 5.37, el coeficiente SCOP aumenta de acuerdo al aumento de colectores solares instalados, sin embargo esta tendencia se da hasta los 16 colectores. Luego, el SCOP del sistema disminuye al instalar 18 colectores solares. Esto se puede dar porque al momento de instalar 18 colectores, la cantidad de energía eléctrica que se consume es grande, y genera altos costos por energía. Analizando en detalle, se puede ver que la bomba eléctrica seleccionada para impulsar el fluido a través del campo de 18 colectores es el elemento responsable del aumento en el consumo de energía eléctrica del sistema. Para el caso del sistema híbrido con 360 metros de largo del colector geotérmico y 18 colectores solares, la cantidad de horas al año en que la bomba hidráulica del circuito solar está en uso es de 864 mientras que la cantidad de horas que la bomba de calor está en uso al año es de 83. Por otro lado, para el caso del sistema híbrido con 360 metros de largo del colector geotérmico y 16 colectores solares, la cantidad de horas al año en que la bomba hidráulica del circuito solar está en uso es de 952 mientras que la cantidad de horas que la bomba de calor está en uso al año es de 92. Comparando estos valores, se puede decir que la bomba hidráulica se utiliza mayor cantidad de tiempo con respecto a la bomba de calor en el sistema híbrido de 18 colectores que de 16 colectores. También otra posibilidad que explique el aumento de consumo de energía eléctrica al aumentar a 18 colectores en la hibridación del sistema puede ser que las pérdidas de carga del sistema estén un poco sobredimensionadas. El resultado de sobredimensionar es la selección de una bomba hidráulica más grande de lo que se necesita, y por tanto el consumo de energía es más alto.

El hecho de que la bomba hidráulica se utilice una mayor cantidad de horas al año en el caso del sistema de 18 colectores que el sistema de 16 colectores, sumado a la selección de una bomba hidráulica grande, explica el resultado de que al instalar 18 colectores solares en el sistema, los costos de energía eléctrica aumentan en comparación al sistema híbrido con 16 colectores.

Tabla 5.2: Coeficiente de desempeño estacional del sistema convencional y sistemas no híbridos diseñados. Elaboración propia.

Coeficiente de desempeño estacional	
Sistema convencional	0,79
Sistema geotérmico 100 metros	4,82
Sistema geotérmico 150 metros	5,43
Sistema geotérmico 200 metros	5,30
Sistema geotérmico 289 metros	5,39
Sistema geotérmico 300 metros	5,39
Sistema geotérmico 350 metros	4,97

Tabla 5.3: Coeficiente de desempeño estacional de sistemas híbridos diseñados. Elaboración propia.

Coeficiente de desempeño estacional (SCOP)						
Número de colectores solares	Largo del intercambiador geotérmico [m]					
	100	150	200	289	300	350
1	5,10	5,68	5,52	5,60	5,60	5,19
2	5,68	6,26	6,05	6,15	6,15	5,70
3	6,97	7,53	7,26	7,37	7,38	6,86
4	7,73	8,31	8,03	8,15	8,15	7,56
6	10,63	11,23	10,78	10,96	10,96	10,20
8	12,55	13,20	12,74	12,83	12,83	12,00
12	17,62	17,98	17,51	17,56	17,55	16,71
16	20,47	20,80	20,36	20,40	20,39	19,69
18	17,60	17,71	17,47	17,55	17,55	17,08

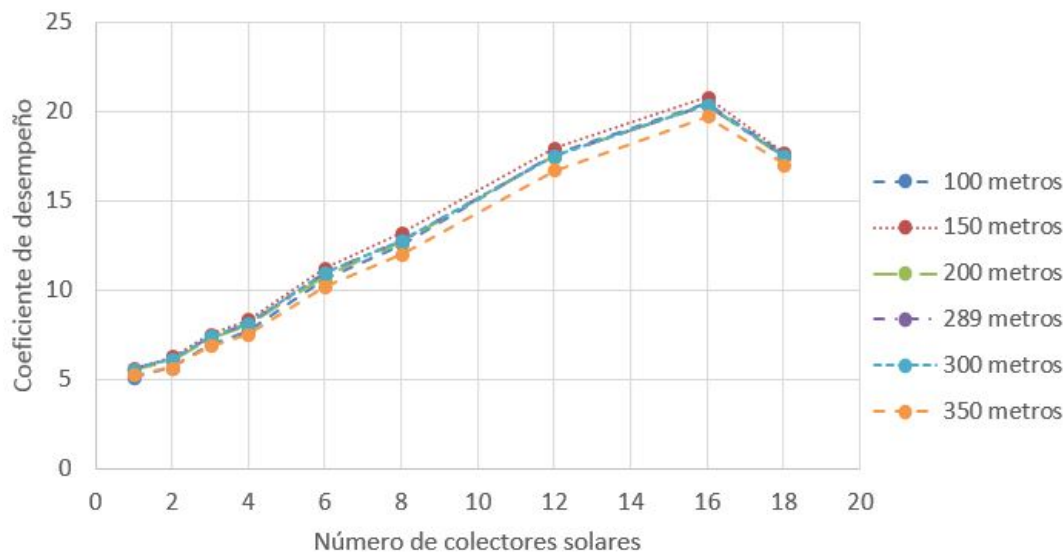


Figura 5.37: Gráfico de coeficientes de desempeño de los sistemas híbridos diseñados. Elaboración propia.

Se calculan los coeficientes de desempeño de los sistemas convencional y geotérmico no híbrido de diseño, resultando de 0,79 y 5,39; respectivamente. Por otra parte, todos los sistemas híbridos tienen un coeficiente de desempeño mayor que el sistema convencional. Con respecto al sistema no híbrido con colector geotérmico de 289 metros, la gran mayoría de los casos híbridos superan su coeficiente de desempeño, a excepción de los sistemas híbridos con sólo 1 colector solar y con 100 y 350 metros de largo de colector geotérmico, que poseen un coeficiente de desempeño levemente menor al del sistema no híbrido. Esto podría ser porque con 100 metros de colector geotérmico se requiere hacer funcionar más veces la bomba de calor geotérmica, implicando mayores costos de energía eléctrica anuales (y dado que sólo hay un sólo colector, el input de energía solar es bajo y es necesario hacer funcionar mayormente el circuito geotérmico).

Si bien el SCOP no varía demasiado al cambiar el largo del intercambiador de calor geotérmico, el mayor SCOP al variar este parámetro, lo posee el sistema híbrido con un colector geotérmico de 150 metros, y el menor, el sistema híbrido con un colector geotérmico de 350 metros. Los demás poseen SCOP muy similares.

5.4.2. Comparación del confort térmico entre los distintos sistemas diseñados

Se evalúan el porcentaje de horas de confort térmico para cada uno de los sistemas de calefacción diseñados (ver Figura 5.38). Para los sistemas no híbridos geotérmicos, se tiene que a medida que el colector geotérmico es más largo, el porcentaje de horas de confort térmico es mayor, lo cual tiene sentido dado que a mayor longitud de captador geotérmico, mayor cantidad de energía se puede entregar a la vivienda y existirá una mayor cantidad de horas donde la demanda se satisface, con lo cual, la temperatura será mayor a 20°C.

Para los sistemas híbridos, se puede notar que variar el largo del colector geotérmico no afecta en gran manera el cálculo del porcentaje de horas de confort térmico. A medida que se agregan más colectores al sistema híbrido, el porcentaje de horas de confort térmico aumenta, entregando mayor cantidad de horas al año donde la temperatura operativa es mayor a 20°C.

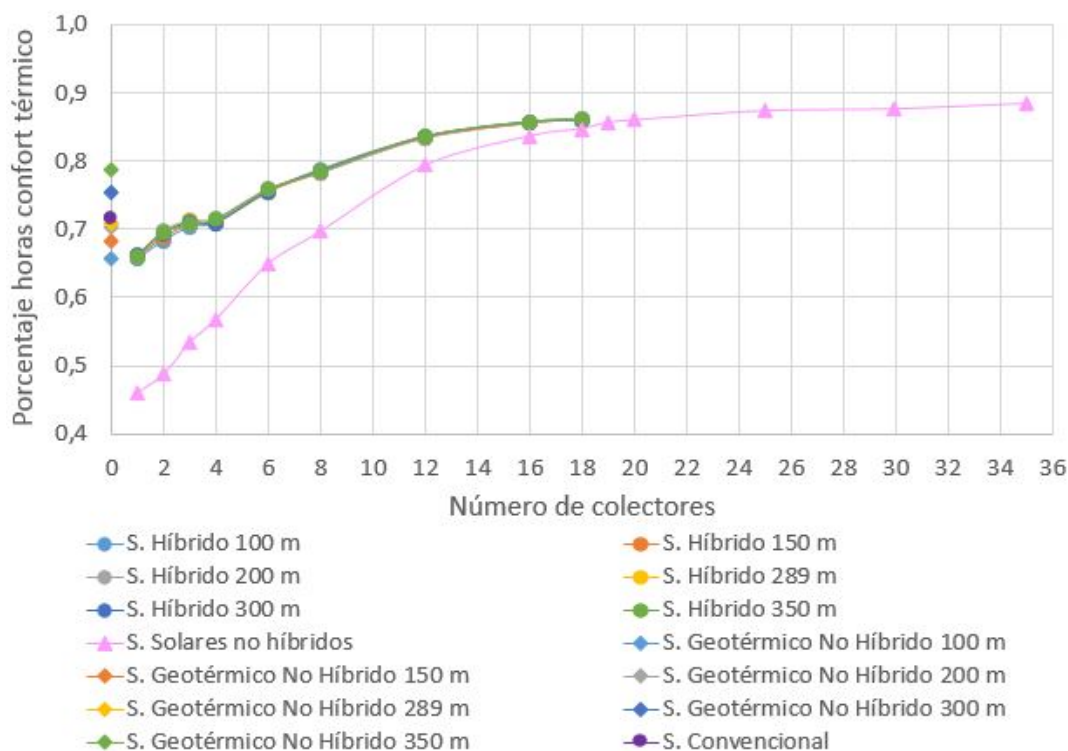


Figura 5.38: Porcentaje de horas de confort térmico en un año para los distintos sistemas de calefacción. Elaboración propia.

Con respecto a los sistemas de calefacción solares no híbridos, se tiene que a medida que se agregan colectores solares al sistema, la cantidad de horas al año donde la temperatura es

mayor a 20°C aumenta. Esto ya que el aumentar la cantidad de colectores solares permite entregar más energía solar a la vivienda. La Tabla 5.4 presenta los valores numéricos de los porcentajes de horas de confort térmico para cada uno de los sistemas solares no híbridos.

Tabla 5.4: Porcentaje de horas de confort térmico de los sistemas de calefacción solares no híbridos diseñados. Elaboración propia.

Número de colectores solares	Porcentaje de horas de confort térmico [%]
1	0,461
2	0,488
3	0,535
4	0,569
6	0,650
8	0,698
12	0,794
16	0,837
18	0,848
19	0,857
20	0,861
25	0,874
30	0,877
35	0,885

Los sistemas solares no híbridos que poseen 4 o menos colectores solares no alcanzan a entregar más de un 60% de horas donde la temperatura operativa es mayor a 20°C. Considerando el diseño de un sistema para cubrir el 80% del tiempo de demanda de calefacción, se pueden considerar como opciones los sistemas con 16 colectores o más. Se puede ver que los sistemas con 18, 19, 20, 25, 30 y 35 colectores entregan un porcentaje de confort térmico entre 80 y 90%. Se puede decir que a partir de 18 o 20 colectores no varía demasiado más este porcentaje.

Comparando los sistemas solares y geotérmicos no híbridos, los sistemas solares con 6 colectores o menos presentan un porcentaje de horas de confort térmico menor que todos los sistemas geotérmicos no híbridos. Sin embargo, a partir de 16 colectores solares, el sistema solar no híbrido presenta un mayor porcentaje de horas de confort térmico que todos los sistemas geotérmicos no híbridos. Así, sin considerar el aspecto económico, los sistemas solares con 16 colectores o más, son más convenientes que los sistemas de calefacción geotérmica no híbrida en términos de confort térmico.

Añadido a lo analizado anteriormente, se detalla un poco más el comportamiento de los sistemas solares no híbridos. Considerando 80% de horas de confort térmico anual, se analiza el comportamiento de la temperatura operativa de los casos que entregan un porcentaje similar de confort térmico: caso geotérmico no híbrido con 350 metros de colector geotérmico (Figura 5.39), caso híbrido con 100 metros de colector geotérmico y 8 colectores solares (Figura 5.40) y caso solar no híbrido con 12 colectores solares (Figura 5.41).

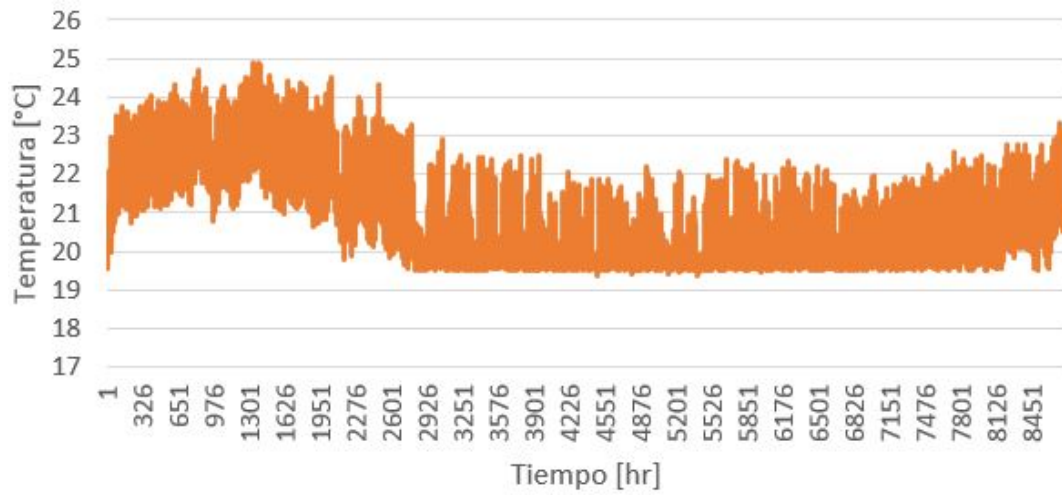


Figura 5.39: Temperatura operativa en vivienda con sistema geotérmico no híbrido de colector geotérmico de largo de 350 metros. Elaboración propia.

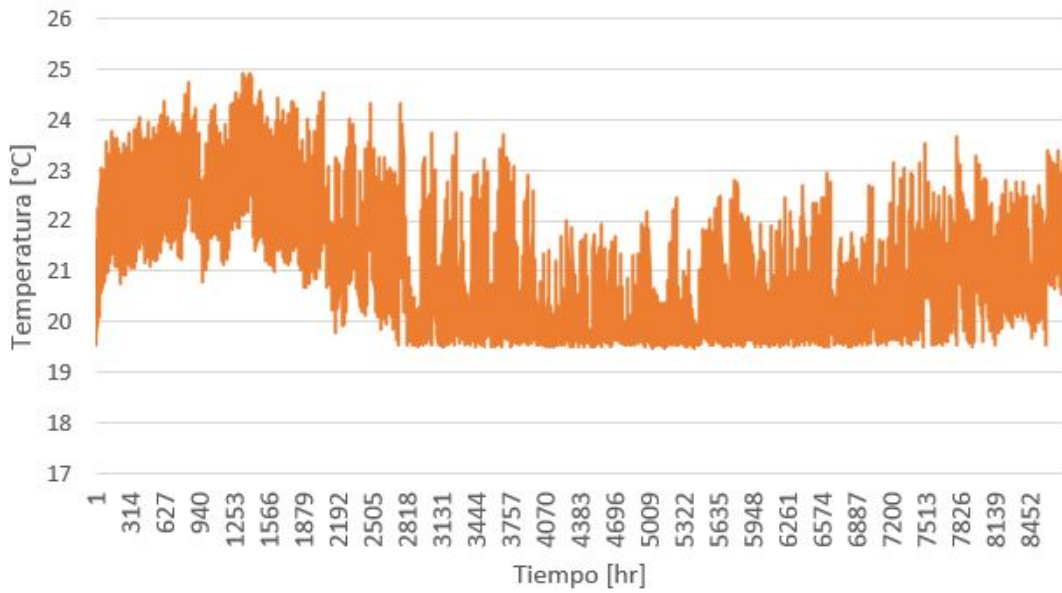


Figura 5.40: Temperatura operativa en vivienda con sistema híbrido de colector geotérmico de largo de 100 metros y 8 colectores solares. Elaboración propia.

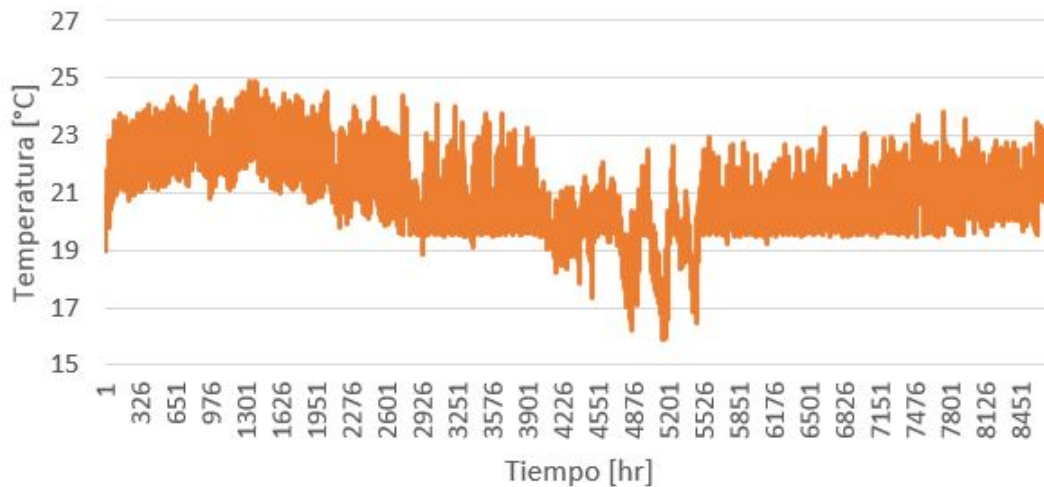


Figura 5.41: Temperatura operativa en vivienda con sistema solar no híbrido de 12 colectores solares. Elaboración propia.

Si bien los tres sistemas entregan un porcentaje de horas de confort térmico anual parecido, se puede ver que el caso del sistema solar no híbrido es un poco distinto. En particular, es más notoria la caída de temperatura en la época de invierno. Este sistema genera 175 horas al año con temperaturas operativas menores a 18°C ; a diferencia del sistema híbrido, donde la temperatura operativa mínima es de $19,45^{\circ}\text{C}$ y del sistema geotérmico no híbrido que entrega una temperatura mínima de $19,35^{\circ}\text{C}$.

Claro está que si el sistema solar tiene más colectores solares, la cantidad de horas al año donde las temperaturas operativas son menores que 18°C disminuirá. Por ejemplo, las Figuras 5.42, 5.43, 5.44, 5.45, 5.46 y 5.47 muestran el comportamiento de la temperatura operativa para el sistema solar no híbrido con 16, 18, 20, 25, 30 y 35 colectores solares, respectivamente. El sistema con 16 colectores solares entrega 89 horas donde la temperatura operativa es inferior a 18°C , el de 18 colectores 71 horas, el de 20 colectores 36 horas, el de 25 colectores 18 horas, el de 30 colectores 9 horas y el de 35 colectores sólo 1 hora.

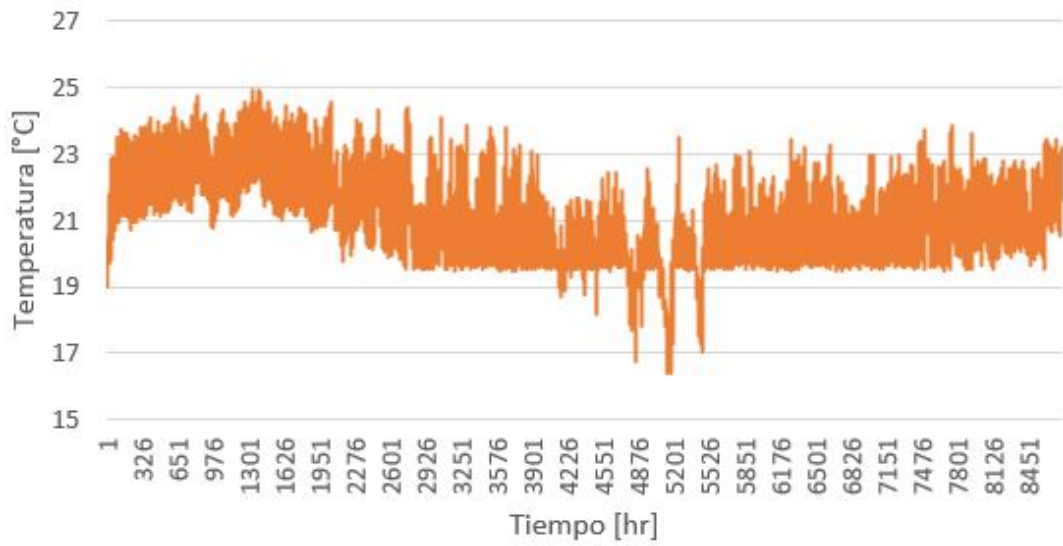


Figura 5.42: Temperatura operativa en vivienda con sistema solar no híbrido de 16 colectores solares. Elaboración propia.

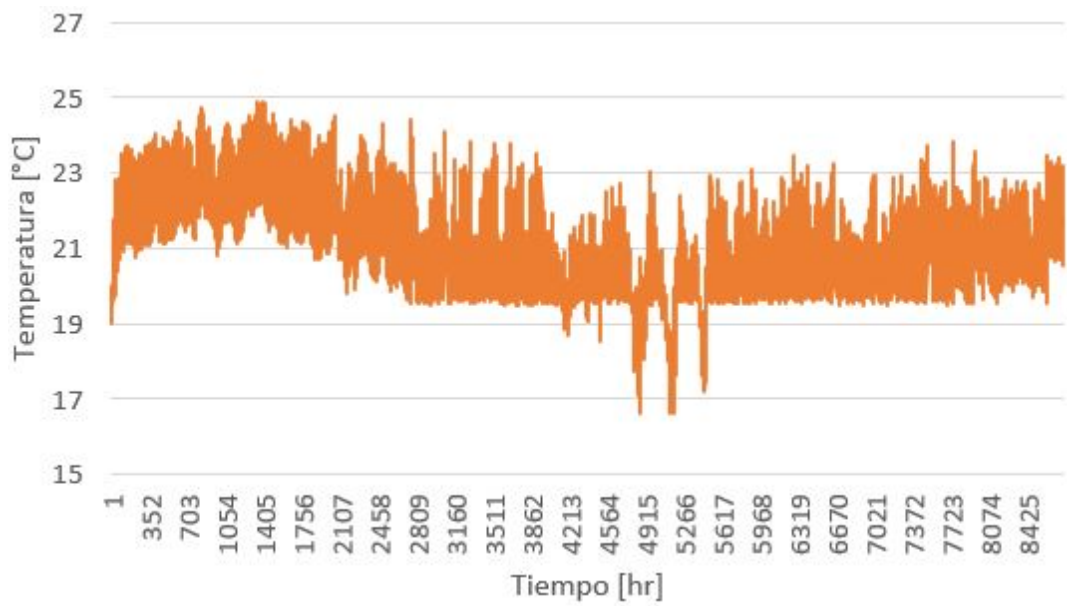


Figura 5.43: Temperatura operativa en vivienda con sistema solar no híbrido de 18 colectores solares. Elaboración propia.

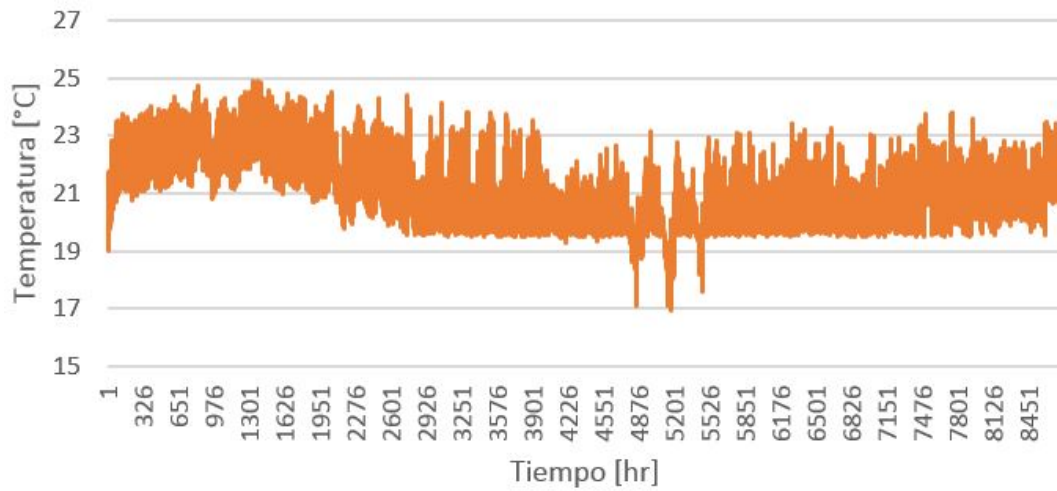


Figura 5.44: Temperatura operativa en vivienda con sistema solar no híbrido de 20 colectores solares. Elaboración propia.

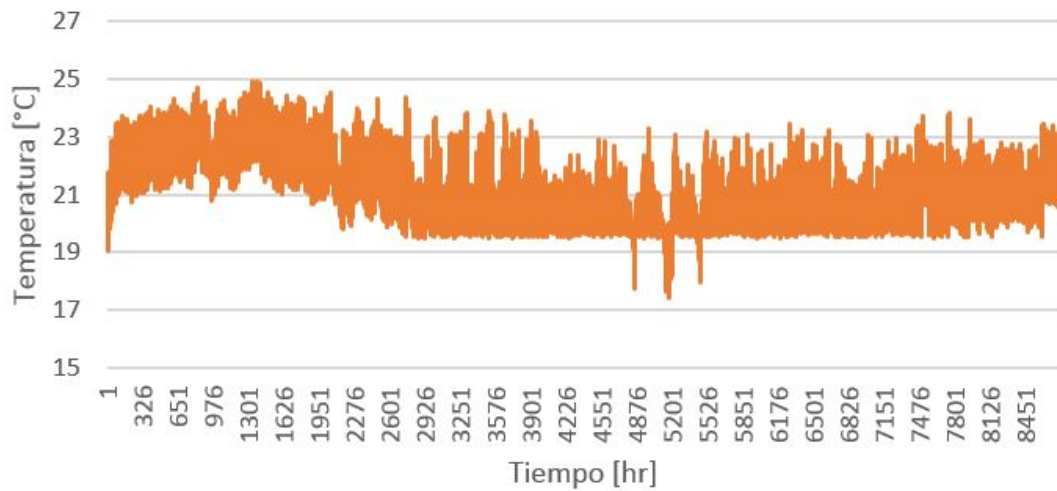


Figura 5.45: Temperatura operativa en vivienda con sistema solar no híbrido de 25 colectores solares. Elaboración propia.

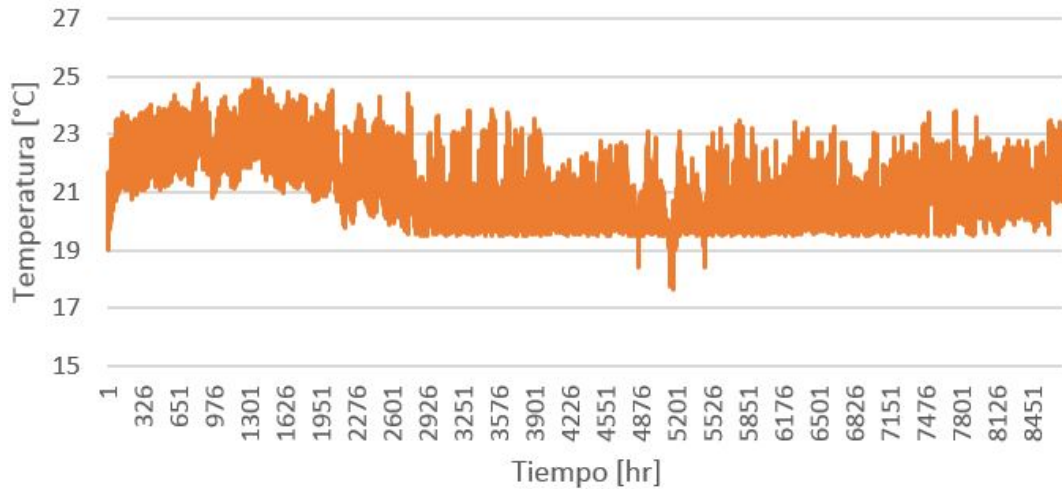


Figura 5.46: Temperatura operativa en vivienda con sistema solar no híbrido de 30 colectores solares. Elaboración propia.

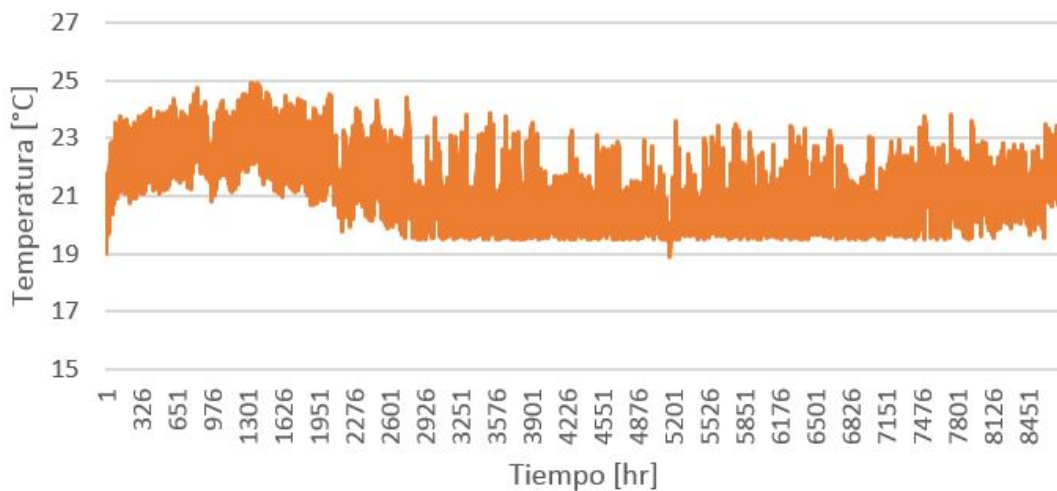


Figura 5.47: Temperatura operativa en vivienda con sistema solar no híbrido de 35 colectores solares. Elaboración propia.

Por tanto, si el objetivo es aumentar el porcentaje de horas de confort térmico, se tiene que los casos de sistemas solares no híbridos de 16, 18, 20, 25, 30 y 35 colectores solares presentan un mayor porcentaje de confort térmico. Sin embargo, hay que considerar por un lado, que es una gran cantidad de metros cuadrados de colectores y que dadas las dimensiones del techo, los colectores tendrían que instalarse en otro lugar (excepto para los casos de 16 y 18 colectores solares); y por otro lado, tomando en cuenta la evaluación económica, habría que evaluar los costos por inversión asociados dada la gran cantidad de colectores solares (que no están contemplados en el análisis de sensibilidad, excepto los casos con 16 y 18 colectores solares que sí son evaluados).

Cabe destacar que, con respecto a los sistemas geotérmicos no híbridos, los sistemas híbridos presentan un mejor porcentaje de confort térmico a partir de los 12 colectores. Las

Tablas 5.5 y 5.6 presentan en detalle los porcentajes de horas de confort térmico de los sistemas híbridos y geotérmicos no híbridos, respectivamente.

Tabla 5.5: Porcentaje de horas de confort térmico al año de los distintos sistemas híbridos. Elaboración propia.

Número colectores	Largo ICG 100 m	Largo ICG 150 m	Largo ICG 200 m	Largo ICG 289 m	Largo ICG 300 m	Largo ICG 350 m
1	0,656	0,660	0,662	0,662	0,663	0,661
2	0,683	0,689	0,697	0,693	0,695	0,696
3	0,703	0,708	0,713	0,712	0,711	0,707
4	0,709	0,712	0,715	0,710	0,710	0,716
6	0,754	0,755	0,759	0,755	0,757	0,758
8	0,787	0,783	0,783	0,787	0,787	0,785
12	0,836	0,834	0,835	0,836	0,836	0,837
16	0,856	0,855	0,857	0,858	0,858	0,858
18	0,861	0,862	0,862	0,860	0,860	0,861

Tabla 5.6: Porcentaje de horas de confort térmico al año de los distintos sistemas geotérmicos no híbridos. Elaboración propia.

Largo colector geotérmico [m]	Porcentaje de horas de confort térmico [%]
100	0,657
150	0,684
200	0,704
289	0,711
300	0,755
350	0,788

5.4.3. Ahorro consumo de energía de sistemas híbridos y no híbridos con respecto a caso convencional

La Tabla 5.7 presenta los ahorros en el consumo de energía con respecto al caso base. No se puede ver una tendencia clara entre los distintos sistemas geotérmicos no híbridos, pero si se puede ver una tendencia en la Figura 5.48, para los sistemas híbridos.

Tabla 5.7: Ahorro en consumo de energía de los sistemas no híbridos con respecto al caso base. Elaboración propia.

Ahorro en consumo de energía de sistemas no híbridos con respecto a caso base [kWh]	
Sistema geotérmico 100 metros	8.657
Sistema geotérmico 150 metros	8.833
Sistema geotérmico 200 metros	8.792
Sistema geotérmico 289 metros	8.817
Sistema geotérmico 300 metros	8.818
Sistema geotérmico 350 metros	8.698

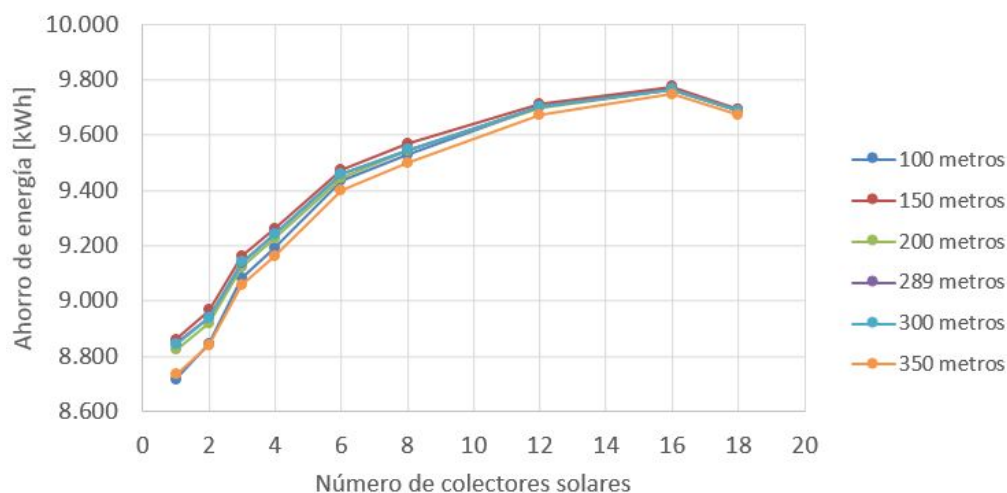


Figura 5.48: Ahorro consumo de energía de sistemas híbridos con respecto a Caso Base. Elaboración propia.

Se puede decir que en general, los sistemas híbridos poseen mayores ahorros con respecto al caso base que los sistemas no híbridos, a excepción de los casos con 1 colector solar con largo de colector geotérmico de 100, 200 y 350 metros (ver Tabla 5.8).

Entre los sistemas híbridos, los ahorros son similares al variar el largo del captador geotérmico. A medida que el número de colectores solares es mayor en el sistema híbrido, el efecto de variar el largo del colector geotérmico se hace cada vez menor. En general, los mayores ahorros se los llevan los sistemas con un intercambiador de calor de largo de 150 metros, y el menor ahorro se da en el caso del sistema con un intercambiador de calor de largo de 350 metros.

Según la Figura 5.48, a medida que aumentan los colectores solares en la hibridación, se consiguen mayores ahorros en el consumo de energía anual. Este comportamiento se consigue con todos los casos híbridos, a excepción de los casos con 18 colectores geotérmicos. En estos casos, se ve que el ahorro no aumenta, sino que disminuye. Es decir, al pasar de 16 a 18 colectores solares, hay una disminución en la cantidad de kWh consumidas por el sistema de calefacción. Este comportamiento puede darse por la misma razón explicada en la sección 5.4.1. La cantidad de horas que es utilizada la bomba hidráulica más el factor de que la

bomba hidráulica podría estar sobredimensionada a los requerimientos del sistema provocan que el consumo de energía anual sea mayor y por tanto los ahorros en el consumo energético son menores con respecto al caso base que un sistema de 16 colectores, por ejemplo.

Tabla 5.8: Ahorro de energía con respecto a Caso Base. Elaboración propia.

Ahorro de energía respecto a caso base [kWh]						
Número de colectores solares	Largo intercambiador geotérmico [m]					
	100	150	200	289	300	350
1	8.716	8.861	8.823	8.845	8.844	8.734
2	8.845	8.967	8.917	8.942	8.941	8.839
3	9.083	9.163	9.121	9.136	9.140	9.059
4	9.192	9.263	9.227	9.244	9.243	9.164
6	9.435	9.476	9.444	9.459	9.459	9.401
8	9.530	9.567	9.543	9.547	9.546	9.501
12	9.704	9.715	9.701	9.702	9.701	9.675
16	9.768	9.775	9.765	9.765	9.765	9.749
18	9.690	9.693	9.686	9.689	9.689	9.674

5.5. Análisis de sensibilidad y evaluación económica

5.5.1. Inversión

Antes de mostrar los resultados de la evaluación económica en el análisis de sensibilidad, se presentan en las Figuras 5.49, 5.50 y 5.51, donde se grafican las proporciones de los costos de los distintos componentes y subsistemas que conforman los sistemas convencional, geotérmico no híbrido e híbrido diseñados en estado estacionario.

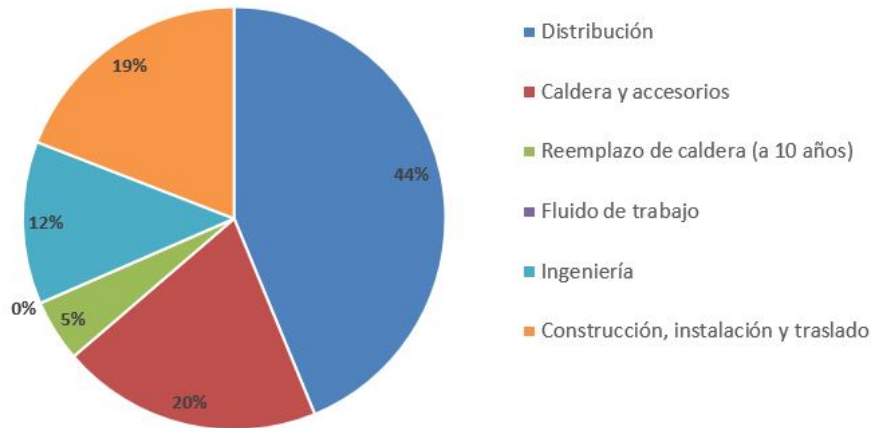


Figura 5.49: Proporción de costos de los elementos del sistema convencional en el costo de inversión total. Elaboración propia.

Para el caso convencional, se puede decir que la mayor proporción de los costos se la lleva el sistema de distribución. Dado que este sistema de distribución es el mismo para todos los sistemas, hacer cambios en el sistema de distribución no genera diferencias comparativamente con los otros sistemas diseñados. El 22 % del costo de inversión del sistema convencional viene dado por la caldera y sus accesorios, por lo que disminuir el costo de ésta tiene un efecto importante en el costo de inversión.

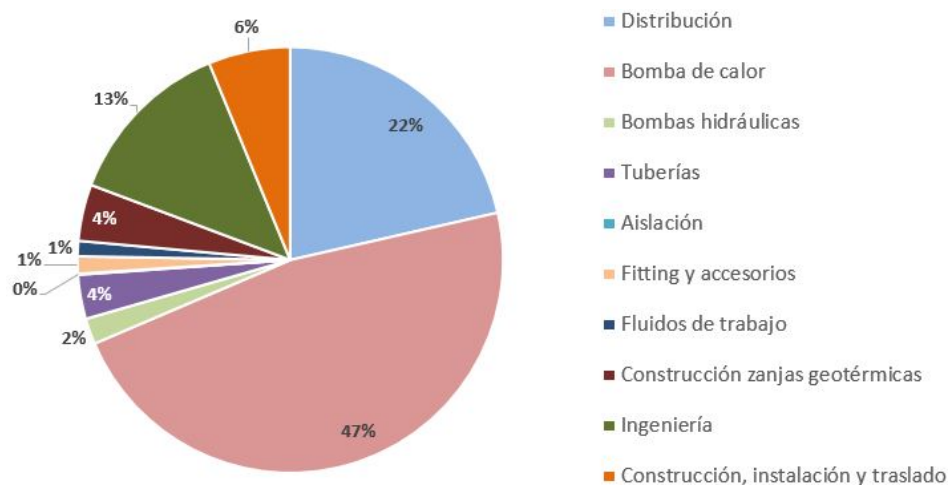


Figura 5.50: Proporción de costos de los elementos del sistema geotérmico no híbrido en el costo de inversión total. Elaboración propia.

Cabe agregar que para el cálculo de inversión total del caso convencional, se considera el reemplazo que se debe aplicar a la caldera de condensación. La vida útil de la caldera es de 10 años, por lo tanto ésta se debe reemplazar al final de su vida útil por una caldera nueva. Por lo tanto, en este análisis económico se aplica un reemplazo de caldera a los 10 años.

Casi el 50 % del costo de inversión total del sistema geotérmico no híbrido está afectado por el costo de la bomba de calor. Por lo tanto, el costo de inversión del sistema de calefacción geotérmico no híbrido de 289 metros de colector geotérmico puede bajar en buena proporción si se selecciona una bomba de calor geotérmica más barata. En general, en Chile, el costo de una bomba de calor es alto, por lo que el interés económico en comprarla viene dado por los ahorros de energía que puede otorgar, en comparación a un sistema convencional como la caldera a gas licuado.

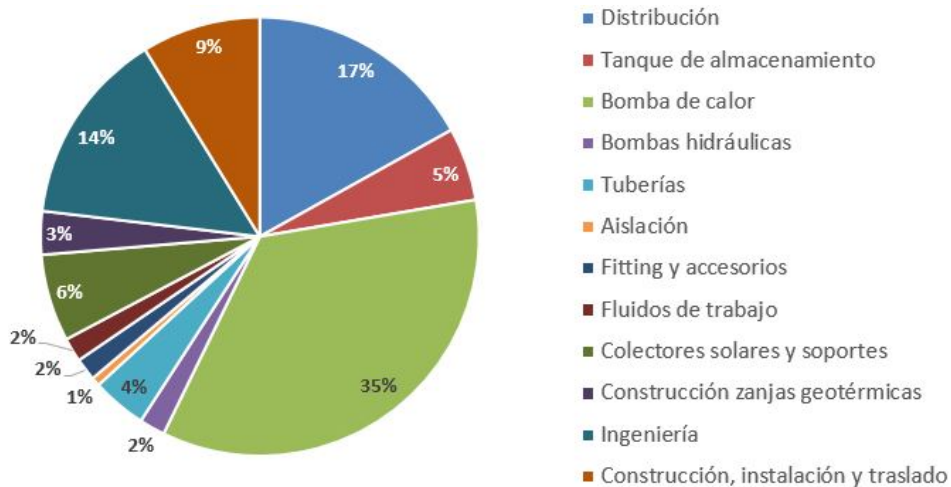


Figura 5.51: Proporción de costos de los elementos del sistema híbrido en el costo de inversión total. Elaboración propia.

Un 22 % del costo de inversión del sistema de calefacción geotérmico no híbrido viene dado por el sistema de distribución y un 13 % la ingeniería. Los costos de las bombas hidráulicas, fluidos de trabajo, fitting y accesorios afectan de poca manera el costo de inversión total.

A diferencia del sistema geotérmico no híbrido, el 35 % del costo de inversión total del sistema híbrido viene dado por el costo de la bomba de calor geotérmica. Por lo tanto, conseguir una bomba de calor más barata afecta en menor medida el costo de inversión total del sistema híbrido.

Cabe señalar, que en este caso, la excavación del terreno para construir zanjas tiene un muy bajo efecto (2 % del costo de inversión total). A diferencia de muchos otros estudios, donde el costo de excavación es altísimo (particularmente porque son proyectos con intercambiadores verticales), construir zanjas horizontales en la tierra tiene una proporción baja en el costo total de inversión. Esto ya que excavar y remover tierra a baja profundidad es más barato que realizar perforaciones a profundidades de 10 metros, por ejemplo.

Por otro lado, al igual que el sistema geotérmico no híbrido, el fluido de trabajo, aislación, el fitting y accesorios tienen poco efecto en el costo de inversión total.

En la Tabla 5.9 se presentan los costos totales de inversión para los sistemas convencional y sistemas geotérmicos con distintos largos de intercambiador geotérmicos. Se puede ver que el menor costo de inversión lo tiene el sistema de calefacción convencional y los mayores costos lo tienen los sistemas geotérmicos no híbridos. También se puede apreciar que a medida que el largo del colector geotérmico crece, la inversión total crece.

Tabla 5.9: Costos totales de inversión para sistemas convencionales y geotérmicos no híbridos. Elaboración propia.

Costo total por inversión [CLP]	
Sistema convencional	\$ 8.419.094
Sistema geotérmico 100 metros	\$ 16.208.097
Sistema geotérmico 150 metros	\$ 16.435.559
Sistema geotérmico 200 metros	\$ 16.691.967
Sistema geotérmico 289 metros	\$ 17.133.508
Sistema geotérmico 300 metros	\$ 17.215.473
Sistema geotérmico 350 metros	\$ 17.554.043

Con respecto a los casos híbridos, se presenta la Tabla 5.10, que presenta los costos de inversión para cada caso, y la Figura 5.52, que muestra estos mismos datos pero de manera gráfica. Como es esperado, los costos de inversión de todos los casos híbridos son mayores que el caso convencional y los casos no híbridos. Y a medida que el número de colectores instalados en el sistema es mayor, el costo de inversión aumenta.

Se puede notar que cambiar el largo del intercambiador de calor geotérmico varía en una baja proporción el costo de inversión.

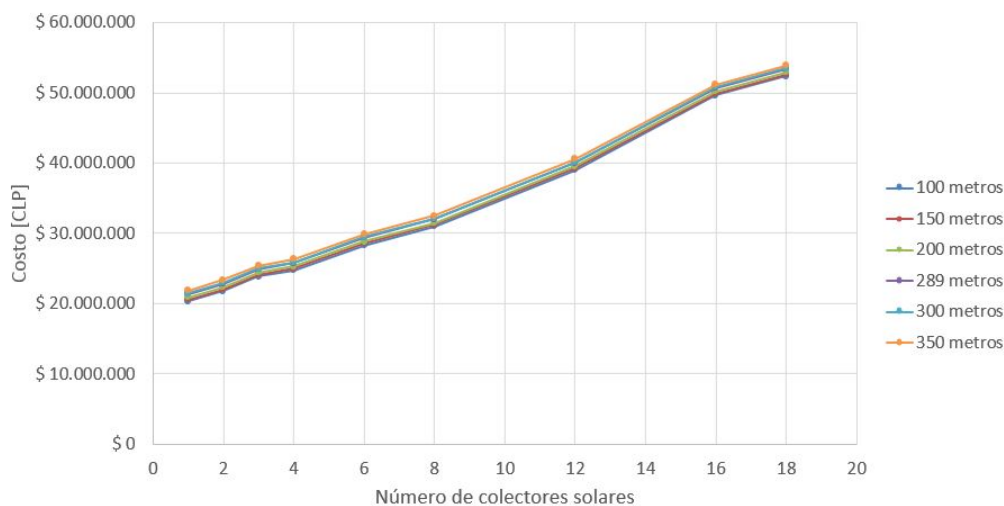


Figura 5.52: Costo total por inversión de los sistemas híbridos diseñados. Elaboración propia.

Tabla 5.10: Costo total de inversión de sistemas híbridos diseñados. Elaboración propia.

Número de colectores solares	Costo de inversión total [CLP]					
	Largo del intercambiador de calor geotérmico [m]					
	100	150	200	289	300	350
1	\$ 20.321.526	\$ 20.581.114	\$ 20.880.209	\$ 21.374.108	\$ 21.475.367	\$ 21.892.834
2	\$ 21.809.015	\$ 22.068.603	\$ 22.367.698	\$ 22.861.597	\$ 22.962.856	\$ 23.380.324
3	\$ 23.842.722	\$ 24.097.597	\$ 24.391.979	\$ 24.890.592	\$ 24.996.564	\$ 25.404.605
4	\$ 24.748.745	\$ 25.017.761	\$ 25.316.856	\$ 25.810.756	\$ 25.916.728	\$ 26.324.769
6	\$ 28.303.758	\$ 28.563.347	\$ 28.853.016	\$ 29.351.630	\$ 29.462.316	\$ 29.875.072
8	\$ 30.948.002	\$ 31.207.591	\$ 31.506.688	\$ 32.005.303	\$ 32.106.562	\$ 32.519.318
12	\$ 38.968.818	\$ 39.233.123	\$ 39.532.221	\$ 40.026.125	\$ 40.132.097	\$ 40.544.856
16	\$ 49.615.927	\$ 49.889.660	\$ 50.188.760	\$ 50.687.380	\$ 50.793.353	\$ 51.201.400
18	\$ 52.326.364	\$ 52.585.957	\$ 52.889.771	\$ 53.383.678	\$ 53.494.365	\$ 53.902.413

5.5.2. Costo anual por consumo de energía

El costo anual por consumo de energía del sistema convencional (energía proveniente del gas licuado y de la red eléctrica) es de \$ 1.726.650 [CLP]. Para los sistemas geotérmicos no híbridos y sistemas híbridos, los costos por energía sólo involucran costos por energía eléctrica.

La Tabla 5.11 presenta los costos anuales de consumo de energía para los sistemas convencional y geotérmicos con distintos largos de intercambiador de calor geotérmicos. Se puede ver que los costos por consumo de energía son menores en los sistemas geotérmicos no híbridos. No se puede ver una tendencia en el comportamiento del costo anual por energía consumida al variar el largo de intercambiador de calor geotérmico.

Tabla 5.11: Costo anual por energía para los sistemas convencional y geotérmicos no híbridos. Elaboración propia.

Costo anual por consumo de energía [CLP]	
Sistema convencional	\$ 1.726.650
Sistema geotérmico 100 metros	\$ 124.911
Sistema geotérmico 150 metros	\$ 112.300
Sistema geotérmico 200 metros	\$ 115.197
Sistema geotérmico 289 metros	\$ 113.442
Sistema geotérmico 300 metros	\$ 113.369
Sistema geotérmico 350 metros	\$ 121.983

La Tabla 5.12 presenta los costos por consumo de energía (en este caso, sólo energía eléctrica) de los sistemas híbridos diseñados. Comparando los sistemas híbridos con los no híbridos presentados en la tabla anterior, se puede ver que la mayoría de los casos híbridos presentan un costo anual por consumo de energía eléctrica menor que los casos no híbridos. La única excepción a esta tendencia el sistema híbrido con 1 colector solar y 100 metros de intercambiador de calor geotérmico, que tiene un costo anual por consumo de energía mayor que los sistemas geotérmicos no híbridos de largo 150, 200, 289 y 300 metros.

Tabla 5.12: Costo anual de energía de sistemas híbridos diseñados. Elaboración propia.

Costo anual de energía eléctrica [CLP]						
Número de colectores solares	Largo intercambiador geotérmico [m]					
	100	150	200	289	300	350
1	\$ 120.670	\$ 110.223	\$ 113.010	\$ 111.435	\$ 111.511	\$ 119.389
2	\$ 111.440	\$ 102.668	\$ 106.204	\$ 104.455	\$ 104.521	\$ 111.852
3	\$ 94.318	\$ 88.569	\$ 91.573	\$ 90.462	\$ 90.170	\$ 95.997
4	\$ 86.463	\$ 81.351	\$ 83.960	\$ 82.725	\$ 82.769	\$ 88.460
6	\$ 69.016	\$ 66.071	\$ 68.327	\$ 67.237	\$ 67.269	\$ 71.405
8	\$ 62.179	\$ 59.459	\$ 61.194	\$ 60.948	\$ 60.973	\$ 64.238
12	\$ 49.626	\$ 48.881	\$ 49.885	\$ 49.817	\$ 49.832	\$ 51.735
16	\$ 45.056	\$ 44.565	\$ 45.280	\$ 45.245	\$ 45.254	\$ 46.422
18	\$ 50.646	\$ 50.417	\$ 50.919	\$ 50.724	\$ 50.731	\$ 51.801

De acuerdo a la Figura 5.53, los costos anuales por consumo de electricidad disminuyen al aumentar el número de colectores. Esto sucede hasta los 16 colectores, y al instalar 18 colectores, estos costos anuales vuelven a subir. Este comportamiento puede ser explicado por las mismas razones explicadas en las secciones 5.4.1 y 5.4.3, donde la cantidad de kWh consumidos por los casos híbridos con 18 colectores solares es más alta con respecto a la cantidad de kWh consumidos por los casos híbridos con 16 colectores solares.

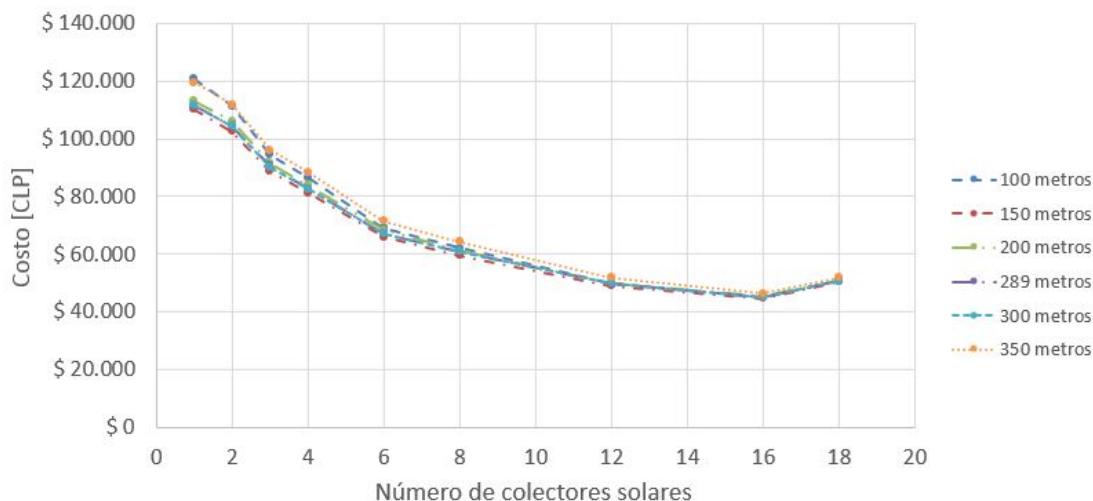


Figura 5.53: Costo anual energía eléctrica sistemas híbridos diseñados. Elaboración propia.

La Figura 5.54 presenta los ahorros en costos de energía de los sistemas híbridos con respecto al caso base. Dado que a medida que los sistemas híbridos incorporan más colectores solares, el costo anual de energía disminuye (hasta los 16 colectores), el ahorro en costos por energía con respecto al caso base es mayor a medida que se incrementa la cantidad de colectores solares. Esto se da hasta los 16 colectores, y luego el ahorro disminuye con 18 colectores.

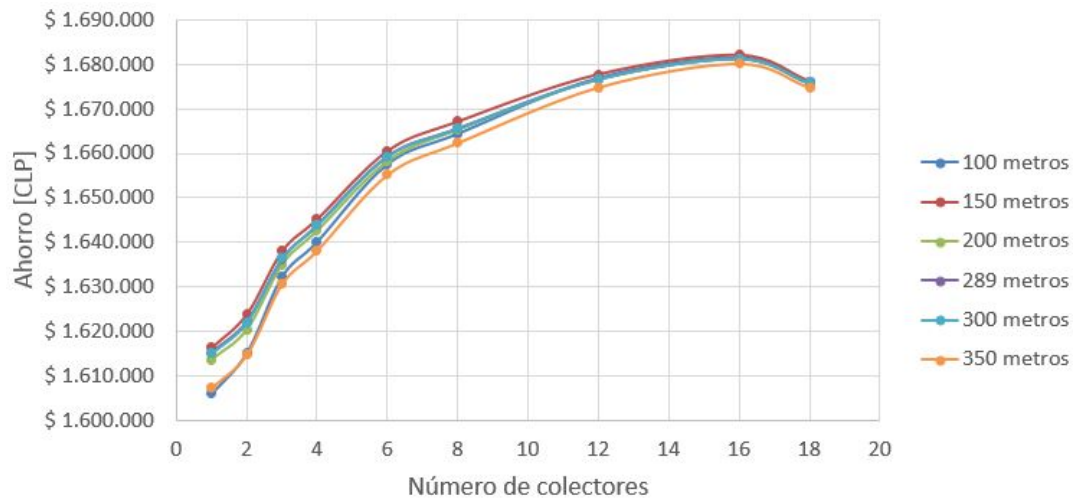


Figura 5.54: Ahorro anual en costos por energía de los sistemas híbridos de calefacción con respecto al caso convencional. Elaboración propia.

5.5.3. Costo anual por mantenciones

La Tabla 5.13 presenta los costos por mantención del sistema convencional y de los sistemas geotérmicos no híbridos. El menor costo por mantención lo tiene el sistema convencional, y con respecto a los sistemas geotérmicos no híbridos, este costo es mayor a medida que el colector geotérmico tiene una mayor longitud.

Para los sistemas híbridos, se puede ver en la Figura 5.55 que a medida que existe una mayor cantidad de colectores solares instalados, el costo anual por mantención es mayor, como es de esperar. Los costos por mantención no se diferencian significativamente según el largo del colector geotérmico. La Tabla 5.13 muestra los costos anuales por mantención para todos los casos híbridos.

Tabla 5.13: Costos anuales por mantención de sistemas convencional y geotérmicos no híbridos. Elaboración propia.

Costos anuales por mantención [CLP]	
Sistema convencional	\$ 160.915
Sistema geotérmico 100 metros	\$ 379.368
Sistema geotérmico 150 metros	\$ 382.497
Sistema geotérmico 200 metros	\$ 386.382
Sistema geotérmico 289 metros	\$ 392.909
Sistema geotérmico 300 metros	\$ 394.430
Sistema geotérmico 350 metros	\$ 400.458

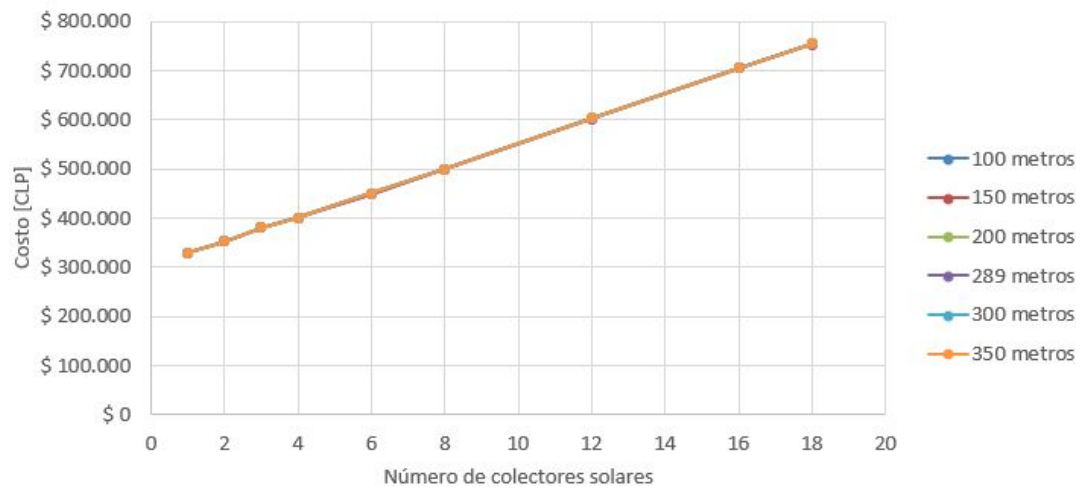


Figura 5.55: Costo anual por mantención de sistemas híbridos diseñados. Elaboración propia.

Tabla 5.14: Costo anual por mantención de los sistemas híbridos diseñados. Elaboración propia.

Número de colectores solares	Costo anual por mantenciones [CLP]					
	Largo intercambiador geotérmico [m]					
	100	150	200	289	300	350
1	\$ 329.428	\$ 329.428	\$ 330.183	\$ 330.183	\$ 330.183	\$ 329.901
2	\$ 352.700	\$ 352.700	\$ 353.455	\$ 353.455	\$ 353.455	\$ 353.173
3	\$ 380.507	\$ 380.507	\$ 381.263	\$ 381.263	\$ 381.263	\$ 380.980
4	\$ 400.633	\$ 400.633	\$ 401.388	\$ 401.388	\$ 401.388	\$ 401.106
6	\$ 449.298	\$ 449.298	\$ 450.054	\$ 450.054	\$ 450.054	\$ 449.771
8	\$ 499.190	\$ 499.190	\$ 499.945	\$ 499.945	\$ 499.945	\$ 499.663
12	\$ 602.223	\$ 602.223	\$ 602.978	\$ 602.978	\$ 602.978	\$ 602.696
16	\$ 704.514	\$ 704.514	\$ 705.269	\$ 705.269	\$ 705.269	\$ 704.987
18	\$ 753.513	\$ 753.513	\$ 754.268	\$ 754.268	\$ 754.268	\$ 753.986

5.5.4. Ahorros totales de costos de operación respecto a caso base

La Tabla 5.15 presenta los ahorros por costos de operación de los sistemas geotérmicos no híbridos con respecto al caso convencional. El sistema que mayor ahorro presenta es el sistema geotérmico con largo de 150 metros para el colector en el subsuelo. Si bien el sistema de calefacción al aumentar el largo del intercambiador de calor geotérmico puede captar más energía geotérmica "gratis", esto implica utilizar bombas hidráulicas que deben vender más pérdidas de carga y por tanto consumir más energía eléctrica. Por otro lado, transferir mayor energía significa mayor trabajo del compresor de la bomba de calor. Sumado a esto, como los costos por mantención aumentan al instalar colectores más largos, los costos de operación aumentan y el ahorro disminuye. Es por esto que se puede ver en la Tabla 5.15 que a medida que el colector geotérmico es más largo, los ahorros en costos de operación son menores.

Analizando la Tabla 5.16, se puede ver que los sistemas híbridos con 6 colectores o más presentan menores ahorros en los costos operacionales que el sistema geotérmico no híbrido con largo de 150 metros para el colector en el subsuelo. Los sistemas híbridos con 4 colectores solares o menos presentan mayores ahorros en costos operacionales que el sistema geotérmico no híbrido mencionado.

Por otro lado, analizando la Figura 5.56, entre los sistemas híbridos se da la tendencia de que a mayor cantidad de colectores solares, el ahorro total por costos de operación es menor. Esto se relaciona directamente con los costos de mantención, ya que los costos por operación están formados por los costos por energía y los costos por mantención. Como se pudo ver en la Figura 5.55, los costos de mantención son mayores a medida que se aumenta el número de colectores solares. En particular, los costos por mantención crecen en mayor proporción que la que bajan los costos por energía (exceptuando el caso de 18 colectores). Así, esto produce que los costos totales de operación aumenten a medida que se aumentan los colectores solares de la instalación y que el ahorro total en costos de operación disminuya.

Tabla 5.15: Ahorro total en el costo de operación de sistemas no híbridos con respecto a sistema convencional. Elaboración propia.

Ahorro total por costo de operación de sistemas no híbridos con respecto a caso base [CLP]	
Sistema geotérmico 100 metros	\$ 12.088.374
Sistema geotérmico 150 metros	\$ 12.172.236
Sistema geotérmico 200 metros	\$ 12.116.019
Sistema geotérmico 289 metros	\$ 12.078.798
Sistema geotérmico 300 metros	\$ 12.067.226
Sistema geotérmico 350 metros	\$ 11.944.400

Tabla 5.16: Ahorro total de costos de operación de sistemas híbridos con respecto a costos de operación de sistema convencional. Elaboración propia.

Número de colectores solares	Ahorro total en costos de operación respecto a caso base [CLP]					
	Largo intercambiador geotérmico [m]					
	100	150	200	289	300	350
1	\$ 12.525.854	\$ 12.616.136	\$ 12.585.992	\$ 12.599.598	\$ 12.598.946	\$ 12.533.130
2	\$ 12.418.833	\$ 12.494.639	\$ 12.458.021	\$ 12.473.132	\$ 12.472.560	\$ 12.411.470
3	\$ 12.343.606	\$ 12.393.286	\$ 12.361.260	\$ 12.370.867	\$ 12.373.389	\$ 12.325.300
4	\$ 12.249.950	\$ 12.294.126	\$ 12.265.520	\$ 12.276.186	\$ 12.275.807	\$ 12.228.899
6	\$ 12.010.120	\$ 12.035.575	\$ 12.010.017	\$ 12.019.436	\$ 12.019.156	\$ 11.985.682
8	\$ 11.668.760	\$ 11.692.271	\$ 11.671.215	\$ 11.673.338	\$ 11.673.121	\$ 11.647.172
12	\$ 10.950.280	\$ 10.956.714	\$ 10.941.980	\$ 10.942.563	\$ 10.942.438	\$ 10.928.256
16	\$ 10.168.764	\$ 10.173.004	\$ 10.160.761	\$ 10.161.065	\$ 10.160.991	\$ 10.153.157
18	\$ 9.727.175	\$ 9.729.155	\$ 9.718.751	\$ 9.720.442	\$ 9.720.380	\$ 9.713.399

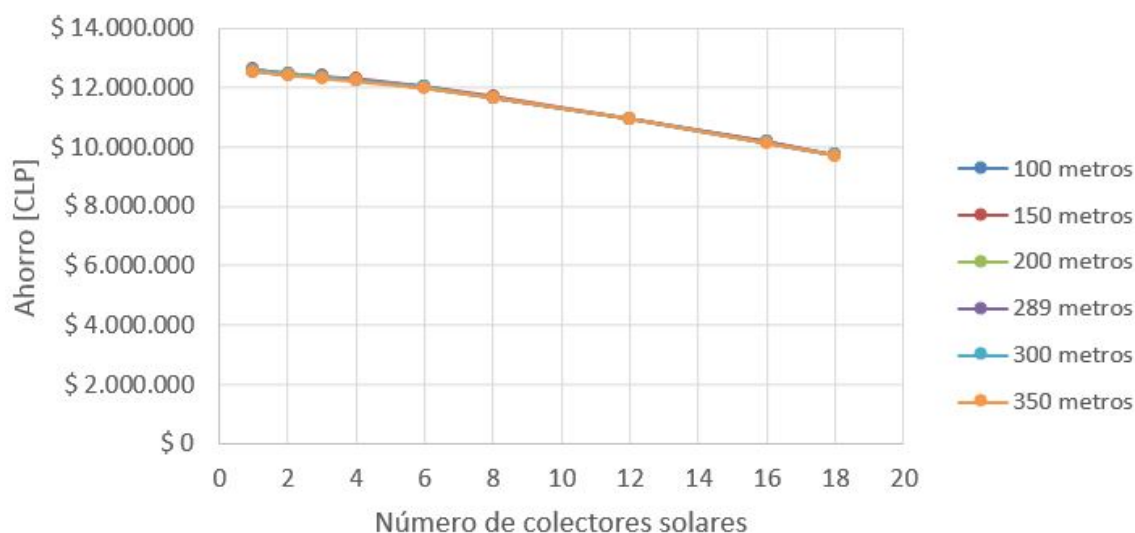


Figura 5.56: Ahorro de sistemas híbridos en costos operacionales con respecto al sistema convencional de caldera a gas. Elaboración propia.

5.5.5. Cálculo del costo de ciclo de vida (LCC)

El cálculo de costo de ciclo de vida se realiza a través de la obtención del valor presente de cada sistema diseñado. El LCC de los sistemas convencional y no híbridos se presentan en la Tabla 5.17. Se puede apreciar que todos los sistemas de calefacción geotérmicos no híbridos tienen LCC más bajos que el sistema convencional. Esto puede dar indicios de que, considerando un análisis de LCC a 20 años, los sistemas geotérmicos no híbridos diseñados son más convenientes económicamente que el sistema convencional a base de caldera a gas.

Tabla 5.17: Valor presente (LCC) de los sistemas convencional y geotérmicos no híbridos. Elaboración propia.

Valor Presente [CLP]	
Sistema convencional	\$ 24.631.803
Sistema geotérmico 100 metros	\$ 20.332.432
Sistema geotérmico 150 metros	\$ 20.476.031
Sistema geotérmico 200 metros	\$ 20.788.656
Sistema geotérmico 289 metros	\$ 21.267.419
Sistema geotérmico 300 metros	\$ 21.360.956
Sistema geotérmico 350 metros	\$ 21.822.352

La Figura 5.57 presenta cómo se comporta el LCC según el sistema híbrido. La tendencia principal es que a medida que existe mayor cantidad de colectores solares instalados, el LCC del sistema es mayor. Los sistemas con colectores geotérmicos de 350 metros de longitud tienen LCC mayores en comparación a los sistemas híbridos con colectores con menores longitudes. Sin embargo, esta la diferencia es muy baja, y se puede considerar que variar el largo del colector geotérmico no afecta enormemente en el cálculo del LCC.

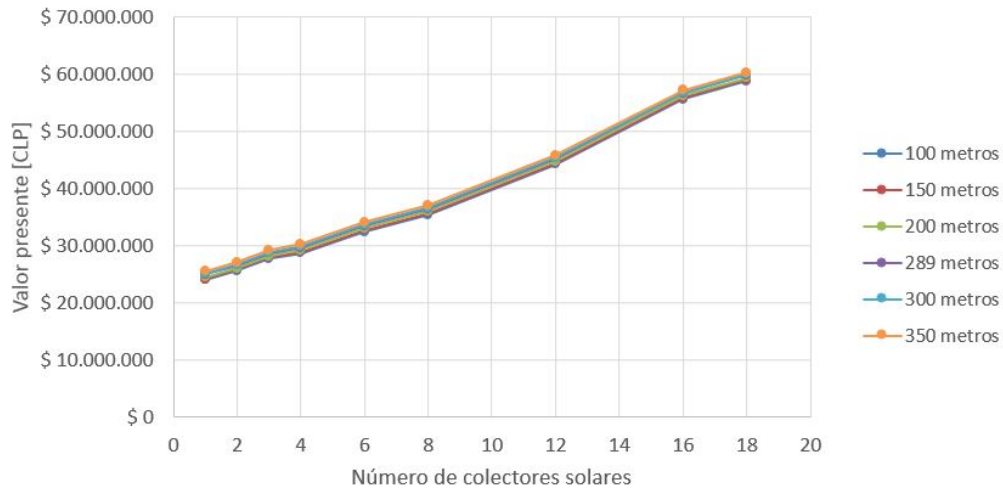


Figura 5.57: Valor presente (LCC) de los sistemas híbridos diseñados. Elaboración propia.

Según la Tabla 5.18 se puede indicar que todos los valores LCC de los sistemas híbridos son mayores que todos los LCC de los sistemas no híbridos. Es decir, según el análisis LCC realizado con un horizonte de tiempo de 20 años, no sería conveniente económicamente hibridizar los sistemas geotérmicos con energía solar para la aplicación y localidad de estudio.

Por otro lado, cabe destacar que los sistemas híbridos con un colector solar y colectores geotérmicos de 100, 150 y 200 metros tienen un LCC menor que el sistema convencional. Los demás casos híbridos poseen mayores LCC que el caso convencional, por lo que estos no serían más convenientes económicamente que un sistema de calefacción a base de caldera a gas. Los valores presentes de todos los sistemas híbridos se presentan en la Tabla 5.18.

Tabla 5.18: Valor presente (LCC) de los sistemas híbridos diseñados. Elaboración propia.

Número de colectores solares	Valor presente [CLP]					
	Largo intercambiador geotérmico [m]					
	100	150	200	289	300	350
1	\$ 24.008.380	\$ 24.177.687	\$ 24.506.926	\$ 24.987.218	\$ 25.089.129	\$ 25.572.412
2	\$ 25.602.890	\$ 25.786.673	\$ 26.122.386	\$ 26.601.174	\$ 26.703.004	\$ 27.181.562
3	\$ 27.711.825	\$ 27.917.020	\$ 28.243.427	\$ 28.732.434	\$ 28.835.883	\$ 29.292.014
4	\$ 28.711.503	\$ 28.936.344	\$ 29.264.045	\$ 29.747.279	\$ 29.853.630	\$ 30.308.579
6	\$ 32.506.347	\$ 32.740.482	\$ 33.055.708	\$ 33.544.903	\$ 33.655.869	\$ 34.102.099
8	\$ 35.491.950	\$ 35.728.029	\$ 36.048.182	\$ 36.544.674	\$ 36.646.150	\$ 37.084.855
12	\$ 44.231.247	\$ 44.489.118	\$ 44.802.950	\$ 45.296.271	\$ 45.402.368	\$ 45.829.308
16	\$ 55.659.871	\$ 55.929.365	\$ 56.240.708	\$ 56.739.023	\$ 56.845.071	\$ 57.260.952
18	\$ 58.811.898	\$ 59.069.511	\$ 59.383.728	\$ 59.875.944	\$ 59.986.693	\$ 60.401.722

5.5.6. Ahorro neto de los sistemas diseñados con respecto a caso base

La Tabla 5.19 presenta los ahorros netos que presentan los sistemas geotérmicos no híbridos con respecto al caso base. Se puede ver que todos los sistemas presentan ahorros, y el mayor ahorro se consigue con el sistema geotérmico con 100 metros de captador geotérmico horizontal. A medida que el captador geotérmico se hace más largo, el ahorro disminuye. Esto se puede deber a que los sistemas de colectores más largos implican un costo de inversión más alto y un menor ahorro neto con respecto al caso base.

Tabla 5.19: Ahorro neto de los sistemas geotérmicos no híbridos con respecto a caso base. Elaboración propia.

Ahorro neto de sistemas no híbridos con respecto a caso base [CLP]	
Sistema geotérmico 100 metros	\$ 4.299.371
Sistema geotérmico 150 metros	\$ 4.155.772
Sistema geotérmico 200 metros	\$ 3.843.147
Sistema geotérmico 289 metros	\$ 3.364.384
Sistema geotérmico 300 metros	\$ 3.270.847
Sistema geotérmico 350 metros	\$ 2.809.451

La Tabla 5.20 y la Figura 5.58 presentan el ahorro neto de los sistemas híbridos diseñados, con respecto al caso base. Como se puede apreciar, los valores de ahorro de la gran mayoría de los sistemas híbridos son negativos (a excepción de los sistemas híbridos con 1 colector solar y 100, 150 y 200 metros de colector geotérmico), lo que significa que en realidad no son ahorros, si no que son más gasto en comparación al sistema convencional.

El largo del intercambiador de calor geotérmico no incide tanto como el número de colectores solares en el valor del ahorro neto calculado (en valor negativo, significa más gasto en comparación al sistema convencional). A medida que aumenta la cantidad de colectores solares en el sistema híbrido, el gasto neto es mayor que el sistema convencional. Se puede deber a que el aumento de los costos de inversión es considerable en los sistemas hibridizados al agregar colectores solares y sumado a esto, mayores costos de mantención.

Tabla 5.20: Ahorro neto de sistemas híbridos con respecto a sistema convencional. Elaboración propia.

Número de colectores solares	Ahorro neto de los sistemas híbridos diseñados con respecto a caso base [CLP]					
	100	150	200	289	350	
1	\$ 623.422	\$ 454.116	\$ 124.877	-\$ 355.416	-\$ 457.326	-\$ 940.610
2	-\$ 971.088	-\$ 1.154.870	-\$ 1.490.583	-\$ 1.969.371	-\$ 2.071.201	-\$ 2.549.759
3	-\$ 3.080.022	-\$ 3.285.217	-\$ 3.611.624	-\$ 4.100.631	-\$ 4.204.080	-\$ 4.660.211
4	-\$ 4.079.701	-\$ 4.304.541	-\$ 4.632.243	-\$ 5.115.476	-\$ 5.221.827	-\$ 5.676.776
6	-\$ 7.874.544	-\$ 8.108.679	-\$ 8.423.905	-\$ 8.913.100	-\$ 9.024.066	-\$ 9.470.296
8	-\$ 10.860.147	-\$ 11.096.227	-\$ 11.416.379	-\$ 11.912.871	-\$ 12.014.347	-\$ 12.453.052
12	-\$ 19.599.444	-\$ 19.857.315	-\$ 20.171.147	-\$ 20.664.468	-\$ 20.770.565	-\$ 21.197.505
16	-\$ 31.028.069	-\$ 31.297.562	-\$ 31.608.905	-\$ 32.107.220	-\$ 32.213.268	-\$ 32.629.150
18	-\$ 34.180.096	-\$ 34.437.708	-\$ 34.751.925	-\$ 35.244.142	-\$ 35.354.891	-\$ 35.796.919

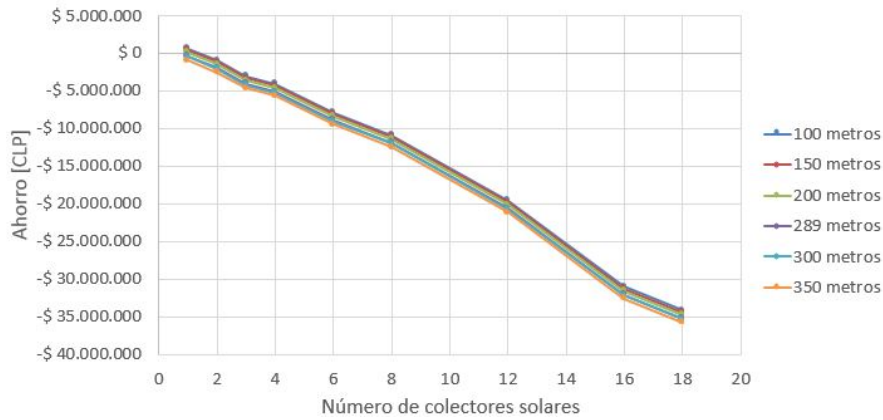


Figura 5.58: Ahorro neto de los sistemas híbridos diseñados con respecto al caso base. Elaboración propia.

5.5.7. Relación entre ahorro e inversión de todos los sistemas diseñados con respecto al sistema convencional

A continuación se presentan las Tablas 5.21 y 5.22, que muestran la relación ahorro/inversión de los sistemas geotérmicos no híbridos y sistemas híbridos con respecto al caso convencional (caso base). Con respecto a los sistemas geotérmicos no híbridos, todas las relaciones ahorro/inversión son mayores que 1. Esto significa que el ahorro de los sistemas geotérmicos no híbridos es mayor que su costo adicional de inversión con respecto al sistema convencional. Se aprecia que a medida que el colector geotérmico es más largo, la relación ahorro/inversión disminuye. Así, el proyecto más interesante en términos de relación ahorro/inversión es el proyecto geotérmico no híbrido con un colector geotérmico de 100 metros.

Tabla 5.21: Relación ahorro/inversión de sistemas no híbridos con respecto a sistema convencional. Elaboración propia.

Relación ahorro/inversión de sistemas no híbridos con respecto a caso base [CLP]	
Sistema geotérmico 100 metros	1,55
Sistema geotérmico 150 metros	1,52
Sistema geotérmico 200 metros	1,46
Sistema geotérmico 289 metros	1,39
Sistema geotérmico 300 metros	1,37
Sistema geotérmico 350 metros	1,31

En relación a los sistemas híbridos, se puede ver que sólo los sistemas con 1 colector solar y 100, 150 y 200 metros de colector geotérmico obtienen una relación ahorro/inversión mayor a 1. Todos los demás casos de sistemas híbridos, por lo que dejan de ser interesantes en términos de relación ahorro/inversión.

Tabla 5.22: Relación ahorro/inversión de los sistemas híbridos con respecto al caso convencional. Elaboración propia.

Relación ahorro/inversión con respecto a caso base						
Número de colectores solares	Largo intercambiador geotérmico [m]					
	100	150	200	289	300	350
1	1,05	1,04	1,01	0,97	0,96	0,93
2	0,93	0,92	0,89	0,86	0,86	0,83
3	0,80	0,79	0,77	0,75	0,75	0,73
4	0,75	0,74	0,73	0,71	0,70	0,68
6	0,60	0,60	0,59	0,57	0,57	0,56
8	0,52	0,51	0,51	0,49	0,49	0,48
12	0,36	0,36	0,35	0,35	0,35	0,34
16	0,25	0,25	0,24	0,24	0,24	0,24
18	0,22	0,22	0,22	0,22	0,22	0,21

Se tiene la Figura 5.59, que grafica la relación ahorro/inversión de los sistemas híbridos en función del número de colectores solares. A medida que aumentan los colectores solares en la instalación, la relación ahorro/inversión disminuye. Es decir, el ahorro se hace cada vez más pequeño versus la inversión adicional del sistema híbrido con respecto al sistema convencional. Cabe decir que el efecto de variar el largo del intercambiador de calor geotérmico es más notorio cuando se tienen pocos colectores solares (1, 2, 3 o 4 colectores) que cuando se tienen varios (igual a 6 o más). Cuando se tienen más de 6, se puede decir que el efecto es casi despreciable.

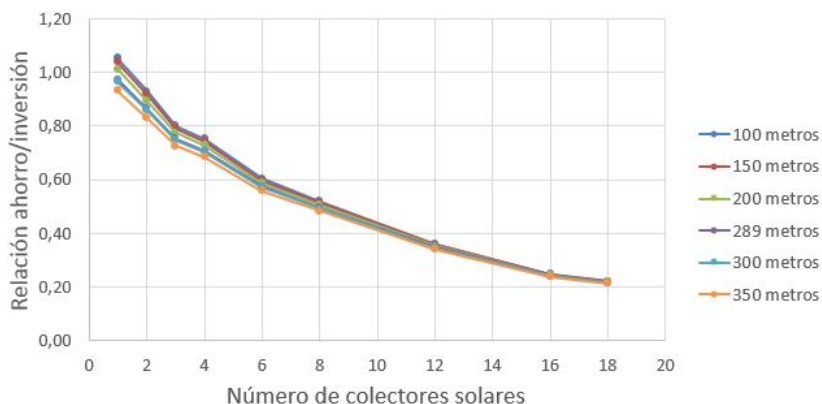


Figura 5.59: Relación ahorro/inversión de los sistemas híbridos con respecto al caso convencional. Elaboración propia.

5.5.8. Relación ahorro/inversión versus porcentaje de confort térmico de sistemas híbrido y geotérmico no híbrido con respecto a sistema convencional

La Figura 5.60 presenta la relación de ahorro/inversión de los sistemas geotérmicos no híbridos y sistemas híbridos con respecto al caso base versus el porcentaje de horas de confort térmico. Se puede notar que los sistemas híbridos y no híbridos presentan el mismo comportamiento: a medida que el porcentaje de horas de confort térmico es mayor, la relación ahorro/inversión es menor. Esto implica un “trade off” entre el grado confort térmico para el usuario y cuánto se ahorra en el largo plazo al invertir en sistemas más costosos.

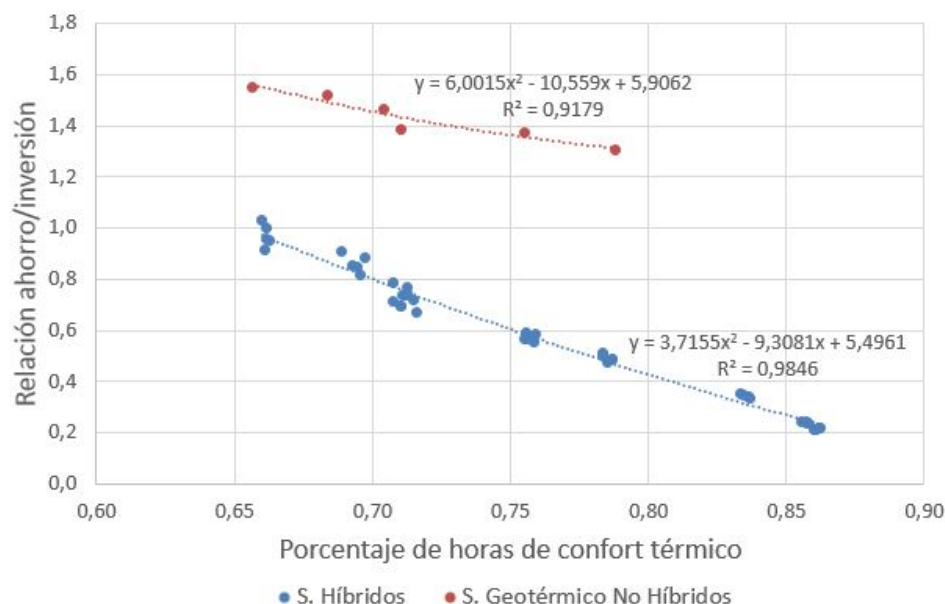


Figura 5.60: Relación ahorro/inversión versus porcentaje de horas de confort térmico de los sistemas híbridos y geotérmicos no híbridos. Elaboración propia.

Por otro lado, los casos geotérmicos no híbridos poseen mayores relaciones ahorro/inversión que los casos híbridos, para los mismos porcentajes de horas de confort térmico. Es decir, para el mismo grado de confort térmico, la no hibridación presenta un ahorro económico más conveniente por costo adicional de inversión que la no hibridación, respecto al caso base.

Capítulo 6

Discusión y Conclusiones

El enfoque principal de este trabajo de memoria es analizar técnica y económicamente un sistema de calefacción híbrido geotérmico solar para una vivienda unifamiliar ubicada en la localidad de Melipilla, Región Metropolitana de Chile. En base al estudio realizado, se puede discutir y concluir lo siguiente:

Los resultados de radiación solar incidente en las distintas fachadas de la casa demuestran que orientación de una superficie tiene directa relación con cuánta radiación recibe. Las fachadas norte y oeste son las que reciben mayor cantidad de radiación anual, y por tanto, suponiendo que la vivienda es real, las habitaciones ubicadas cerca de estas fachadas deben recibir mayor cantidad de energía solar en el tiempo. Si bien en este trabajo de tesis no se dividió la vivienda en distintas zonas térmicas, en la realidad la vivienda presenta distintas zonas térmicas.

Aquellos espacios ubicados en orientación norte u oriente tienden a tener mayores temperaturas dado que están más expuestos a la radiación solar. Por otro lado, los demás espacios tienden a experimentar menores temperaturas. Esto deja dos conclusiones: por un lado, si se quiere controlar el sistema de calefacción mediante termostato, lo óptimo en términos de confort térmico sería dividir la casa en distintas zonas térmicas, donde cada una tenga su propio control de calefacción y así se pueda mantener una temperatura confortable en cada una de las zonas térmicas a través de un control independiente.

Por otro lado, el fenómeno de la radiación solar en las distintas fachadas y la existencia de distintas zonas térmicas puede marcar las directrices de cómo definir la disposición de los espacios en la vivienda. Probablemente las zonas más habitadas no se dispongan en las zonas térmicas más frías, y en los baños y cocina no es necesario tener temperaturas confortables todo el tiempo. Considerar el confort térmico de las personas y las zonas térmicas de la vivienda, puede ayudar a diseñar viviendas más sustentables y con mayor ahorro en calefacción.

El cálculo de demanda anual de la vivienda obtenido ($57,72 \text{ kWh}$ por m^2 de superficie de la vivienda a calefaccionar) está acorde a los valores presentados en la literatura [71, 72]. Para viviendas con mejores estándares a la media en Chile, estos valores se encuentran entre 50 y 76 kWh por m^2 de superficie a calefaccionar al año.

Si bien la vivienda de estudio cumple con las exigencias térmicas, se encuentra que las pérdidas por transmisión a través de la envolvente son el principal flujo de energía que conforma la demanda de calefacción de la vivienda. En conjunto con tener un buen diseño del sistema de calefacción para tener ahorros energéticos a largo plazo, es altamente deseable que la envolvente tenga buenas características de aislación. Mientras más alta sea la capacidad de aislación de la envolvente, menor será la demanda requerida de la vivienda (y por tanto menos serán los costos de energía por calefacción). Los altos estándares de países desarrollados (en comparación a los estándares de Chile) hacen de las viviendas mucho más sustentables, y el consumo de calefacción disminuye al exigir mejores materiales aislantes.

Por otro lado, la hermeticidad también es un aspecto importante a considerar, ya que si bien en este estudio las infiltraciones no son un gran porcentaje en el cálculo de la demanda, un diseño de vivienda poco hermético puede generar que las pérdidas de infiltraciones sean grandes y aumenten la demanda térmica de calefacción.

El diseño de los distintos sistemas de calefacción: convencional, geotérmico no híbrido, solar no híbrido e híbrido entrega resultados de comportamiento térmico razonables. La diferencia de temperatura entre la entrada y la salida del piso radiante varía entre , la temperatura de piso radiante siempre es menor a 29 (cumpliendo con la normativa) y la temperatura de entrada del fluido al piso radiante comprende entre 35 y 50, una temperatura adecuada para la aplicación de piso radiante, que requiere de temperaturas no demasiado altas (en comparación a calefacción por radiadores, por ejemplo) para entregar calor a la casa.

A partir de los gráficos de calefacción de todos los sistemas diseñados presentados en la sección 5.3 se puede decir que los sistemas híbridos y geotérmicos no híbridos logran suplir la demanda requerida por la vivienda e incluso, entregan más calefacción de la requerida. Una opción que puede explicar esto es que el dimensionamiento de la bomba de calor puede ser un poco mayor a lo requerido por la vivienda. Si bien en [2] se indica que definir la bomba de calor a partir del 80 % de la demanda máxima es una opción que se ha utilizado más en el diseño de sistemas de calefacción en Noruega y que se ha dado mejor, esta recomendación apunta más a países con climas más fríos (típicamente, con temperaturas negativas en invierno). Para el caso de Melipilla, las temperaturas en invierno pocas veces son demasiado bajas, por lo que la demanda de calefacción es menor. Así que probablemente el dimensionamiento de la bomba de calor en el diseño del sistema de calefacción debiera ser menor (60 % de la demanda máxima podría ser una opción más razonable).

Se puede ver que el aumento del COP de la bomba de calor se relaciona directamente con el aumento de la temperatura de entrada del fluido del colector de captación a la bomba de calor. A medida que aumenta el colector geotérmico, el fluido gana más temperatura y por tanto también capta mayor cantidad de energía geotérmica, por lo que el COP aumentará. La hibridación del sistema geotérmico con colectores solares aumenta levemente la temperatura de entrada del fluido del colector de captación a la bomba de calor. Esto podría ser porque los colectores geotérmicos están enterrados a poca profundidad, y ante esto la inercia térmica para almacenar la energía en la tierra es menor. Por lo tanto no se nota un mejor desempeño de la bomba de calor al usar menos calor del terreno (esto podría notarse de mejor manera a profundidades mayores, donde al extraer menos energía del terreno se le da mayor oportunidad al terreno de recuperarse térmicamente, aumentando la temperatura en él, y así la

temperatura del fluido de trabajo y el desempeño de la bomba de calor). Independiente de los anterior, la hibridación tiene como consecuencia la disminución de las horas de utilización de la bomba de calor al año y por tanto, también la disminución de energía captada del terreno.

Junto a lo anterior, la hibridación mejora el coeficiente de desempeño estacional (SCOP) del sistema de calefacción. Al aumentar el número de colectores solares, se aprovecha mayormente el potencial de energía solar de la localidad. Esto tiene como consecuencia una menor utilización de la bomba de calor y una disminución en la utilización de la energía eléctrica de la red, generando mayores coeficientes de desempeño estacional. Este comportamiento aumenta al aumentar el número de colectores solares, según los resultados, sólo se da hasta los 16 colectores. Al pasar de 16 a 18 captadores solares, se observa una disminución del SCOP. Esto se podría dar porque el aumento del campo solar impulsa una mayor utilización de la bomba hidráulica del circuito solar al año y un mayor consumo de energía eléctrica asociada. Esta bomba hidráulica del el campo solar de 18 colectores está seleccionada según las pérdidas de carga calculadas que son grandes. Sin embargo, al revisar los cálculos, el aumento de la pérdida de carga entre 16 y 18 colectores es grande, lo que podría llevar a pensar en un sobredimensionamiento de éstas. Esto conlleva a la selección de una bomba hidráulica de alto gasto eléctrico, provocando altos consumos eléctricos. Se recomienda tener presente que las pérdidas de carga pueden ser un factor importante en los resultados finales de desempeño (y también económicos).

El sistema convencional presenta el menor coeficiente de desempeño estacional y el mayor lo presenta el sistema híbrido con un colector geotérmico de 150 metros y con 16 colectores solares. Analizando entre los sistemas híbridos, se puede decir que variar el número de colectores solares afecta de mayor manera el coeficiente de desempeño estacional en comparación a variar el largo del intercambiador de calor geotérmico.

Con respecto al confort térmico, entre los sistemas híbridos, el sistema con 18 colectores solares presenta el mayor porcentaje de horas de confort térmico. Además de esto, el sistema híbrido con 12 colectores solares ya entrega aproximadamente un 80 % de horas de confort térmico al año. Se puede ver que entre 1 y 18 colectores solares, los sistemas híbridos siempre presentan un mayor porcentaje de confort térmico que los sistemas solares no híbridos, pero el confort térmico de ambos tipos de sistemas se acercan a medida que se aumentan la cantidad de colectores solares.

Respecto a los sistemas solares no híbridos, estos entregan los valores más bajos de porcentaje de horas de confort térmico al tener en su instalación 6 colectores solares o menos. Con 8 colectores, el sistema solar no híbrido recién alcanza aproximadamente el 70 %. Si el campo solar es mayor, se alcanzan porcentajes de horas de confort térmico más altos: con 20 colectores se llega a más del 85 % y con un número de colectores solares mayor el porcentaje sigue en aumento. Sin embargo, habría que evaluar el costo de inversión de esos sistemas (este estudio sólo contempla hasta 18 colectores por la restricción del área disponible en el techo) y el espacio disponible para instalar en otro lugar (a nivel de suelo por ejemplo). Por otro lado, depende del usuario hasta donde pagar la inversión con tal de mejorar el confort térmico.

Según este estudio, el análisis se realiza contemplando una inclinación de los colectores solares igual a la latitud de la localidad más 15 grados (recomendado por la literatura como el

ángulo de inclinación óptimo para captar la mayor cantidad de radiación solar en la latitud de estudio), y dado que el techo no tiene esta inclinación, el costo de inversión aumenta debido al requerimiento de soportes. Por otro lado, instalar soportes cuando el campo solar es grande puede implicar mucho peso para el techo de la vivienda. Por tanto habría que analizar si cambiar la inclinación de los colectores afecta demasiado los resultados de desempeño, confort térmico y económicos. Sin embargo, este análisis no se considera en esta tesis y se recomienda para estudios futuros.

Comparando el sistema híbrido con el geotérmico no híbrido, se puede decir que hibridizar el sistema geotérmico no híbrido de 100 metros de colector geotérmico aumenta el porcentaje de horas de confort térmico al año pero esto no resulta con el sistema geotérmico no híbrido de 350 metros de colector geotérmico. Esto podría pasar porque al hibridizar se usa menos la bomba de calor (que en el caso de tener un colector geotérmico de 350 metros, entrega una cantidad de energía mayor que un colector de 100 metros). Así, el hibridizar un sistema con un colector de 350 metros se utiliza menos la bomba de calor, y por tanto también es menor la calefacción entregada a la vivienda en comparación a la hibridización de un sistema geotérmico no híbrido de 100 metros, que desde la no hibridización el sistema no entrega una gran cantidad de energía geotérmica, por lo que su hibridización permite entregar mayor cantidad de calefacción y aumentar el porcentaje de horas de confort térmico en la vivienda.

Con respecto a la inversión inicial de los sistemas híbridos y geotérmicos no híbridos, la bomba de calor afecta en un porcentaje importante (47 % y 35 %, respectivamente). Lograr comprar una bomba de calor de un costo más bajo sería muy conveniente para mejorar la rentabilidad de los proyectos híbridos y geotérmicos no híbridos. La construcción de las zanjas geotérmicas, las tuberías, la aislación, el fitting y accesorios afectan en menores porcentajes la inversión inicial, por lo que variar su costo no tiene un gran impacto. El sistema convencional es el sistema que tiene el costo de inversión menor (alrededor de 8 millones de pesos chilenos), los sistemas geotérmicos no híbridos tienen un costo de inversión del doble del costo de inversión del sistema convencional, aproximadamente. En cuanto a los sistemas híbridos, estos varían sus costos entre 20 y 53 millones de pesos chilenos, dependiendo del número de colectores y largo de colector geotérmico. Así, los sistemas híbridos varían su costo de inversión entre 2,6 y 6,6 veces el costo de inversión del sistema convencional. Esto puede ser una barrera económica que dificulte el incentivo a invertir en sistemas geotérmicos híbridos y no híbridos. Sumado a esto, el costo de mantención para los sistemas híbridos y geotérmicos no híbridos es más alto que para el sistema convencional. Sin embargo, los costos de operación por consumo de energía son altísimos en el caso convencional, por lo que todos los sistemas geotérmicos no híbridos e híbridos consiguen tener significativos ahorros totales a largo plazo por concepto de energía con respecto al sistema convencional.

En cuanto al análisis de costos de ciclo de vida, se tiene que todos los sistemas geotérmicos no híbridos diseñados tienen un LCC (valor presente) menor que el caso convencional. Por tanto, son una opción más rentable económicamente que el caso convencional a largo plazo, para la aplicación y localidad en específico. En relación a los sistemas híbridos, sólo tres casos son levemente más rentables que el caso convencional, a largo plazo. La gran mayoría de los casos híbridos no resultan ser más rentables que el caso convencional.

Comparando los casos híbridos con los casos geotérmicos no híbridos, se tiene que a par-

tir de la evaluación económica realizada, todos los casos híbridos presentan un LCC mayor que todos los casos geotérmicos no híbridos. A partir de esto, se puede decir que la hibridación de un sistema de calefacción a base de geotermia y energía solar no es conveniente en términos económicos para la localidad de estudio. El análisis LCC aplicado a los sistemas diseñados refleja que los sistemas geotérmicos no híbridos son la opción más conveniente para calefaccionar, incluso mejores que un sistema convencional. Por otro lado, su costo social y ambiental es mucho menor con respecto a un sistema de calefacción por caldera a gas, reduciendo enormemente las emisiones de CO_2 .

El hecho de obtener LCC tan altos para los casos híbridos es producto de sus altos costos de inversión, y los ahorros operacionales por energía en la hibridación no logran contrarrestar el gran efecto de la inversión (con respecto a la no hibridación). En una localidad como Melipilla, donde las temperaturas no son tan bajas como otras localidades del mundo (Canadá, Rusia, Noruega), el consumo de electricidad es menor y por tanto el ahorro en consumo de electricidad tendrá muy poco efecto en el análisis económico. En casos donde el consumo de electricidad por calefacción es superior se ha podido verificar que la hibridación es una opción factible técnicamente. En la revisión bibliográfica se pudo ver que en lugares fríos pero con alta radiación solar, como Ontario en Canadá, Seoul en Corea o Beijing en China, se consigue que un sistema híbrido sea más rentable económicamente que un sistema no híbrido. En Chile, las ciudades del norte y centro no son tan frías, incluso varias ciudades del sur tampoco son tan frías. Habría que considerar ciudades frías y con radiación en Chile, con Punta Arenas o Coyhaique. Sin embargo, hay que considerar el factor del masivo uso de la leña en el sur, ya que es un recurso muy barato en estas localidades y es una dificultad importante al competir económicamente con ella.

Por otro lado, la aplicación del sistema de calefacción es para una vivienda unifamiliar, implicando bajas demandas de calefacción al año. Según la literatura, cuanto mayor sea la casa, edificio o proyecto, el costo de capital de un sistema geotérmico será proporcionalmente menor y la tecnología será más atractiva desde el punto de vista económico. Por tanto, para una hibridación lo más probable es que sea más atractiva para edificios de varios pisos, un conjunto de viviendas o una aplicación industrial. En el caso del estudio de F. Pardo, se puso ver que la hibridación en edificios consigue ser levemente más rentable que la no hibridación en localidades como Santiago, Osorno y Coyhaique.

Se concluye la existencia de un “trade off” entre la relación ahorro/inversión de los sistemas híbridos y geotérmicos no híbridos con respecto a su porcentaje de horas de confort térmico. A mayor porcentaje de horas de confort térmico, menor es la relación de ahorro/inversión. Por tanto, depende del usuario cuánto ahorro y grado de confort solicita para la determinación de la mejor opción. Otro aspecto a concluir es que los casos no híbridos presentan mayor relación ahorro/inversión que los casos híbridos, para los mismos porcentajes de horas de confort térmico.

Se propone como trabajos futuros analizar la hibridación en localidades frías de Chile que dispongan de radiación solar como Punta Arenas o Coyhaique, variar la aplicación de estudio a una que demande mayores cantidades de energía anual en comparación a una vivienda: un edificio grande de oficinas o un conjunto de viviendas. En el aspecto técnico se podría estudiar también el efecto de cambiar la configuración del sistema de captación

geotérmico en el terreno en el coeficiente de desempeño estacional del sistema de calefacción. La disposición en serie o paralelo pueden variar el desempeño y la economía operacional del sistema, dependiendo de la localidad y el clima.

Otro trabajo futuro que se propone es evaluar la factibilidad técnica y económica de sistemas solares no híbridos para calefaccionar viviendas (quizás ampliar el estudio a un conjunto de viviendas), considerando el grado de confort que entregan, la disponibilidad de espacio para un área de colectores solares mayor a la permitida en el techo y la inclinación adecuada de los colectores (ya que grandes campos de colectores con soportes en el techo pueden ser un peso importante).

En conclusión, para la vivienda en estudio localizada en Melipilla, los proyectos geotérmicos no híbridos diseñados son más rentables y proporcionan mayor relación ahorro/inversión que los sistemas híbridos, para los mismos porcentajes de horas de confort térmico. Los sistemas geotérmicos no híbridos diseñados son más rentables económicamente que el sistema convencional a largo plazo, para la vivienda y localidad de estudio.

Bibliografía

- [1] Mary H. Dickson y Mario Fanelli. *Geothermal energy: utilization and technology*. United Nations Educational, Scientific and Cultural Organization (UNESCO), Paris, Francia, 2003.
- [2] David Banks. *An introduction to thermogeology: Ground Source Heating and Cooling*. Blackwell Publishing Ltd., Washington DC, U.S.A., 2nd edition, 2008.
- [3] Asociación Técnica Española de Climatización y Refrigeración (ATECYR). *Guía Técnica: Diseño de sistemas de bomba de calor geotérmica*. IDAE, Madrid, España, 2010.
- [4] Farzin M. Rad. Viability of hybrid ground source heat pump system with solar thermal collectors. Master's thesis, Ryerson University, Toronto, Ontario, Canadá, 2009. Theses and dissertations.
- [5] Qiang Si, Masaya Okumiya, and Xiaosong Zhang. Performance evaluation and optimization of a novel solar-ground source heat pump system. *Energy and Buildings*, 70:237–245, 2014.
- [6] CNN Chile. 90% de la energía sería renovable en 2050 en Chile. url: <https://cnnespanol.cnn.com/2017/06/30/90-de-la-energia-seria-renovable-en-2050-en-chile/>, 2017. Accedido Noviembre 2018.
- [7] Ministerio de Energía División de Eficiencia Energética. Guía práctica para el buen uso de la leña: leña seca - leña eficiente, 2014.
- [8] Vincent Helpin, M Kummert, and Odile Cauret. Experimental and simulation study of hybrid ground source heat pump systems with unglazed solar collectors for french office buildings. *Proceedings of Building Simulation 2011: 12th Conference of International Building Performance Simulation Association*, pages 2957–2964, 01 2011.
- [9] Aymeric Girard, Eulalia Jadraque Gago, Tariq Muneer, and Gustavo Caceres. Higher ground source heat pump cop in a residential building through the use of solar thermal collectors. *Renewable energy*, 80:26–39, 2015.
- [10] Min Gyung Yu, Yujin Nam, Youngdong Yu, and Janghoo Seo. Study on the system design of a solar assisted ground heat pump system using dynamic simulation. *Energies*, 9(4):291, 2016.

- [11] Rodrigo A. Rosa Contreras. *Diseño de intercambiador geotérmico horizontal cerrado para bomba de calor geotérmica aplicada en la calefacción de una edificación con uso de oficina, en Puerto Montt*. PhD thesis, Escuela de Construcción Civil, Facultad de Ciencias de la Ingeniería, Universidad Austral de Chile, 2009.
- [12] Nicolás Hurtado Arroyo. Evaluación del uso de bombas de calor geotérmicas en invernaderos. *Repositorio Académico de la Universidad de Chile*, 2017.
- [13] Bruno Ortega. Evaluación de un sistema de climatización con bomba de calor geotérmica para una casa representativa en diferentes climas de Chile. *Universidad de Chile*, 2017.
- [14] Mauro Vielma. Diseño e integración de energía geotérmica de baja entalpía aplicada a proyectos de construcción residencial. *Universidad de Chile*, 2013.
- [15] Felipe Andrés Pardo Yáñez. Factibilidad técnica y económica de bombas de calor geotérmicas con apoyo solar para calefacción de edificios en Chile. *Repositorio Académico de la Universidad de Chile*, 2017.
- [16] S.A. Klein et al. *TRNSYS 17: A Transient System Simulation Program. Volume 5: Multizone Building modeling with Type 56 and TRNBuild*. Univ. of Wisconsin-Madison, Solar Energy Laboratory, Madison, Wisconsin, U.S.A., 2014.
- [17] S.A. Klein et al. *TRNSYS 17: A Transient System Simulation Program. Volume 4: Mathematical Reference*. Univ. of Wisconsin-Madison, Solar Energy Laboratory, Madison, Wisconsin, U.S.A., 2014.
- [18] John A. Duffie and William A. Beckman. *Solar Engineering of Thermal Processes*. John Wiley & Sons, Wisconsin, U.S.A., 4ta edición, 2013.
- [19] Ramesh Chandra Arora. *Refrigeration and Air Conditioning*. PHI Learning Private Limited, Delhi, reprint edition, 2015.
- [20] Yunus A Cengel and Afshin J Ghajar. *Transferencia de calor y masa: fundamentos y aplicaciones*. McGraw-Hill Interamericana, 4th edition edition, 2011.
- [21] Instituto Nacional de Normalización (INN). *Norma Chilena NCh2485.Of2000 Instalaciones domiciliarias de agua potable - Diseño, cálculo y requisitos de las redes interiores*. International Organization for Standardization (ISO) y Comisión Panamericana de normas técnicas (COPANT), Santiago, Chile, 2000.
- [22] Philip M Gerhart, Andrew L Gerhart, and John I Hochstein. *Munson, Young and Okiishi's Fundamentals of Fluid Mechanics, Binder Ready Version*. John Wiley & Sons, 2016.
- [23] Asociación Técnica Española de Climatización y Refrigeración (ATECYR). *Guía Técnica: Selección de Equipos de Transporte de Fluidos*. IDAE, Madrid, España, 2012.
- [24] Asociación Española de Normalización y Certificación (AENOR), Madrid, España. *Norma Española UNE 100-155-88 Climatización: Cálculo de vasos de expansión*, 1988.

- [25] Secretaria de Estado de Energía. *Reglamento de instalaciones térmicas en los edificios*. Ministerio de Industria, Energía y Turismo, Madrid, España, 2013.
- [26] Howard N. Shapiro Michael J. Moran. *Fundamentos de termodinámica técnica*. Reverté S.A., Barcelona, España, 4ta edition, 2004.
- [27] William E. Glassley. *Geothermal Energy: Renewable Energy and the Environment*. Taylor and Francis Group, Florida, U.S.A., 2010.
- [28] Sven Harfagard, Ignacio Sánchez, Mauricio Florez, and Daniel González Castellví. Informe final: estado de desarrollo de proyectos de bombas de calor geotérmicas instalados en Chile. *Aiguasol y Ministerio de energía*, 2016.
- [29] M. Conde Engineering. Thermophysical properties of brines—models, conde engineering. url: <http://www.mrc-eng.com/Downloads/Brine%20Properties.pdf>, 2011. Accedido Marzo 2018.
- [30] Tigre Chile. Catálogo técnico: Polietileno de alta densidad. *Tigre Chile S.A.*, 2016.
- [31] Tigre Chile. Catálogo técnico: Fusión ppr. *Tigre Chile S.A.*, 2016.
- [32] Chemieuro. Polietileno de media densidad. url: <https://www.chemieuro.com/es/polymer-catalogue/polyolefines/medium-density-polyethylene-mdpe/>, 2018. Accedido Mayo 2018.
- [33] Uponor. *Manual Técnico de Climatización Invisible Residencial*. Uponor Hispania, S.A.U., Madrid, España, 2013.
- [34] Blansol S.A. Manual técnico suelo radiante.
- [35] Adrián Ladeza González. Influencia del caudal en el rendimiento de sistemas de energía solar para ACS. Departamento de Ingeniería Energética, Escuela Técnica Superior de Ingeniería, Universidad de Sevilla, 2016.
- [36] Cristina Daimiel Borrallo. Diseño y dimensionado de una instalación de calefacción y ACS mediante energía solar térmica para una vivienda unifamiliar. *Depto. de Ingeniería Energética Escuela Técnica Superior de Ingeniería Universidad de Sevilla*, 2016.
- [37] Observatorio Tecnológico de la Energía. Mapa tecnológico: Calor y frío renovables. Área tecnológica: Energía solar térmica. *Ministerio de Industria, Turismo y Comercio e Instituto para la Diversificación y Ahorro de la Energía (IDAE)*, 2012.
- [38] Ministerio de Energía y Global Environment Facility (GEF). Ficha técnica de diseño e instalación: Sistema solar térmico forzado para viviendas unifamiliares. *Ministerio de Energía*, 2016.
- [39] Subsecretaría de Hacienda Gobierno de Chile, Ministerio de Hacienda. Reglamento ley 20.365 franquicia tributaria respecto de sistemas solares térmicos. *Biblioteca del Congreso Nacional de Chile*, 2008.

- [40] Institut für Solartechnik SPF. Online collector test reports. url: <http://www.spf.ch/>, 2004. Accedido Agosto 2018.
- [41] Waldo Bustamante G. Guía de diseño para la eficiencia energética en la vivienda social. *Ministerio de Vivienda y Urbanismo*, 2009.
- [42] Juan Carlos Martínez, Cristián Yáñez, Rodrigo Escobar, Sebastián Encina, and Pablo Jiménez. Sistemas solares térmicos ii, guía de diseño e instalación para grandes sistemas de agua caliente sanitaria. *Santiago, Chile, Programa de las Naciones Unidas para el Desarrollo (PNUD)*, 2010.
- [43] Ministerio de Vivienda y Urbanismo. *Manual Sistemas Solares Térmicos*. Gobierno de Chile, Santiago de Chile, 2014.
- [44] Francisco Baños Gil. Blog arquitectnide. url: <http://arquitectnide.blogspot.com/2013/01/sistemas-de-energia-solar-termica-de.html>, 2013. Accedido Octubre 2018.
- [45] Asociación Técnica Española de Climatización y Refrigeración (ATECYR). *Guía Técnica: Diseño de centrales de calor eficientes*. IDAE, Madrid, España, 2010.
- [46] Asociación Técnica Española de Climatización y Refrigeración (ATECYR). *Guía Técnica: Instalaciones de Calefacción Individual*. IDAE, Madrid, España, 2010.
- [47] Marcelo Cortés. Algunas consideraciones sobre energía y gas licuado. In *Instalaciones a gas: Decreto N° 66, a cinco años de su promulgación y Lanzamiento de Anuario Energético 2013*. Gasco S.A., Corporación de Desarrollo Tecnológico (CDT), 2013.
- [48] József M Nyers and Árpád J Nyers. Cop of heating-cooling system with heat pump. In *Exploitation of Renewable Energy Sources (EXPRES), 2011 IEEE 3rd International Symposium on*, pages 17–21. IEEE, 2011.
- [49] Sieglinde K.Fuller y Stephen R. Petersen. *Life-Cycle Costing Manual for the Federal Energy Management Program*. U.S. Department of Commerce, Washington DC, U.S.A., 1995 edition, 1995.
- [50] Eduardo Contreras. El capm y la estimación de tasas de descuento. *Revista Dinero*, 2011. url: <https://www.dii.uchile.cl/wp-content/uploads/2011/11/REVISTA-DINERO-Tutorial-Eduardo-Contreras.pdf>.
- [51] Ministerio de Agricultura. Red agrometeorológica del instituto de investigaciones agropecuarias (inia). url: <http://agromet.inia.cl/estaciones.php>. Accedido Marzo 2018.
- [52] D.E. Bradley J.W. Thornton et al. *TessLibs 17: Component Libraries for the TRNSYS Simulation Environment. Volume 4: GHP Library Mathematical Reference*. TESS - Thermal Energy Systems Specialists, Madison, Wisconsin, U.S.A., 2014.
- [53] Cristina Daimiel Borrallo. Diseño y dimensionado de una instalación de calefacción y acs mediante energía solar térmica para una vivienda unifamiliar. *Dep. Ingeniería*

Energética. Escuela Técnica Superior de Ingeniería. Universidad de Sevilla, 2016.

- [54] Ministerio de Energía. Explorador solar. url: <http://www.minenergia.cl/exploradorsolar/>. Accedido Enero 2017.
- [55] Rodolfo Reyes. Consulta por características constructivas de vivienda de estudio [en línea]. En: <ale.varc93@gmail.com>06 de Noviembre de 2017 <rreyes@calder.cl>[Consulta: 03 de Noviembre de 2017]. Accedido Marzo 2018.
- [56] Luis Goldsack Jarpa. Control de las características térmicas de los materiales. url: https://www.u-cursos.cl/fau/2010/1/AO305/1/material_docente/, 2010. Accedido Enero 2018.
- [57] Instituto Nacional de Normalización. *Norma Técnica Chilena NCh853.Of91 Acondicionamiento térmico - Envoltente Térmica de edificios - Cálculo de resistencias y transmitancias térmicas*. International Organization for standardization (ISO) and Comisión Panamericana de normas técnicas (COPANT), Chile, 1991.
- [58] Asociación Española de Normalización y Certificación. *Norma española UNE-EN 13986. Tableros derivados de la madera para utilización en la construcción: características, evaluación de la conformidad y marcado*. Comité Europeo de Normalización, Madrid, España, 2006.
- [59] Ministerio de Vivienda y Urbanismo e Instituto de la Construcción. Manual de aplicación reglamentación térmica, 2006.
- [60] R Parsons. *Ashrae fundamentals handbook. American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc.(ASHRAE), Atlanta, 1997.*
- [61] Carrier Corporation. Aquazone 50psw036-360 water-to-water source heat pump with puron refrigerant (r-410a): Product data. *Carrier Corporation, Siracusa, Nueva York, U.S.A.*, pages 10–11, 2009.
- [62] Nicolás Hurtado and Mauricio Muñoz (CEGA). Consultas. Datos sobre propiedades del suelo en la Región Metropolitana, 2018.
- [63] Oscar Seguel Walter Luzio (auth.) Manuel Casanova, Osvaldo Salazar. *The Soils of Chile*. World Soils Book Series. Springer Netherlands, 1 edition, 2013.
- [64] Secretaría de Energía. Decreto número 66: Reglamento de instalaciones interiores y medidores de gas. *Gobierno de Chile, 2007.*
- [65] Aswath Damodaran. Damodaran online: Betas. url: http://pages.stern.nyu.edu/~adamodar/New_Home_Page/datafile/Betas.html. Accedido Octubre 2018.
- [66] Banco Central. Base de datos estadísticos: Tasas de interés. url: <https://si3.bcentral.cl/Siete/secure/cuadros/arboles.aspx>. Accedido Octubre 2018.
- [67] Bolsa de Comercio de Santiago. Índices bursátiles: Ipsa. url:

- <http://www.bolsadesantiago.com/>. Accedido Octubre 2018.
- [68] CGE. Tarifas. url: http://www.cge.cl/wp-content/uploads/2015/11/CGE_Tarifas-de-Suministro_Octubre-2018.pdf. Accedido Octubre 2018.
- [69] Gasco. Tarifas cilindros de gas. url: <https://www.gasco.cl/>. Accedido Octubre 2018.
- [70] Hunterdouglas. Guía básica para fachadas ventiladas y protección solar: envolventes inteligentes. url: https://www.hunterdouglas.cl/ap/uploads/cl/guia_solar_sustantibilidad.pdf. Accedido Noviembre 2018.
- [71] P. Martínez H. Santa María W. Bustamante, R. Cepeda. *Camino al Bicentenario, Propuestas para Chile: Capítulo IX. Eficiencia Energética en vivienda social: un desafío posible*. Centro de Políticas Públicas de la Universidad Católica de Chile, Santiago, Chile, 4ta edition, 2009.
- [72] A. Navarrete T. *Desafíos en Calefacción Residencial*. MINVU, Santiago, Chile, 2014.
- [73] Burkhard Sanner, Constantine Karytsas, Dimitrios Mendrinos, and Ladislaus Rybach. Current status of ground source heat pumps and underground thermal energy storage in europe. *Geothermics*, 32(4-6):579–588, 2003.
- [74] S.A. Klein et al. *TRNSYS 17: A Transient System Simulation Program. Volume 7: Programmer's guide*. Univ. of Wisconsin-Madison, Solar Energy Laboratory, Madison, Wisconsin, U.S.A., 2014.
- [75] María Inmaculada Bautista Carrascosa. Cálculo de la radiación solar extraterrestre en función de la latitud y la declinación solar. *Universitat Politècnica de València*, 2016.
- [76] HS Carslaw and JC Jaeger. *Conduction of heat in solids: Oxford Science Publications*. Oxford, England, 1959.

Anexos

Anexo A

Cálculo de radiación en superficie inclinada

Para obtener los datos de la radiación en superficie inclinada, se debe determinar el zenit solar θ_z . Para esto se utiliza la siguiente ecuación

$$\cos \theta_z = \sin \delta \cdot \sin \phi + \cos \phi \cdot \cos \delta \cdot \cos \omega \quad (\text{A.1})$$

donde θ_z es el zenit solar en $[\circ]$, ϕ es la latitud correspondiente a la localidad en $[\circ]$, δ es el ángulo de declinación solar en $[\circ]$ y ω es el ángulo en $[\circ]$ e igual a $(t \cdot 360)/24$, con t la hora del día (en formato de 24 horas) [74].

El ángulo de declinación solar δ se obtiene como

$$\delta = 23,45 \cdot \sin \left[\frac{360 \cdot (284 + n)}{365} \right] \quad (\text{A.2})$$

donde n es el número del día, siendo igual a 1 para el 01 de Enero [19].

También se requiere el azimut solar γ_s , definido por

$$\sin \gamma_s = \frac{\cos \delta \cdot \sin \omega}{\sin \theta_z} \quad (\text{A.3})$$

donde γ_s es el azimut solar en $[\circ]$, θ_z es el zenit solar en $[\circ]$, δ es el ángulo de declinación solar en $[\circ]$ y ω es el ángulo en $[\circ]$ e igual a $(t \cdot 360)/24$, con t la hora del día (en formato de 24 horas) [74].

Para calcular la radiación directa sobre una superficie inclinada, primero se calcula el factor geométrico R_b (razón entre la radiación directa sobre una superficie inclinada y la radiación directa sobre la superficie horizontal [74]) con

$$R_b = \frac{\cos \theta}{\cos \theta_z} \quad (\text{A.4})$$

donde $\cos \theta$ se expresa como

$$\cos \theta = \cos \theta_z \cdot \cos \beta + \sin \theta_z \cdot \cos(\gamma_s - \gamma) \cdot \sin \beta \quad (\text{A.5})$$

En la Ecuación A.5, θ es el ángulo de incidencia de la radiación directa sobre la superficie inclinada en $[\circ]$, β es el ángulo de inclinación de la superficie en $[\circ]$ y γ es el ángulo azimut de la superficie inclinada en $[\circ]$.

Algunos de los ángulos mencionados en las ecuaciones previas se muestran en la Figura A.1:

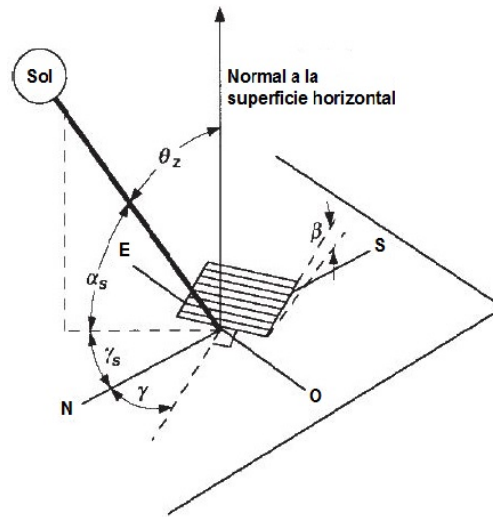


Figura A.1: Ángulo de altitud solar, zenit solar, inclinación, ángulo azimut de superficie y ángulo azimut solar para una superficie inclinada. Modificación a partir de [18].

Así, se obtiene la radiación directa en la superficie inclinada I_{bT}

$$I_{bT} = I_b \cdot R_b \quad (\text{A.6})$$

donde I_b es la radiación directa en la horizontal, en unidades de $[W/m^2]$. La contribución de la radiación reflejada en la superficie inclinada es calculada asumiendo que el suelo actúa como un reflector isotrópico y definiendo R_r como el cociente entre la radiación reflejada en una superficie inclinada y la radiación global en la superficie horizontal [74]. Así, se define el parámetro R_r :

$$R_r = 0,5 \cdot (1 - \cos \beta) \cdot \rho_g \quad (\text{A.7})$$

donde ρ_g es la reflectancia del suelo, que por lo general es 0,2 [16]. Así, se obtiene la radiación reflejada I_{gT}

$$I_{gT} = I \cdot R_r \quad (\text{A.8})$$

donde I es la radiación global en la superficie horizontal, en unidades de $[W/m^2]$. La contribución de la radiación difusa se calcula mediante el modelo desarrollado por Perez et al. en 1999 [74]. Se define la claridad del cielo ε como

$$\varepsilon = \frac{\frac{(I_d + I_{dn})}{I_d} + 1,041 \cdot (\theta_z)^3}{1 + 1,041 \cdot (\theta_z)^3} \quad (\text{A.9})$$

donde I_{dn} es la radiación directa normal, en unidades de $[W/m^2]$. El brillo solar Δ se define por

$$\Delta = \frac{I_d}{I_o} \quad (\text{A.10})$$

donde I_o es la radiación extraterrestre, en unidades de $[W/m^2]$. En la literatura se entregan formas de calcular la radiación extraterrestre en función de la latitud y la declinación solar [75]. Los parámetros claridad del cielo y brillo del cielo son utilizados para calcular los coeficientes de brillo reducido F'_1 y F'_2

$$F'_1 = F_{11}(\varepsilon) + F_{12}(\varepsilon) \cdot \Delta + F_{13}(\varepsilon) \cdot \theta_z \quad (\text{A.11})$$

$$F'_2 = F_{21}(\varepsilon) + F_{22}(\varepsilon) \cdot \Delta + F_{23}(\varepsilon) \cdot \theta_z \quad (\text{A.12})$$

Los coeficientes F_{11} y F_{21} (coeficientes de Pérez) son adimensionales y se obtienen de la Tabla A.1:

Tabla A.1: Coeficientes de Pérez. Fuente: [74].

eBin	F_{11}	F_{12}	F_{13}	F_{21}	F_{22}	F_{23}
1	-0.0083117	0.5877285	-0.0620636	-0.0596012	0.0721249	-0.0220216
2	0.1299457	0.6825954	-0.1513752	-0.0189325	0.0659650	-0.0288748
3	0.3296958	0.4868735	-0.2210958	0.0554140	-0.0639588	-0.0260542
4	0.5682053	0.1874525	-0.2951290	0.1088631	-0.1519229	-0.0139754
5	0.8730280	-0.3920403	-0.3616149	0.2255647	-0.4620442	-0.0012448
6	1.1326077	-1.2367284	-0.4118494	0.2877813	-0.8230357	0.0558651
7	1.0601591	-1.5999137	-0.3589221	0.2642124	-1.1272340	0.1310694
8	0.6777470	-0.3272588	-0.2504286	0.2642124	-1.3765031	0.2506212

La magnitud de los coeficientes de brillo reducido ponderan los componentes circunsolar, de brillo horizontal y de radiación difusa isotrópica. La locación angular de la región circunsolar es determinada por la razón a/c

$$a/c = \frac{\max(0^\circ, \cos \theta)}{\max(\cos 85^\circ, \cos \theta_z)} \quad (\text{A.13})$$

La radiación difusa en una superficie inclinada I_{dT} (en unidades de $[W/m^2]$) se estima como

$$I_{dT} = I_d \cdot (0,5 \cdot (1 - F_1') \cdot (1 + \cos \beta) + F_1' \cdot (a/c) + F_2' \cdot \sin \beta) \quad (\text{A.14})$$

Finalmente, la radiación global incidente en una superficie inclinada se determina (en unidades de $[W/m^2]$) por

$$I_T = I_{bT} + I_{dT} + I_{gT} \quad (\text{A.15})$$

Anexo B

Cálculo de resistencia térmica de intercambiadores horizontales

El cálculo de la resistencia térmica de los intercambiadores es una de las partes más delicadas de todo el proceso de diseño. La resistencia térmica del intercambiador depende del tipo de tubería, del tipo de suelo, del tipo de configuración del intercambiador de calor enterrado y del tiempo de funcionamiento de este. Los métodos para su cálculo se especifican a continuación.

A fin de tener en cuenta los efectos de oscilación térmica de la superficie (ya que en el caso de intercambiadores horizontales, por su baja profundidad, no sería correcto suponer que la temperatura del suelo es constante), se simula la existencia de ésta mediante la introducción de los llamados tubos imagen, simétricamente dispuestos respecto a los reales, tal como se muestra en el diagrama adjunto (Figura B.1). El procedimiento consiste en tres pasos:

1) Hallar el valor de la R_s para cada tubo del intercambiador por separado, dicho valor puede calcularse a partir de la siguiente ecuación:

$$R_s = \frac{1}{4\pi\lambda} \cdot E_i(-r^2/(4\alpha t)) \quad (\text{B.1})$$

donde E_i denota la función integral exponencial [76], λ indica la conductividad térmica del terreno en $[W/m \cdot K]$, α indica la difusividad térmica del terreno en $[m^2/s]$, r indica el radio del intercambiador geotérmico en $[m]$ y t indicaría el tiempo de uso del intercambiador geotérmico $[s]$.

Como cálculo previo al segundo paso, es necesario conocer la distancia de cada tubo a todos los demás incluyendo los tubos imagen simétricamente dispuestos con respecto a la superficie.

En la Figura B.1 se muestra un ejemplo para un intercambiador con dos tuberías enterradas.

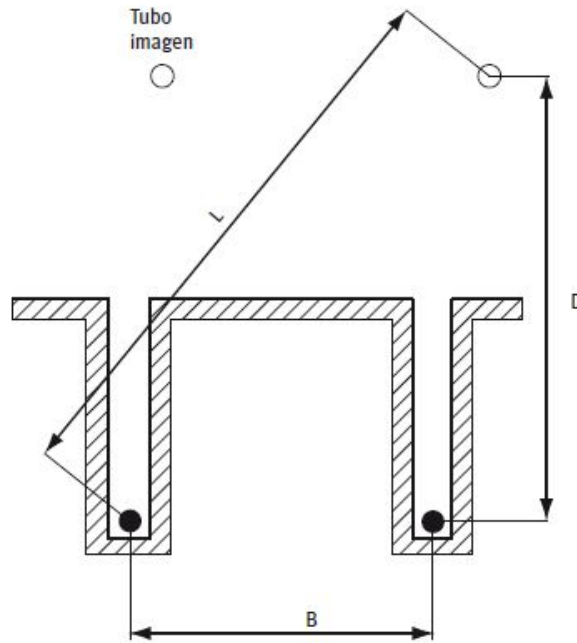


Figura B.1: Ejemplo intercambiador de dos tuberías horizontales enterradas. Fuente: [3].

Donde $L = (B^2 + D^2)^{1/2}$

2) Aplicar la fórmula del apartado 1 para calcular la R_s a todas las distancias calculadas en el punto anterior. Sumar el valor R_s de los tubos del intercambiador enterrado y restar el valor R_s de los tubos imágenes.

3) El valor R_s del intercambiador geotérmico será el resultado del valor obtenido en el apartado 2 dividido por el número total de los tubos (sin contar los tubos imagen).

Ejemplo de cálculo de la R_s para intercambiador horizontal:

- Intercambiador horizontal geotérmico: dos tuberías enterradas
- Difusividad térmica: $0,645 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$
- Conductividad térmica: $1,3 \text{ W/mK}$
- Profundidad de tuberías: $1,2 \text{ m}$
- Separación entre tuberías: $0,6 \text{ m}$
- Radio tubería: 25 mm
- Horas de uso del intercambiador: 1.000 hr

(a) Calcular la distancia de cada tubo a los demás incluyendo los tubos imagen y calcular la R_s asociada a dicha distancia:

Tabla B.1: Ejemplo intercambiador de dos tuberías horizontales enterradas. Fuente: [3].

	Distancia	Rs
Tubo 1 a 1	0,0125 m (radio del tubo)	0,6376
Tubo 1 a 2	0,600 m	0,1660
Tubo 1 a 3 (tubo imagen)	2,400 m	0,0267
Tubo 1 a 4 (tubo imagen)	2,474 m	0,0251
Tubo 2 a 1	0,600 m	0,1660
Tubo 2 a 2	0,0125 m	0,6376
Tubo 2 a 3 (tubo imagen)	2,474 m	0,0251
Tubo 2 a 4 (tubo imagen)	2,400 m	0,0267

(b) Cálculo de la resistencia térmica por tubería:

$$R_s = (0,63776 + 0,1660 - 0,0267 - 0,0251 + 0,1660 + 0,6376 - 0,0251 - 0,0267) / 2 = 0,7518 [m \cdot K / W]$$

Anexo C

Selección de diámetro y fluido anticongelante para colectores geotérmicos

Las Tablas C.1 y C.2 presentan los cálculos realizados para la selección de diámetros del intercambiador de calor geotérmico y la selección del fluido anticongelante en el fluido de trabajo del sistema de captación geotérmico.

Tabla C.1: Evaluación de pérdidas de carga para selección de diámetro de el colector geotérmico con etilenglicol como anticongelante en la mezcla. Elaboración propia.

Caudal m ³ /s	Pérdidas de carga en m.c.a. de fluido: agua + 25% etilenglicol, en tubos HDPE de 100 metros (considerando T=5°C)														
	16 mm			20,4 mm			26 mm			32,6 mm			40,8 mm		
	Pérdida [m.c.a.]	Velocidad [m/s]	Reynolds	Pérdida [m.c.a.]	Velocidad [m/s]	Reynolds	Pérdida [m.c.a.]	Velocidad [m/s]	Reynolds	Pérdida [m.c.a.]	Velocidad [m/s]	Reynolds	Pérdida [m.c.a.]	Velocidad [m/s]	Reynolds
0.0001	4.278	0.529	8725.357	1.348	0.326	6843.418	0.426	0.201	5369.451	0.145	0.128	4282.384	0.050	0.081	3421.709
0.00028	23.821	1.412	23261.609	7.507	0.868	18244.399	2.370	0.535	14314.836	0.809	0.340	11416.741	0.278	0.217	9122.200
0.00029	25.310	1.461	24081.257	7.976	0.899	18987.280	2.518	0.553	14819.235	0.859	0.352	11819.022	0.296	0.225	9443.630
0.00030	26.837	1.511	24900.905	8.458	0.929	19530.122	2.670	0.572	15323.834	0.911	0.364	12221.303	0.314	0.232	9765.061
0.00031	28.403	1.561	25720.553	8.951	0.960	20172.983	2.826	0.591	15828.033	0.964	0.376	12623.584	0.332	0.240	10086.491
0.00032	30.007	1.610	26540.201	9.457	0.991	20815.844	2.986	0.610	16332.431	1.019	0.388	13025.865	0.351	0.248	10407.922
0.00033	31.649	1.660	27359.849	9.974	1.021	21458.705	3.149	0.629	16836.830	1.075	0.400	13428.147	0.370	0.255	10729.352
0.00034	33.327	1.710	28179.497	10.503	1.052	22101.566	3.316	0.648	17341.229	1.132	0.412	13830.428	0.390	0.263	11050.783
0.00035	35.043	1.760	28999.145	11.044	1.082	22744.427	3.487	0.666	17845.628	1.190	0.424	14232.709	0.410	0.271	11372.214
0.00036	36.796	1.809	29818.793	11.596	1.113	23387.288	3.661	0.685	18350.026	1.249	0.436	14634.990	0.430	0.278	11693.644
0.00037	38.585	1.859	30638.441	12.160	1.144	24030.150	3.839	0.704	18854.425	1.310	0.448	15037.271	0.451	0.286	12015.075
0.00038	40.411	1.909	31458.089	12.735	1.174	24673.011	4.021	0.723	19358.824	1.372	0.460	15439.553	0.472	0.294	12336.505
0.00039	42.272	1.959	32277.737	13.322	1.205	25315.872	4.206	0.742	19863.222	1.435	0.472	15841.834	0.494	0.301	12657.936
0.00040	44.170	2.008	33097.385	13.920	1.235	25958.733	4.395	0.761	20367.621	1.500	0.484	16244.115	0.516	0.309	12979.366
0.00041	46.103	2.058	33917.032	14.529	1.266	26601.594	4.587	0.779	20872.020	1.565	0.496	16646.396	0.539	0.317	13300.797
0.00042	48.072	2.108	34736.680	15.149	1.297	27244.455	4.783	0.798	21376.419	1.632	0.508	17048.678	0.562	0.324	13622.228
0.00043	50.075	2.158	35556.328	15.781	1.327	27887.316	4.982	0.817	21880.817	1.700	0.520	17450.959	0.585	0.332	13943.658
0.00044	52.114	2.207	36375.976	16.423	1.358	28530.178	5.185	0.836	22385.216	1.769	0.532	17853.240	0.609	0.339	14265.089
0.00045	54.187	2.257	37195.624	17.077	1.388	29173.039	5.392	0.855	22889.615	1.840	0.544	18255.521	0.633	0.347	14586.519
0.00046	56.296	2.307	38015.272	17.741	1.419	29815.900	5.601	0.874	23394.014	1.911	0.556	18657.802	0.658	0.355	14907.950
0.00047	58.438	2.356	38834.920	18.416	1.450	30458.761	5.814	0.892	23898.412	1.984	0.568	19060.084	0.683	0.362	15229.380
0.00048	60.615	2.406	39654.568	19.102	1.480	31101.622	6.031	0.911	24402.811	2.058	0.580	19462.365	0.708	0.370	15550.811
0.00049	62.826	2.456	40474.216	19.799	1.511	31744.483	6.251	0.930	24907.210	2.133	0.592	19864.646	0.734	0.378	15872.242
0.00050	65.070	2.506	41293.864	20.507	1.541	32387.344	6.474	0.949	25411.609	2.209	0.604	20266.927	0.760	0.385	16193.672
0.00051	67.349	2.555	42113.512	21.225	1.572	33030.206	6.701	0.968	25916.007	2.287	0.616	20669.208	0.787	0.393	16515.103
0.00052	69.661	2.605	42933.160	21.953	1.603	33673.067	6.931	0.987	26420.406	2.365	0.628	21071.490	0.814	0.401	16836.533
0.00053	72.006	2.655	43752.808	22.692	1.633	34315.928	7.164	1.005	26924.805	2.445	0.640	21473.771	0.842	0.408	17157.964
0.00054	74.385	2.705	44572.456	23.442	1.664	34958.789	7.401	1.024	27429.204	2.525	0.651	21876.052	0.869	0.416	17479.394
0.00055	76.796	2.754	45392.104	24.202	1.694	35601.650	7.641	1.043	27933.602	2.607	0.663	22278.333	0.898	0.424	17800.825
0.00056	79.241	2.804	46211.752	24.972	1.725	36244.511	7.884	1.062	28438.001	2.690	0.675	22680.614	0.926	0.431	18122.256
0.00057	81.718	2.854	47031.400	25.753	1.756	36887.372	8.131	1.081	28942.400	2.774	0.687	23082.896	0.955	0.439	18443.686

Tabla C.2: Evaluación de pérdidas de carga para selección de diámetro de el colector geotérmico con propilenglicol como anticongelante en la mezcla. Elaboración propia.

Caudal m ³ /s	Pérdidas de carga en m.c.a. de fluido: agua + 25% propilenglicol, en tubos HDPE de 100 metros [considerando T=5°C]														
	16 mm			20.4 mm			26 mm			32,6 mm			40,8 mm		
	Pérdida [m.c.a.]	Velocidad [m/s]	Reynolds	Pérdida [m.c.a.]	Velocidad [m/s]	Reynolds	Pérdida [m.c.a.]	Velocidad [m/s]	Reynolds	Pérdida [m.c.a.]	Velocidad [m/s]	Reynolds	Pérdida [m.c.a.]	Velocidad [m/s]	Reynolds
0.0002838	24.737	1.412	15357,179	7.796	0.868	12044,846	2.461	0.535	9450,572	0.840	0.340	7537,266	0.289	0.217	6022,423
0.0002938	26.283	1.461	15898,306	8.283	0.899	12469,259	2.515	0.553	9783,573	0.892	0.352	7802,849	0.307	0.225	6234,630
0.0003038	27.870	1.511	16439,432	8.783	0.929	12893,672	2.773	0.572	10116,574	0.946	0.364	8068,433	0.326	0.232	6446,836
0.0003138	29.496	1.561	16980,559	9.295	0.960	13318,086	2.935	0.591	10449,575	1.001	0.376	8334,017	0.345	0.240	6659,043
0.0003238	31.161	1.610	17521,686	9.820	0.991	13742,499	3.100	0.610	10782,576	1.058	0.388	8599,600	0.364	0.248	6871,249
0.0003338	32.866	1.660	18062,813	10.357	1.021	14166,912	3.270	0.629	11115,577	1.116	0.400	8865,184	0.384	0.255	7083,456
0.0003438	34.609	1.710	18603,940	10.907	1.052	14591,325	3.444	0.648	11448,578	1.175	0.412	9130,768	0.404	0.263	7295,663
0.0003538	36.391	1.760	19145,066	11.468	1.082	15015,738	3.621	0.666	11781,579	1.236	0.424	9396,352	0.425	0.271	7507,869
0.0003638	38.211	1.809	19686,193	12.042	1.113	15440,152	3.802	0.685	12114,580	1.297	0.436	9661,935	0.447	0.278	7720,076
0.0003738	40.069	1.859	20227,320	12.628	1.144	15864,565	3.987	0.704	12447,582	1.360	0.448	9927,519	0.468	0.286	7932,282
0.0003838	41.965	1.909	20768,447	13.225	1.174	16288,978	4.175	0.723	12780,583	1.425	0.460	10193,103	0.490	0.294	8144,489
0.0003938	43.898	1.959	21309,574	13.834	1.205	16713,391	4.368	0.742	13113,584	1.490	0.472	10458,686	0.513	0.301	8356,696
0.0004038	45.869	2.008	21850,700	14.455	1.235	17137,804	4.564	0.761	13446,585	1.557	0.484	10724,270	0.536	0.309	8568,902
0.0004138	47.876	2.058	22391,827	15.088	1.266	17562,217	4.764	0.779	13779,586	1.625	0.496	10989,854	0.560	0.317	8781,109
0.0004238	49.920	2.108	22932,954	15.732	1.297	17986,631	4.967	0.798	14112,587	1.695	0.508	11255,438	0.583	0.324	8993,315
0.0004338	52.001	2.158	23474,081	16.388	1.327	18411,044	5.174	0.817	14445,588	1.766	0.520	11521,021	0.608	0.332	9205,522
0.0004438	54.118	2.207	24015,208	17.055	1.358	18835,457	5.385	0.836	14778,589	1.837	0.532	11786,605	0.632	0.339	9417,728
0.0004538	56.272	2.257	24556,334	17.734	1.388	19259,870	5.599	0.855	15111,590	1.911	0.544	12052,189	0.658	0.347	9629,935
0.0004638	58.461	2.307	25097,461	18.424	1.419	19684,283	5.817	0.874	15444,592	1.985	0.556	12317,772	0.683	0.355	9842,142
0.0004738	60.686	2.356	25638,588	19.125	1.450	20108,697	6.038	0.892	15777,593	2.060	0.568	12583,356	0.709	0.362	10054,348
0.0004838	62.946	2.406	26179,715	19.837	1.480	20533,110	6.263	0.911	16110,594	2.137	0.580	12848,940	0.736	0.370	10266,555
0.0004938	65.242	2.456	26720,842	20.561	1.511	20957,523	6.491	0.930	16443,595	2.215	0.592	13114,524	0.763	0.378	10478,761
0.0005038	67.573	2.506	27261,969	21.295	1.541	21381,936	6.723	0.949	16776,596	2.294	0.604	13380,107	0.790	0.385	10690,968
0.0005138	69.939	2.555	27803,095	22.041	1.572	21806,349	6.959	0.968	17109,597	2.375	0.616	13645,691	0.817	0.393	10903,175
0.0005238	72.340	2.605	28344,222	22.798	1.603	22230,762	7.198	0.987	17442,598	2.456	0.628	13911,275	0.845	0.401	11115,381
0.0005338	74.775	2.655	28885,349	23.565	1.633	22655,176	7.440	1.005	17775,599	2.539	0.640	14176,858	0.874	0.408	11327,588
0.0005438	77.246	2.705	29426,476	24.344	1.664	23079,589	7.686	1.024	18108,600	2.623	0.651	14442,442	0.903	0.416	11539,794
0.0005538	79.750	2.754	29967,603	25.133	1.694	23504,002	7.935	1.043	18441,602	2.708	0.663	14708,026	0.932	0.424	11752,001
0.0005638	82.289	2.804	30508,729	25.933	1.725	23928,415	8.188	1.062	18774,603	2.794	0.675	14973,609	0.962	0.431	11964,208
0.0005738	84.861	2.854	31049,856	26.744	1.756	24352,828	8.444	1.081	19107,604	2.881	0.687	15239,193	0.992	0.439	12176,414

Anexo D

Dimensionamiento de los espesores de las tuberías del sistema de calefacción

Las Tablas D.1 a D.5 presentan los espesores mínimos que deben tener los aislamientos de tuberías y accesorios en instalaciones térmicas, según la reglamentación de instalaciones térmicas en los edificios (RITE) [25].

Tabla D.1: Espesores mínimos de aislamiento (mm) de tuberías y accesorios que transportan fluidos calientes que discurren por el interior de edificios. Fuente: [25].

Diámetro exterior (mm)	Temperatura máxima del fluido (°C)		
	40...60	> 60...100	> 100...180
$D \leq 35$	25	25	30
$35 < D \leq 60$	30	30	40
$60 < D \leq 90$	30	30	40
$90 < D \leq 140$	30	40	50
$140 < D$	35	40	50

Tabla D.2: Espesores mínimos de aislamiento (mm) de tuberías y accesorios que transportan fluidos calientes que discurren por el exterior de edificios. Fuente: [25].

Diámetro exterior (mm)	Temperatura máxima del fluido (°C)		
	40...60	> 60...100	> 100...180
$D \leq 35$	35	35	40
$35 < D \leq 60$	40	40	50
$60 < D \leq 90$	40	40	50
$90 < D \leq 140$	40	50	60

Tabla D.3: Espesores mínimos de aislamiento (mm) de tuberías y accesorios que transportan fluidos calientes que discurren por el exterior de edificios. Fuente: [25].

Diámetro exterior (mm)	Temperatura máxima del fluido (°C)		
	40...60	> 60...100	> 100...180
140 < D	45	50	60

Tabla D.4: Espesores mínimos de aislamiento (mm) de tuberías y accesorios que transportan fluidos fríos que discurren por el interior de edificios. Fuente: [25].

Diámetro exterior (mm)	Temperatura mínima del fluido (°C)		
	> -10...0	> 0...10	> 10
$D \leq 35$	30	25	20
$35 < D \leq 60$	40	30	20
$60 < D \leq 90$	40	30	30
$90 < D \leq 140$	50	40	30
140 < D	50	40	30

Tabla D.5: Espesores mínimos de aislamiento (mm) de tuberías y accesorios que transportan fluidos fríos que discurren por el exterior de edificios. Fuente: [25].

Diámetro exterior (mm)	Temperatura mínima del fluido (C)		
	> -10...0	> 0...10	> 10
$D \leq 35$	50	45	40
$35 < D \leq 60$	60	50	40
$60 < D \leq 90$	60	50	50
$90 < D \leq 140$	70	60	50
140 < D	70	60	50

Anexo E

Matriz de desempeño bomba de calor

La matriz de desempeño de la bomba de calor con que se simulan los sistemas de calefacción se presenta en la Tabla E.1 y E.2:

Tabla E.1: Matriz de desempeño de la bomba de calor. Parte 1. Fuente: [61].

SOURCE COIL				LOAD COIL																					
EWT (F)	gpm	Pressure Drop		EWT (F)	Flow 4.5 gpm					Flow 6.8 gpm					Flow 9.0 gpm										
		psig	ft wg		HC (MBtu/h)	Power (kW)	HE (MBtu/h)	LWT (F)	COP	Pressure Drop	HC (MBtu/h)	Power (kW)	HE (MBtu/h)	LWT (F)	COP	Pressure Drop	HC (MBtu/h)	Power (kW)	HE (MBtu/h)	LWT (F)	COP	Pressure Drop			
																							psig	ft wg	psig
20	9.00	7.7	17.9	80	26.1	1.53	20.9	71.6	5.0	0.5	1.2	26.4	1.45	21.5	67.8	5.3	1.3	3.1	26.5	1.41	21.7	65.9	5.5	2.5	5.8
				80	25.7	1.96	19.0	91.4	3.8	0.4	0.9	25.9	1.86	19.8	87.7	4.1	1.2	2.8	25.9	1.81	19.8	85.8	4.2	2.3	5.4
				100	25.0	2.56	16.3	111.1	2.9	0.3	0.7	25.0	2.42	16.7	107.4	3.0	1.1	2.5	24.9	2.36	16.9	105.5	3.1	2.1	4.9
30	4.50	1.7	4.0	80	27.1	1.54	21.9	72.1	5.2	0.5	1.2	27.5	1.45	22.5	68.1	5.5	1.3	3.1	27.6	1.42	22.7	66.1	5.7	2.5	5.8
				80	26.7	1.97	20.0	91.9	4.0	0.4	0.9	27.0	1.86	20.6	88.0	4.2	1.2	2.8	27.0	1.81	20.8	86.0	4.4	2.3	5.4
				100	26.1	2.56	17.3	111.6	3.0	0.3	0.7	26.1	2.43	17.8	107.7	3.2	1.1	2.5	26.0	2.36	18.0	105.8	3.2	2.1	4.9
	6.80	4.1	9.4	80	28.4	1.54	23.2	72.6	5.4	0.5	1.2	28.8	1.46	23.8	68.5	5.8	1.3	3.1	28.9	1.42	24.1	66.4	6.0	2.5	5.8
				80	27.9	1.97	21.2	92.4	4.2	0.4	0.9	28.2	1.87	21.8	88.4	4.4	1.2	2.8	28.2	1.82	22.0	86.3	4.6	2.3	5.4
				100	27.1	2.57	18.3	112.0	3.1	0.3	0.7	27.2	2.43	18.9	108.0	3.3	1.1	2.5	27.1	2.37	19.0	106.0	3.4	2.1	4.9
	9.00	7.1	16.4	80	29.2	1.54	23.9	73.0	5.5	0.5	1.2	29.6	1.46	24.6	68.8	5.9	1.3	3.1	29.7	1.42	24.8	66.8	6.1	2.5	5.8
				80	28.8	1.98	21.9	92.7	4.2	0.4	0.9	29.9	1.87	22.5	88.6	4.5	1.2	2.8	29.9	1.82	22.7	86.4	4.7	2.3	5.4
				100	27.7	2.58	18.9	112.3	3.2	0.3	0.7	27.8	2.44	19.5	108.2	3.3	1.1	2.5	27.7	2.37	19.5	106.2	3.4	2.1	4.9
40	4.50	1.5	3.5	80	30.0	1.55	24.7	73.3	5.7	0.4	0.9	30.4	1.46	25.4	69.0	6.1	1.2	2.8	30.5	1.42	25.7	66.8	6.3	2.3	5.4
				80	29.6	2.26	21.3	112.9	3.8	0.3	0.7	29.2	2.14	21.9	108.7	4.0	1.1	2.5	29.3	2.06	22.2	106.5	4.1	2.1	4.9
				100	28.6	2.98	19.8	132.7	3.2	0.2	0.5	28.7	2.44	20.3	128.5	3.4	0.9	2.1	28.6	2.38	20.5	126.4	3.5	1.8	4.3
	6.80	3.7	8.6	80	30.8	1.59	24.0	73.7	4.5	0.4	0.9	31.1	1.88	24.7	69.2	4.8	1.2	2.8	31.2	1.83	24.9	66.9	5.0	2.3	5.4
				80	29.7	2.59	20.9	113.2	3.4	0.3	0.7	29.9	2.45	21.5	108.9	3.6	1.1	2.5	29.8	2.38	21.7	106.6	3.7	2.1	4.9
				100	28.3	3.35	16.9	132.6	2.5	0.2	0.5	28.3	3.17	17.4	128.4	2.6	0.9	2.1	28.1	3.09	17.6	126.2	2.7	1.8	4.3
	9.00	6.5	15.1	80	31.5	1.99	24.7	74.0	4.6	0.4	0.9	31.9	1.89	25.4	69.4	5.0	1.2	2.8	31.9	1.84	25.7	67.1	5.1	2.3	5.4
				80	30.4	2.59	21.5	113.5	3.4	0.3	0.7	30.5	2.45	22.2	109.0	3.6	1.1	2.5	30.5	2.39	22.4	106.8	3.7	2.1	4.9
				100	28.9	3.36	17.4	132.8	2.5	0.2	0.5	28.8	3.18	17.9	128.5	2.7	0.9	2.1	28.7	3.09	18.1	126.4	2.7	1.8	4.3
50	4.50	1.5	3.1	80	35.9	1.55	30.6	76.0	6.8	0.5	1.2	36.5	1.47	31.5	70.8	7.3	1.3	3.1	36.7	1.43	31.8	68.2	7.5	2.5	5.8
				80	35.0	2.00	28.2	96.6	5.1	0.4	0.9	35.5	1.89	29.0	90.5	5.5	1.2	2.8	35.6	1.84	29.3	87.9	5.7	2.3	5.4
				100	33.8	2.80	24.9	115.0	3.8	0.3	0.7	34.0	2.46	25.6	110.1	4.1	1.1	2.5	34.0	2.39	25.9	107.6	4.2	2.1	4.9
	6.75	3.4	7.8	80	37.7	1.56	32.4	76.8	7.1	0.5	1.2	38.4	1.48	33.3	71.4	7.6	1.3	3.1	38.5	1.44	33.6	68.5	7.9	2.5	5.8
				80	36.6	2.00	29.8	96.3	5.4	0.4	0.9	37.1	1.89	30.7	91.0	5.7	1.2	2.8	37.3	1.84	31.0	88.3	5.9	2.3	5.4
				100	35.2	2.80	26.3	115.6	4.0	0.3	0.7	35.5	2.46	27.1	110.5	4.2	1.1	2.5	35.5	2.40	27.3	107.9	4.3	2.1	4.9
	9.00	6.0	13.9	80	38.6	1.56	33.3	77.2	7.2	0.5	1.2	39.3	1.48	34.3	71.7	7.8	1.3	3.1	39.5	1.44	34.6	68.8	8.0	2.5	5.8
				80	37.5	2.01	30.7	96.7	5.5	0.4	0.9	38.0	1.90	31.6	91.3	5.9	1.2	2.8	38.2	1.85	31.9	88.5	6.1	2.3	5.4
				100	36.0	2.61	27.1	116.0	4.0	0.3	0.7	36.3	2.47	27.9	110.8	4.3	1.1	2.5	36.3	2.40	28.1	108.1	4.4	2.1	4.9

LEGEND
 COP — Coefficient of Performance
 EWT — Entering Water Temperature (F)
 HC — Heating Capacity
 HE — Heat Extraction
 LWT — Leaving Water Temperature (F)
 MBtu/h — Btu/h in Thousands

NOTES:
 1. Interpolation is permissible, extrapolation is not.
 2. All performance data is based upon the lower voltage of dual voltage rated units.
 3. All performance data is based upon a load coaxial heat exchanger of single-walled copper construction. For vented double-wall performance consult the factory.
 4. Performance stated is at the rated power supply; performance may vary as the power supply varies from the rated.
 5. Operation below 40F EWT is based upon 15% antifreeze solution.
 6. For operation in the shaded area when water is used in lieu of an antifreeze solution, the LWT (leaving water temperature) must be calculated. Flow must be maintained to a level so that the LWT is maintained above 42 F when the JWS jumper is not clipped. Because the refrigerant temperature can potentially reach as low as 32 F with 40 F LWT, a nuisance out-cold could occur due to the activation of the low temperature protection. The JWS jumper should never be clipped for standard range equipment or systems without antifreeze.

Tabla E.2: Matriz de desempeño de la bomba de calor. Parte 2. Fuente: [61].

HEATING CAPACITIES (cont)
50PSW036 (cont)

SOURCE COIL				LOAD COIL																					
EWT (F)	gpm	Pressure Drop		EWT (F)	Flow 4.5 gpm						Flow 6.8 gpm						Flow 9.0 gpm								
		psig	ft wg		HC (MBtuh)	Power (kW)	HE (MBtuh)	LWT (F)	COP	Pressure Drop		HC (MBtuh)	Power (kW)	HE (MBtuh)	LWT (F)	COP	Pressure Drop		HC (MBtuh)	Power (kW)	HE (MBtuh)	LWT (F)	COP	Pressure Drop	
										psig	ft wg						psig	ft wg						psig	ft wg
45.00	1.2	2.7	80	30.0	1.57	33.8	77.3	7.3	0.5	1.2	39.7	1.48	34.6	71.8	7.8	1.3	3.1	39.9	1.44	34.0	68.9	8.1	2.5	5.8	
			80	38.6	2.01	31.8	97.2	5.8	0.4	0.9	39.2	1.90	32.7	91.6	6.0	1.2	2.8	39.3	1.85	33.0	88.7	6.2	2.3	5.4	
			100	37.6	2.61	28.7	116.7	4.2	0.3	0.7	38.0	2.47	29.6	111.3	4.5	1.1	2.5	38.0	2.40	29.8	108.5	4.6	2.1	4.9	
			120	36.0	3.37	24.5	136.0	3.1	0.2	0.5	36.1	3.19	25.2	130.7	3.3	0.9	2.1	36.0	3.11	25.4	128.0	3.4	1.8	4.3	
			130	Operation Not Recommended																					
60	6.75	3.1	7.1	80	40.6	1.57	35.3	78.1	7.6	0.5	1.2	41.4	1.49	36.3	73.3	8.2	1.3	3.1	41.6	1.45	35.6	69.2	8.4	2.5	5.8
				80	40.2	2.01	33.4	97.9	5.9	0.4	0.9	40.8	1.90	34.3	95.1	6.3	1.2	2.8	41.0	1.85	34.6	89.1	6.5	2.3	5.4
				100	39.1	2.61	30.2	117.4	4.4	0.3	0.7	39.5	2.47	31.0	111.7	4.7	1.1	2.5	39.5	2.41	31.3	108.8	4.8	2.1	4.9
				120	37.2	3.38	25.7	136.5	3.2	0.2	0.5	37.3	3.20	26.4	131.1	3.4	0.9	2.1	37.3	3.11	26.6	128.3	3.5	1.8	4.3
			130	Operation Not Recommended																					
9.00	5.6	12.8	80	41.5	1.57	36.1	78.4	7.7	0.5	1.2	42.2	1.49	37.2	73.5	8.3	1.3	3.1	42.4	1.45	37.5	69.4	8.6	2.5	5.8	
			80	41.0	2.01	34.1	98.2	6.0	0.4	0.9	41.6	1.91	35.1	92.3	6.4	1.2	2.8	41.8	1.88	35.5	89.3	6.6	2.3	5.4	
			100	39.8	2.62	30.9	117.7	4.5	0.3	0.7	40.2	2.48	31.8	111.9	4.8	1.1	2.5	40.3	2.41	32.0	109.0	4.9	2.1	4.9	
			120	37.8	3.38	26.3	136.8	3.3	0.2	0.5	38.0	3.20	27.0	131.2	3.5	0.9	2.1	37.9	3.12	27.3	128.4	3.6	1.8	4.3	
			130	Operation Not Recommended																					
4.50	1.0	2.3	80	42.1	1.58	36.7	78.7	7.8	0.5	1.2	42.0	1.49	37.8	72.7	8.4	1.3	3.1	43.1	1.46	38.1	69.6	8.7	2.5	5.8	
			80	42.4	2.02	35.5	98.8	6.2	0.4	0.9	43.0	1.91	36.5	92.7	6.6	1.2	2.8	43.2	1.86	36.8	89.6	6.8	2.3	5.4	
			100	41.6	2.62	32.7	118.5	4.7	0.3	0.7	42.1	2.48	33.8	112.5	5.0	1.1	2.5	42.2	2.41	33.9	109.4	5.1	2.1	4.9	
			120	39.8	3.38	28.3	137.7	3.5	0.2	0.5	40.0	3.20	29.1	131.9	3.7	0.9	2.1	40.0	3.12	29.4	128.9	3.8	1.8	4.3	
			130	Operation Not Recommended																					
6.75	2.8	6.5	80	43.6	1.58	38.2	79.4	8.1	0.5	1.2	44.4	1.50	39.3	73.2	8.7	1.3	3.1	44.7	1.46	39.7	69.9	9.0	2.5	5.8	
			80	43.8	2.02	36.9	99.5	6.4	0.4	0.9	44.5	1.91	38.0	93.2	6.8	1.2	2.8	44.7	1.86	38.4	89.9	7.0	2.3	5.4	
			100	43.0	2.62	34.0	119.1	4.8	0.3	0.7	43.5	2.49	35.0	112.9	5.1	1.1	2.5	43.6	2.42	35.3	109.7	5.3	2.1	4.9	
			120	41.0	3.39	29.5	138.3	3.5	0.2	0.5	41.3	3.21	30.3	132.2	3.8	0.9	2.1	41.3	3.13	30.6	129.2	3.9	1.8	4.3	
			130	Operation Not Recommended																					
9.00	5.1	11.9	80	44.3	1.59	38.9	79.7	8.2	0.5	1.2	45.1	1.50	40.0	73.4	8.8	1.3	3.1	45.4	1.46	40.4	70.1	9.1	2.5	5.8	
			80	44.5	2.02	37.6	99.8	6.4	0.4	0.9	45.2	1.92	38.7	93.4	6.9	1.2	2.8	45.4	1.87	39.1	90.1	7.1	2.3	5.4	
			100	43.6	2.63	34.6	119.4	4.9	0.3	0.7	44.1	2.49	35.6	113.1	5.2	1.1	2.5	44.2	2.42	36.0	109.8	5.4	2.1	4.9	
			120	41.6	3.40	30.0	138.5	3.6	0.2	0.5	41.8	3.22	30.9	132.4	3.9	0.9	2.1	41.8	3.13	31.1	129.3	3.9	1.8	4.3	
			130	Operation Not Recommended																					
4.50	0.9	2.0	80	45.3	1.59	39.8	80.1	8.3	0.5	1.2	46.1	1.51	41.0	73.7	9.0	1.3	3.1	46.4	1.47	41.4	70.3	9.3	2.5	5.8	
			80	46.2	2.03	39.2	100.5	6.7	0.4	0.9	46.0	1.92	40.4	93.9	7.2	1.2	2.8	47.1	1.87	40.8	90.5	7.4	2.3	5.4	
			100	45.7	2.63	36.7	120.3	5.1	0.3	0.7	46.3	2.49	37.8	113.7	5.4	1.1	2.5	46.4	2.42	38.1	110.3	5.6	2.1	4.9	
			120	43.8	3.40	32.2	139.5	3.8	0.2	0.5	44.1	3.22	33.2	133.1	4.0	0.9	2.1	44.2	3.13	33.5	129.8	4.1	1.8	4.3	
			130	Operation Not Recommended																					
6.75	2.6	5.9	80	46.6	1.59	41.2	80.7	8.6	0.5	1.2	47.5	1.51	42.4	74.1	9.2	1.3	3.1	47.8	1.47	42.8	70.6	9.5	2.5	5.8	
			80	47.5	2.03	40.6	101.1	6.9	0.4	0.9	48.3	1.92	41.7	94.3	7.4	1.2	2.8	48.5	1.87	42.1	90.8	7.6	2.3	5.4	
			100	46.9	2.64	37.9	120.9	5.2	0.3	0.7	47.5	2.50	39.0	114.1	5.6	1.1	2.5	47.7	2.43	39.4	110.6	5.8	2.1	4.9	
			120	44.9	3.40	33.3	140.0	3.9	0.2	0.5	45.3	3.22	34.3	133.4	4.1	0.9	2.1	45.3	3.14	34.8	130.1	4.2	1.8	4.3	
			130	Operation Not Recommended																					
9.00	4.8	11.0	80	47.1	1.60	41.7	81.0	8.7	0.5	1.2	48.1	1.51	42.9	74.2	9.3	1.3	3.1	48.3	1.47	43.3	70.7	9.6	2.5	5.8	
			80	48.0	2.03	41.1	101.3	6.9	0.4	0.9	48.8	1.93	42.3	94.5	7.4	1.2	2.8	49.0	1.88	42.7	90.9	7.7	2.3	5.4	
			100	47.4	2.64	38.4	121.1	5.3	0.3	0.7	48.1	2.50	39.5	114.2	5.8	1.1	2.5	48.2	2.43	39.9	110.7	5.9	2.1	4.9	
			120	45.4	3.41	33.7	140.2	3.9	0.2	0.5	45.7	3.23	34.7	133.5	4.2	0.9	2.1	45.8	3.14	35.0	130.2	4.3	1.8	4.3	
			130	Operation Not Recommended																					

LEGEND
 COP — Coefficient of Performance
 EWT — Entering Water Temperature (F)
 HC — Heating Capacity
 HE — Heat Extraction
 LWT — Leaving Water Temperature (F)
 MBtuh — Btuh in Thousands

NOTES:
 1. Interpolation is permissible, extrapolation is not.
 2. All performance data is based upon the lower voltage of dual voltage rated units.
 3. All performance data is based upon a load coil heat exchanger of single-walled copper construction. For vented double-wall performance consult the factory.
 4. Performance stated is at the rated power supply; performance may vary as the power supply varies from the rated.
 5. Operation below 40F EWT is based upon 15% antifreeze solution.
 6. For operation in the shaded area when water is used in lieu of an antifreeze solution, the LWT (leaving water temperature) must be calculated. Flow must be maintained to a level so that the LWT is maintained above 42 F when the JWS jumper is not clipped. Because the refrigerant temperature can potentially reach as low as 32 F with 40 F LWT, a nuisance cut-out could occur due to the activation of the low temperature protection. The JWS jumper should never be clipped for standard range equipment or systems without antifreeze.

Anexo F

Cotizaciones de los insumos de los sistemas

Las Tablas F.1 y F.2 muestran los costos de los componentes del sistema convencional:

Tabla F.1: Costos de los componentes del sistema convencional. Elaboración propia.

Sistema de calefacción convencional			
Elemento	Cantidad Requerida	Precio Total [CLP]	Empresa
Tubería PPR 32x4,4	15 [m]	\$27.489	Anwo
Aislación Tubería PPR	15 [m]	\$10.417	Cosmoplas
Tubería PEX 25X2,3	720 [m]	\$11.390	Anwo
Malla Acma	110,32 [m2]	\$126.450	Sodimac
Panel Aislapol Poliestireno	110,32 [m2]	\$150.640	Easy
Film de Polietileno	110,32 [m2]	\$94.116	Sodimac
Banda Perimetral	118,46 [m]	\$3.576	ALB
Aditivo Mortero	9,9288 [m3]	\$2.304.250	Sodimac
Colector Distribución 6 vías	1 [u]	\$236.764	Anwo
Caja Colector Distribución	1 [u]	\$391.506	IVAR
Bomba Hidráulica	1 [u]	\$104.616	Anwo
Válvulas de bola	10 [u]	\$92.915	Anwo
Coplas PPR D= 32	3 [u]	\$779	Anwo
Codos PPR 90° D= 32	4 [u]	\$1.416	Anwo
Válvulas Antiretorno	2 [u]	\$11.280	Anwo
Vaso Expansión	1 [u]	\$27.812	Cosmoplas

Tabla F.2: Costos de los componentes del sistema convencional (continuación). Elaboración propia.

Sistema de calefacción convencional			
Elemento	Cantidad Requerida	Precio Total [CLP]	Empresa
Válvula de Seguridad 3/4" 3	1 [u]	\$17	Anwo
Terminal PPR HE 32x1 1/4	4 [u]	\$15.606	Anwo
Terminal PPR HI 32x1	4 [u]	\$12.585	Anwo
Tee PPR 32x1x32	3 [u]	\$12.035	Anwo
Tapa Gorro PPR	2 [u]	\$236	Anwo
Manómetro	1 [u]	\$7.740	Anwo
Termómetro	1 [u]	\$19.665	Anwo
Caldera de Condensación	1 [u]	\$1.124.037	Anwo
Termostato Casa	1 [u]	\$20.845	Anwo
Kit chimenea vertical coaxial	1 [u]	\$179.343	Anwo
Tubo coaxial	1 [u]	\$128.214	Anwo
Prolongación Coaxial	1 [u]	\$44.049	Anwo
Reducción 80/125-60/100	1 [u]	\$24.384	Anwo
Codo	1 [u]	\$44.836	Anwo
Neutralizador de	1 [u]	\$133.720	Anwo
Aislación PEX	2 [m]	\$1.011	Cosmoplas
Agua	0,24448 [m3]	\$87	Aguas Andinas

Las Tablas F.3 y F.4 muestran los costos de los componentes del sistema geotérmico no híbrido.

Tabla F.3: Costos de los componentes del sistema geotérmico no híbrido que se encuentran al interior de la vivienda. Elaboración propia.

Sistema al interior de la vivienda			
Elemento	Cantidad Requerida	Precio Total [CLP]	Empresa
Tubería PPR 32x4,4	15 [m]	\$27.489	Anwo
Aislación Tubería PPR	15 [m]	\$10.417	Cosmoplas
Tubería PEX 25X2,3	720 [m]	\$11.390	Anwo
Malla Acma	110,32 [m2]	\$126.450	Sodimac
Panel Aislapol Poliestireno	110,32 [m2]	\$150.640	Easy
Film de Polietileno	110,32 [m2]	\$94.116	Sodimac
Banda Perimetral	118,46 [m]	\$3.576	ALB
Aditivo Mortero	9,9288 [m3]	\$2.304.250	Sodimac
Colector Distribución 8 vías	1 [u]	\$236.764	Anwo
Caja Colector Distribución	1 [u]	\$391.506	IVAR
Bomba Hidráulica	1 [u]	\$104.616	Anwo
Válvulas de bola	8 [u]	\$74.332	Anwo
Coplas PPR D= 32	3 [u]	\$779	Anwo
Codos PPR 90° D= 32	4 [u]	\$1.416	Anwo
Válvulas Antirretorno	1 [u]	\$5.640	Anwo
Vaso Expansión	1 [u]	\$27.812	Cosmoplas
Válvula de Seguridad 3/4" 3 bar	1 [u]	\$11.091	Anwo
Terminal PPR HE 32x1 1/4	4 [u]	\$15.606	Anwo
Terminal PPR HI 32x1	4 [u]	\$12.585	Anwo
Tee PPR 32x1x32	3 [u]	\$12.035	Anwo
Tapa Gorro PPR	2 [u]	\$236	Anwo
Manómetro	1 [u]	\$7.740	Anwo
Termómetro	1 [u]	\$19.665	Anwo
Bomba de Calor Agua-Agua	1 [u]	\$8.077.872	
Termostato Casa	1 [u]	\$20.845	Anwo
Aislación PEX	2 [m]	\$1.011	Cosmoplas

Tabla F.4: Costos de los componentes del sistema geotérmico no híbrido que se encuentran al exterior de la vivienda. Elaboración propia.

Sistema al exterior de la vivienda			
Elemento	Cantidad Requerida	Precio Total [CLP]	Empresa
Codos Cobre 1 1/4	2 [u]	\$6.585	Anwo
Tee Cobre 1 1/4	2 [u]	\$11.355	Anwo
Terminal Bronce SO HE 1 1/4	4 [u]	\$11.774	Anwo
Válvulas de Bola 1 1/4"	3 [u]	\$25.248	Cosmoplas
Vaso Expansión	1 [u]	\$27.812	Cosmoplas
Tapa Gorro	2 [u]	\$3.211	Anwo
Terminal Bronce SO HI 1 1/4	2 [u]	\$13.875	Anwo
Válvula Antirretorno	1 [u]	\$8.094	Anwo
Bomba Hidráulica	1 [u]	\$328.008	Anwo
Unión Cobre-HDPE 1 1/4	2 [u]	\$55.334	Cosmoplas
Copla HDPE	3 [u]	\$10.794	Cosmoplas
Purgador	1 [u]	\$8.928	Anwo
Tuberías HDPE	293,7 [m]	\$427.119	Cosmoplas
Válvula de Seguridad	1 [u]	\$14.867	Anwo
Reducción	2 [u]	\$23.026	Cosmoplas
Termómetro	1 [u]	\$12.499	Anwo
Aislación Tubería HDPE	8,5 [m]	\$8.928	Cosmoplas
Tuberías de Cobre 34,93*1,4	4 [m]	\$147.840	Anwo
Aislación Tubería de Cobre	4 [m]	\$3.001	Cosmoplas
Agua	0,43015 [m3]	\$154	Aguas Andinas
Etilenglicol	62,25 [m3]	\$198.637	Productos Químicos

Las Tablas F.5, F.6, F.7 y F.8 muestran los costos de los componentes del sistema híbrido.

Tabla F.5: Costos de los componentes del sistema híbrido que se encuentran al interior de la vivienda. Elaboración propia.

Sistema al interior de la vivienda			
Elemento	Cantidad Requerida	Precio Total [CLP]	Empresa
Tubería PPR 32x4,4	17 [m]	\$27.489	Anwo
Aislación Tubería PPR	17 [m]	\$11.720	Cosmoplas
Tubería PEX 25X2,3	720 [m]	\$11.390	Anwo
Malla Acma	110,32 [m2]	\$126.450	Sodimac
Panel Aislapol Poliestireno	110,32 [m2]	\$150.640	Easy
Film de Polietileno	110,32 [m2]	\$94.116	Sodimac
Banda Perimetral	118,46 [m]	\$3.576	ALB
Aditivo Mortero	9,9288 [m3]	\$2.304.250	Sodimac
Colector Distribución 8 vías	1 [u]	\$236.764	Anwo
Caja Colector Distribución	1 [u]	\$391.506	IVAR
Bomba Hidráulica	1 [u]	\$104.616	Anwo
Válvulas de bola	14 [u]	\$130.081	Anwo
Coplas PPR D= 32	3 [u]	\$779	Anwo
Codos PPR 90° D= 32	4 [u]	\$1.416	Anwo

Tabla F.6: Costos de los componentes del sistema híbrido que se encuentran al interior de la vivienda (continuación). Elaboración propia.

Sistema al interior de la vivienda			
Elemento	Cantidad Requerida	Precio Total [CLP]	Empresa
Válvulas Antirretorno	1 [u]	\$5.640	Anwo
Vaso Expansión	1 [u]	\$32.448	Cosmoplas
Válvula de Seguridad 1" 10 bar	2 [u]	\$14.867	Anwo
Terminal PPR HE 32x1 1/4	4 [u]	\$15.606	Anwo
Terminal PPR HI 32x1	10 [u]	\$12.585	Anwo
Tee PPR 32x1x32	3 [u]	\$12.035	Anwo
Tapa Gorro PPR	2 [u]	\$236	Anwo
Manómetro	1 [u]	\$7.740	Anwo
Termómetro	1 [u]	\$19.665	Anwo
Bomba de Calor Agua-Agua	1 [u]	\$8.052.556	Anwo
Termostato Casa	1 [u]	\$20.845	Anwo
Tanque Almacenamiento	1 [u]	\$1.242.812	Anwo
Bomba Hidráulica BC-Tanque	1 [u]	\$109.336	Anwo
Válvula Mezcladora Termostática	1 [u]	\$55.415	Cosmoplas
Aislación tubería PEX	2 [m]	\$1.011	Cosmoplas

Tabla F.7: Costos de los componentes del sistema híbrido que se encuentran en el sistema solar. Elaboración propia.

Sistema al interior/ exterior de la vivienda [Circuito Solar]			
Elemento	Cantidad Requerida	Precio Total [CLP]	Empresa
Colectores Solares	2 [u]	\$1.250.678	Anwo
Soportes Colectores	2 [u]	\$232.831	Anwo
Tuberías Cobre 7/8"	29,69 [m]	\$384.053	Anwo
Bomba Hidráulica	1 [u]	\$109.336	Anwo
Purgador automático	2 [u]	\$16.282	Anwo
Válvula de seguridad	2 [u]	\$25.957	Anwo
Válvulas de equilibrio	0 [u]	\$0	Anwo
Codos Cobre 3/4"	10 [u]	\$11.406	Anwo
Codos Cobre 1/2"	4 [u]	\$2.077	Anwo
Tee Cobre	2 [u]	\$4.059	Anwo
Válvulas de Bola 3/4"	8 [u]	\$25.472	Cosmoplas
Vaso Expansión	2 [u]	\$55.625	Cosmoplas
Tapa Gorro 3/4"	2 [u]	\$1.007	Anwo
Válvula Antirretorno 3/4"	1 [u]	\$4.429	Anwo
Terminal SO-HI 3/4" Bronce	2 [u]	\$5.810	Anwo
Terminal SO-HE 3/4" Bronce	4 [u]	\$8.592	Anwo
Aislación tuberías de Cobre	30 [m]	\$138.810	Cosmoplas
Agua	0,24544 [m3]	\$88	Aguas Andinas
Etilenglicol	65,8875 [L]	\$208.096	Productos Químicos Chile

Tabla F.8: Costos de los componentes del sistema híbrido que se encuentran en el sistema geotérmico. Elaboración propia.

Sistema al interior/ exterior de la vivienda [Círculo Geotérmico]			
Elemento	Cantidad Requerida	Precio Total [CLP]	Empresa
Tuberías de Cobre 34,93*1,4	4 [m]	\$147.840	Anwo
Aislación Tubería de Cobre	4 [m]	\$3.001	Cosmoplas
Codos Cobre 1 1/4	2 [u]	\$6.585	Anwo
Tee Cobre 1 1/4	2 [u]	\$11.355	Anwo
Terminal Bronce SO HE 1 1/4	4 [u]	\$11.774	Anwo
Válvulas de Bola 1 1/4"	3 [u]	\$25.248	Cosmoplas
Vaso Expansión	1 [u]	\$27.812	Cosmoplas
Tapa Gorro	2 [u]	\$3.211	Anwo
Terminal Bronce SO HI 1 1/4	2 [u]	\$13.875	Anwo
Válvula Antirretorno	1 [u]	\$8.094	Anwo
Bomba Hidráulica	1 [u]	\$328.008	Anwo
Unión Cobre-HDPE 1 1/4	2 [u]	\$55.334	Cosmoplas
Copla HDPE	3 [u]	\$10.794	Cosmoplas
Purgador	1 [u]	\$8.928	Anwo
Tuberías HDPE	293,7 [m]	\$398.583	Cosmoplas
Válvula de Seguridad	1 [u]	\$14.867	Anwo
Ampliación (Antes de Transición)	2 [u]	\$23.026	Cosmoplas
Aislación tubería HDPE	8,5 [m]	\$7.502	Cosmoplas
Agua	0,43015 [m3]	\$154	Aguas Andinas
Etilenglicol	62,25 [m3]	\$198.637	Productos Quimicos Chile