



Universidad de Valladolid

ESCUELA DE INGENIERÍAS INDUSTRIALES

DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA ENERGÉTICA Y
FLUIDOMECÁNICA

TESIS DOCTORAL

**ANÁLISIS Y CARACTERIZACIÓN DE UNA
INSTALACIÓN DE CALEFACCIÓN Y REFRIGERACIÓN
SOLAR**

**USANDO UNA BOMBA DE CALOR DE ABSORCIÓN
LiBr/H₂O CONDENSADA/EVAPORADA MEDIANTE UN
INTERCAMBIADOR GEOTÉRMICO CERRADO**

Presentada por D. Andrés Felipe Macía Gómez para optar al grado de doctor
por la Universidad de Valladolid

Dirigida por:

Dr. César R. Chamorro Camazón

Dr. Luis Ángel Bujedo Nieto

Dra. M. Teresa Magraner Benedicto

Valladolid, julio de 2016

Dedicatoria

*Dedicado a mi esposa
Sandra y mi hija Olivia, mis
padres, mis hermanas.
Gracias por esta ahí.*

Cita

*Nunca te rindas,
nunca te rindas y
siempre sigue
adelante.*

Agradecimientos

Alcanzar el objetivo de finalizar un trabajo de estas características, que implica una dedicación y unos sacrificios importantes durante un largo tiempo, no es

posible sin la ayuda y el apoyo de la gente que está a tu alrededor. Por este motivo en este apartado quiero agradecer a una lista de personas y entidades que sin ellos no hubiera sido posible, de antemano pido disculpas si se me ha olvidado algún nombre.

Quiero agradecer primero a mi esposa Sandra, por tantos sacrificios como ha sido el vivir en países separadas durante varios años, tener la paciencia de aguantar mis días de mal humor, por sus largas charlas motivacionales para que yo no desfalleciera en alcanzar este objetivo, y por haber sido mi principal compañera de viaje durante todo este tiempo. Te amo mi niña. Agradecer a mi primer hija Olivia que nacerá en septiembre, y desde el momento que supe la noticia me cargo de motivación, energía positiva y necesaria para terminar este trabajo de investigación. Olivia te estamos esperando con una gran ilusión.

Agradecer a mis padres y mis hermanas, que desde el inicio me apoyaron y siempre confiaron en mis capacidades y conocimientos para que yo decidiera empezar este trabajo. A pesar de la distancia que nos separa siempre han estado ahí motivándome, y sin ellos, yo no estaría aquí, ni hubiera podido alcanzar las metas propuestas. Gracias también a la familia de mi esposa por todo su apoyo y estar pendiente todo el tiempo de mi trabajo.

Agradezco a mis directores de tesis, César Chamorro por sus consejos, su tiempo y sus importantes aportes para alcanzar el objetivo, a Luis Ángel Bujedo por su fuente inagotable de conocimiento en las instalaciones de frío solar, él ha sido uno de mis grandes apoyos y ayudas para terminar la tesis, muchas gracias por todo tu tiempo y dedicación sin ti no hubiese llegado nunca al final. A Teresa Magraner por su tiempo y su conocimiento en los sistemas geotérmicos. A los tres muchas gracias.

Agradecimiento muy especial para todos mis compañeros de la de división de Energías de la Fundación CARTIF, que desde el primer día que llegue me sentí entre amigos y como si no fuera extranjero, más que compañeros son amigos que siempre llevaré en mi corazón. Álvaro Corredera, Roberto Sanz, Cristina de Torre y Susana Gutiérrez, muchas gracias por su ayuda y soporte en sistemas de simulación en TRNSYS, en sistemas de monitorización, control de la instalación y bases de datos. Gracias a Sergio Sanz que desde el primer día me dio la libertad para trabajar en la tesis.

Agradecer a mis dos grandes amigos Fredy Vélez y Ana Quijano que han sido como mis hermanos aquí en España, muchas gracias por todos los momentos que hemos vivido y seguiremos viviendo, sin esos momentos de risas, de preguntarnos por nuestro futuro, de cuestionarnos sobre nuestras vidas y todos los anécdotas que tenemos, yo a lo mejor ni estaría aquí, se les quiere mucho y un golpe de pecho.

Agradecer a mi maestro Farid Chejne de la Universidad Nacional de Colombia sede Medellín, por todo su conocimiento, apoyo y grandes consejos que me ha dado durante todos estos años. Gracias Farid.

Finalmente y no menos importante agradezco a dos importantes entidades como son la Fundación CARTIF y el Programa Iberoamericano de Ciencia y Tecnología para el Desarrollo CYTED, con su programa de becas para desarrollar estudios de doctorado nunca hubiera llegado hasta aquí.

Muchas gracias de nuevo a todas las personas que han pasado por mi vida durante estos años y que no he nombrado. Un fuerte abrazo para todos.

Resumen

En la presente tesis doctoral se hace el análisis, modelado y simulación del funcionamiento de una instalación de climatización (calefacción y refrigeración) singular situada en un edificio de uso terciario. La instalación consiste en una bomba de calor de absorción LiBr/H₂O, accionada por una instalación solar térmica, y condensada/evaporada con un intercambiador geotérmico cerrado. La instalación dispone de la instrumentación adecuada para estimar y registrar de modo continuo las variables implicadas en el funcionamiento de cada uno de sus elementos.

La memoria comienza con una revisión del estado actual de la tecnología; luego se hace una descripción detallada de la instalación que será estudiada; se define el modelo de simulación en TRNSYS de la instalación; después se hace un análisis experimental y teórico de la instalación funcionando en modo verano y en modo invierno, con el objetivo de identificar su comportamiento bajo diferentes condiciones de operación; por último se hace una evaluación estacional de la instalación bajo simulación de diferentes escenarios de diseño y finalmente se presentan las conclusiones de la tesis doctoral.

Índice

ÍNDICE	VIII
LISTA DE FIGURAS.....	XIII
LISTA DE TABLAS	XVIII
CAPITULO 1. INTRODUCCIÓN.....	1
1.1 OBJETIVOS	3
1.2 ESTRUCTURA DE LA TESIS.....	4
CAPITULO 2. REVISIÓN ACTUAL DE LA TÉCNOLOGÍA.....	7
2.1 SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN SOLAR.....	8
2.1.1 <i>Refrigeración solar por absorción.....</i>	<i>9</i>
2.2 INSTALACIONES DE REFRIGERACIÓN SOLAR ALREDEDOR DEL MUNDO Y ANÁLISIS DEL MERCADO.....	18
2.2.1 <i>Barreras del mercado para las instalaciones de frío solar.....</i>	<i>20</i>
2.3 BOMBAS DE CALOR ACOPLADAS AL TERRENO.....	21
2.3.1 <i>Intercambiador de terreno vertical.....</i>	<i>23</i>
CAPITULO 3. DESCRIPCIÓN Y CARACTERÍSTICAS DE LA INSTALACIÓN.....	31
3.1 DESCRIPCIÓN DEL EDIFICIO.....	31
3.1.1 <i>Distribución interna del edificio y sistema de climatización convencional.....</i>	<i>33</i>
3.2 SISTEMA DE CLIMATIZACIÓN RENOVABLE.....	35
3.2.1 <i>Bomba de calor por absorción.....</i>	<i>36</i>
3.2.2 <i>Campo Solar:.....</i>	<i>37</i>
3.2.3 <i>Sistema de Acumulación.....</i>	<i>39</i>
3.2.4 <i>Caldera.....</i>	<i>40</i>
3.2.5 <i>Campo Geotérmico.....</i>	<i>41</i>
3.2.6 <i>Test de respuesta térmica del terreno (TRT).....</i>	<i>43</i>
3.2.7 <i>Suelo Radiante.....</i>	<i>45</i>

3.3	INSTRUMENTACIÓN Y ADQUISICIÓN DE DATOS DE LA INSTALACIÓN	46
3.3.1	<i>Bomba de calor por absorción</i>	49
3.3.2	<i>Campo solar</i>	50
3.3.3	<i>Acumulación</i>	51
3.3.4	<i>Caldera</i>	53
3.3.5	<i>Campo Geotérmico</i>	54
3.3.6	<i>Suelo Radiante</i>	55
3.4	CONTROL DE LA INSTALACIÓN	56
3.4.1	<i>Bomba de calor por Absorción</i>	57
3.4.2	<i>Campo solar</i>	58
3.4.3	<i>Acumulación</i>	60
3.4.4	<i>Caldera</i>	60
3.4.5	<i>Campo Geotérmico</i>	62
3.4.6	<i>Suelo Radiante</i>	63
CAPITULO 4.	MODELADO DE LA INSTALACIÓN MEDIANTE TRNSYS.....	65
4.1	MODELO DE LA BOMBA DE CALOR	67
4.2	MODELO DE GENERACIÓN SOLAR.	70
4.2.1	<i>Condiciones climáticas</i>	70
4.2.2	<i>Captador solar</i>	71
4.2.3	<i>Intercambiador de calor</i>	76
4.3	CALDERA DE APOYO	77
4.4	CAMPO GEOTÉRMICO	79
4.5	. MODELO DEL EDIFICIO	82
4.5.1	<i>Morfología del edificio</i>	83
4.5.2	<i>Distribución zonas</i>	85
4.5.3	<i>Cargas del edificio</i>	87
4.5.4	<i>Suelo radiante</i>	88

4.6	COMPONENTES PERIFÉRICOS DEL MODELO Y ELEMENTOS COMUNES EN DIFERENTES CIRCUITOS.....	89
4.6.1	<i>Depósitos de acumulación</i>	89
4.6.2	<i>Bombas de circulación</i>	93
4.6.3	<i>Válvulas de tres vías</i>	95
4.6.4	<i>Sistemas de control</i>	95
4.6.5	<i>Horario</i>	95
CAPITULO 5.	ANÁLISIS DE LA INSTALACIÓN EN MODO VERANO.....	97
5.1	INDICADORES ENERGÉTICOS DE DESEMPEÑO DE LA INSTALACIÓN EN MODO VERANO.....	97
5.1.1	<i>Potencia y energía intercambiada</i>	98
5.1.2	<i>Coefficiente de operación de la bomba de calor en modo verano (COP)</i>	101
5.1.3	<i>Eficiencia global de la instalación en modo verano</i>	101
5.2	FUNCIONAMIENTO DE LA INSTALACIÓN EN MODO VERANO	101
5.2.1	<i>Ensayos realizados</i>	102
5.2.2	<i>Potencia y energía captada por el campo solar</i>	103
5.2.3	<i>Potencia y energía intercambiada en el generador, condensador y evaporador de la bomba de calor</i>	105
5.2.4	<i>Potencia y energía intercambiada por el suelo refrescante</i>	107
5.2.5	<i>Potencia y energía intercambiada en el campo geotérmico</i>	108
5.2.6	<i>Coefficiente de operación (COP) y eficiencia global de la instalación</i>	110
5.3	SIMULACIÓN DE LA INSTALACIÓN EN MODO VERANO.....	111
5.3.1	<i>Validación del modelo con datos experimentales</i>	113
5.3.2	<i>Resultados de la simulación</i>	114
CAPITULO 6.	ANÁLISIS DE LA INSTALACIÓN EN MODO INVIERNO.....	119
6.1	INDICADORES ENERGÉTICOS DE DESEMPEÑO DE LA INSTALACIÓN EN MODO INVIERNO	119
6.1.1	<i>Potencia y energía intercambiada</i>	120
6.1.2	<i>Coefficiente de operación de la bomba de calor (COP) en modo invierno</i>	122

6.1.3	<i>Eficiencia global en modo invierno</i>	122
6.2	FUNCIONAMIENTO DE LA INSTALACIÓN EN INVIERNO	123
6.2.1	<i>Ensayos realizados</i>	123
6.2.2	<i>Potencia y energía intercambiada en los principales elementos durante la operación a caudal nominal</i>	126
6.2.3	<i>Potencia y energía intercambiada en los principales elementos durante la operación a caudales parciales</i>	137
6.2.4	<i>Potencia intercambiada con el campo geotérmico</i>	145
6.3	MODELADO DE LA INSTALACIÓN EN MODO INVIERNO	146
6.3.1	<i>Descripción del modelo de la instalación en modo invierno</i>	146
6.3.2	<i>Validación del modelo con datos experimentales</i>	148
6.4	SIMULACIÓN DE LA INSTALACIÓN EN MODO INVIERNO	149
6.4.1	<i>Influencia del horario de uso de la instalación.</i>	149
6.4.2	<i>Relación entre la potencia de la bomba de calor y la demanda del suelo.</i>	150
CAPITULO 7. SIMULACIÓN DEL DESEMPEÑO ESTACIONAL DE LA INSTALACIÓN.		
153		
7.1	DESEMPEÑO DE LA INSTALACIÓN PARA DIFERENTES ÁREAS DE CAPTACIÓN SOLAR.	154
7.1.1	<i>Verano</i>	155
7.1.2	<i>Invierno</i>	156
7.2	COMPORTAMIENTO DE LA INSTALACIÓN EN FUNCIÓN DE LAS HORAS DE OCUPACIÓN DEL EDIFICIO 158	
7.2.1	<i>Verano</i>	159
7.2.2	<i>Invierno</i>	160
7.3	DESEMPEÑO DE LA INSTALACIÓN BAJO DIFERENTES CONDICIONES CLIMATOLÓGICAS.....	161
7.3.1	<i>Verano</i>	163
7.3.2	<i>Invierno</i>	164
7.4	BALANCE ENERGÉTICO ANUAL.....	165
CAPITULO 8. CONCLUSIONES Y TRABAJOS FUTURO		167
8.1	CONCLUSIONES.....	167

8.1.1	<i>Conclusiones del estudio experimental y teórico en modo verano</i>	168
8.1.2	<i>Conclusiones del estudio experimental y teórico en modo invierno</i>	169
8.1.3	<i>Conclusiones de las simulaciones estacionales</i>	170
8.2	TRABAJOS FUTUROS.....	171
	BIBLIOGRAFÍA.....	173
	PUBLICACIONES.....	181

Lista de Figuras

Figura 2.1. Esquema de una bomba de calor por absorción de una etapa.	10
Figura 2.2 Porcentaje de uso de las diferentes tecnologías de bombas de calor térmicas.....	19
Figura 2.3. Uso de las instalaciones de frío solar por tipo de edificio.....	19
Figura 2.4 Desglose de los costes de una instalación de frío solar.....	20
Figura 3.1. Vista superior y exterior sur del edificio CARTIF II.....	32
Figura 3.2. Plano planta sótano CARTIF II y ubicación sistema de climatización	34
Figura 3.3. Distribuciones en planta Baja y Primera CARTIF II.....	34
Figura 3.4. Modos de Funcionamiento instalación de climatización renovable.	35
Figura 3.5. Bomba de calor por absorción THERMAX LT1	36
Figura 3.6. Campo solar tubos de calor instalado.	37
Figura 3.7 Plano de detalle y localización del campo solar.	38
Figura 3.8. Depósitos de Acumulación solar instalados y esquema de principio de conexión.....	40
Figura 3.9. Caldera de condensación.....	40
Figura 3.10. Esquema de la distribución de las sondas geotérmicas y posición en el terreno de CARTIF II.	41
Figura 3.11. Imágenes de las sondas geotérmicas instaladas.....	42
Figura 3.12. Instalación de las sondas geotérmicas y terreno después de instalado.....	43
Figura 3.13. Test de respuesta térmica en CARTIF II.....	44
Figura 3.14. Resultados de la conductividad del terreno en CARTIF II.....	44
Figura 3.15. Distribución circuitos suelo radiante/refrescante en la planta baja y primera.	46
Figura 3.16. Fotos de las Válvulas de control y suelo radiante/refrescante. ..	46

Figura 3.17. Esquema general de la instalación de climatización renovable de CARTIF II y la instrumentación.....	48
Figura 3.18. Esquema de la instrumentación de la bomba de calor de absorción	49
Figura 3.19. Instrumentación instalada en el campo solar.	50
Figura 3.20. Esquema conexión depósitos e instrumentación instalada.	52
Figura 3.21. Instrumentación instalada en la caldera.	53
Figura 3.22. Instrumentación para el control y monitorización del campo geotérmico.....	55
Figura 3.23. Control suelo radiante/refrescante	56
Figura 4.1. Modelo de la Instalación en TRNSYS.	66
Figura 4.2. IAM Longitudinal y Transversal.	74
Figura 4.3. Esquema del intercambio de calor type 5.	76
Figura 4.4 Vista de la geometría del modelo de intercambiador geotérmico en U usado por TRNSYS.....	80
Figura 4.5. Perfil del suelo radiante/refrescante.....	88
Figura 4.6. Estratificación térmica del fluido en el depósito.....	89
Figura 5.1. Potencia solar instantánea calculada a partir de datos experimentales.....	103
Figura 5.2. Perfil de temperatura de los depósitos de acumulación para las dos fuentes de generación, campo solar y caldera de apoyo	104
Figura 5.3. Temperaturas experimentales de entrada y salida de los tres principales circuitos de la bomba de calor para las dos fuentes de generación, campo solar y caldera de apoyo.....	105
Figura 5.4 Potencias instantáneas experimentales de los tres principales circuitos de la bomba de calor para las dos fuentes de generación, campo solar y caldera de apoyo	106
Figura 5.5 Potencias medias diarias experimentales de los tres circuitos de la bomba de calor durante todas las experiencias.	106

Figura 5.6 Potencias instantáneas experimentales intercambiadas con el suelo refrescante para las dos fuentes de generación.....	107
Figura 5.7. Potencias medias diarias experimentales intercambiado con el suelo refrescante y el evaporador	108
Figura 5.8 Potencias instantánea intercambiada con el campo geotérmico para las dos fuentes de generación.....	109
Figura 5.9 Potencias medias diarias experimentales intercambiadas con el terreno y el condensador.....	109
Figura 5.10 COP y eficiencia diaria de la instalación durante todos los días de ensayo en modo verano.....	110
Figura 5.11. COP de la bomba de calor y eficiencia global como función de la temperatura de entrada del generador.....	115
Figura 5.12. COP de la bomba de calor y eficiencia global como función de la temperatura de entrada del generador.....	116
Figura 5.13. COP de la bomba de calor y eficiencia global como función de la temperatura del generador para diferentes temperaturas del condensador...	117
Figura 6.1. Temperaturas experimentales de entrada y salida de los tres principales circuitos de la bomba de calor a caudal nominal para una temperatura constante del generador $T_{i_gen} = 80^{\circ}\text{C}$ y para dos temperaturas de entrada al evaporado	127
Figura 6.2. Potencias instantáneas experimentales de los tres principales circuitos de la bomba de calor a caudales nominales para dos temperatura del evaporador de 11°C y 13°C con una temperatura constante en el generador de 80°C	128
Figura 6.3 Perfiles experimentales de la temperatura de entrada y salida, caudal y potencia transferida al suelo radiante a caudal nominal de la bomba de calor para una temperatura constante del generador $T_{i_gen} = 80^{\circ}\text{C}$ y para dos temperaturas de entrada al evaporador	129
Figura 6.4. Perfiles experimentales de la temperatura de entrada y salida, caudal y potencia absorbida por el terreno a caudal nominal de la bomba de calor para una temperatura constante del generador $T_{i_gen} = 80^{\circ}\text{C}$ y para dos temperaturas de entrada al evaporador T_{i_eva} 11°C y 13°C .	130
Figura 6.5. Temperaturas experimentales de entrada y salida de los tres principales circuitos de la bomba de calor a caudal nominal para una	

temperatura constante del evaporador $T_{i_eva} = 13^{\circ}\text{C}$ y para dos temperaturas de entrada al evaporador	131
Figura 6.6 Potencias instantáneas experimentales de los tres principales circuitos de la bomba de calor a caudales nominales para dos temperatura del generador de 79°C y 85°C con una temperatura constante en el evaporador de 13°C	132
Figura 6.7 Perfiles experimentales de la temperatura de entrada y salida, caudal y potencia transferida al suelo radiante a caudal nominal de la bomba de calor para una temperatura constante del evaporador $T_{i_gen} = 13^{\circ}\text{C}$ y para dos temperaturas de entrada al generador $T_{i_gen} 79^{\circ}\text{C}$ y 85°C	133
Figura 6.8 Potencia media diaria del suelo y potencia condensador:	134
Figura 6.9 Media diaria de la potencia instantánea del evaporador y media diara de la potencia instantánea del intercambiador geotérmico	135
Figura 6.10 Coeficiente de operación de la bomba de calor y eficiencia de la instalación medias diarias experimentales durante los ensayos a caudal nominal:	136
Figura 6.11. Temperaturas experimentales de entrada y salida de los tres principales circuitos de la bomba de calor a caudal parcial para una temperatura constante del generador $T_{i_gen} = 82^{\circ}\text{C}$ y con dos temperaturas de entrada al evaporador $T_{i_eva} 11^{\circ}\text{C}$ y 13°C	138
Figura 6.12. Potencias instantáneas experimentales de los tres principales circuitos de la bomba de calor a caudal parcial para dos temperatura del evaporador de 11°C y 13°C ;temperatura constante en el generador de 82°C	139
Figura 6.13 Perfiles experimentales de la temperatura de entrada y salida, caudal y potencia transferida al suelo radiante a caudal parcial de la bomba de calor para una temperatura constante del generador $T_{i_gen} = 82^{\circ}\text{C}$ y para dos temperaturas de entrada al evaporador	139
Figura 6.14. Temperaturas experimentales de entrada y salida de los tres principales circuitos de la bomba de calor a caudal parcial para una temperatura constante del generador $T_{i_eva} = 12^{\circ}\text{C}$ y con dos temperaturas de entrada al evaporador $T_{i_gen} 80^{\circ}\text{C}$ y 87°C	141
Figura 6.15. Potencias instantáneas experimentales de los tres principales circuitos de la bomba de calor a caudal parcial para dos temperatura del generador de 80°C y 87°C con una temperatura constante en el evaporador de 12°C	141

Figura 6.16 Perfiles experimentales de la temperatura de entrada y salida, caudal y potencia transferida al suelo radiante a caudal parcial de la bomba de calor para una temperatura constante del evaporador $T_{i_eva} = 12^{\circ}\text{C}$ y para dos temperaturas de entrada al generador $T_{i_gen} 80^{\circ}\text{C}$ y 87°C	142
Figura 6.17 Potencia media diaria del suelo y potencia condensador:	143
Figura 6.18 Media diaria de la potencia instantánea del evaporador y media diaria de la potencia instantánea del intercambiador geotérmico:	144
Figura 6.19 Coeficiente de operación de la bomba de calor y eficiencia de la instalación durante los ensayos a caudal parcial	144
Figura 6.21. Potencia térmica instantánea absorbida del intercambiador geotérmico para diferentes temperaturas de entrada del fluido (T_{i_geo}) durante todos los ensayos realizados en invierno	145
Figura 6.25. Coeficiente de operación de la bomba de calor y eficiencia global de la instalación como función del horario de uso del edificio.	150
Figura 6.26. Coeficiente de operación de la bomba de calor y eficiencia global de la instalación como función de la potencia nominal de la bomba de calor:	151
Figura 7.1. Fracción solar y COP de la instalación de bomba de calor en modo verano como función del área de captación solar.	156
Figura 7.2. Fracción solar y COP de la instalación de bomba de calor en modo invierno como función del área de captación solar.....	157
Figura 7.3 Fracción solar y COP de la instalación de bomba de calor en modo verano como función del horario de ocupación del edificio.	159
Figura 7.4 Fracción solar y COP de la instalación de bomba de calor en modo invierno como función del horario de ocupación del edificio.	161
Figura 7.5 Mapa de severidad climática en Europa	162
Figura 7.6. Fracción solar y COP de la instalación de bomba de calor en modo verano como función de las condiciones climáticas.	164
Figura 7.7. Energía estacional intercambiada para cada uno de los principales elementos de la instalación	166

Lista de Tablas

Tabla 2.1. Características de diferentes tecnologías de refrigeración solar	8
Tabla 2.2. Rango típico de los parámetros térmicos del terreno	24
Tabla 3.1 Climatología anual en Valladolid	32
Tabla 3.2. Ocupación horaria semanal del edificio CARTIF II.....	33
Tabla 3.3. Datos técnicos THERMAX LT-1.[77]	36
Tabla 3.4. Datos técnicos Vitosol 300	37
Tabla 3.5. Características físicas de las sondas y la configuración del campo geotérmico.....	42
Tabla 3.6. Propiedades térmicas del campo geotérmico obtenidos del test TRT.	45
Tabla 3.7. Instrumentación del sistema de la bomba de calor.....	49
Tabla 3.8. Instrumentación instalada para la monitorización del campo solar.	50
Tabla 3.9. Instrumentación instalada en el sistema de acumulación.....	52
Tabla 3.10. Sensores control Caldera	54
Tabla 3.11. Sensores y equipos instalados para la monitorización del campo geotérmico.....	55
Tabla 3.12. Sensores y equipos instalados para la monitorización del suelo radiante/refrescante	56
Tabla 3.13. Variables de control de la bomba de calor	58
Tabla 3.14. Variables de control del campo solar.....	59
Tabla 3.15. Variables de control de la caldera	62
Tabla 3.16. Variables de control del campo geotérmico.....	63

Tabla 3.17. Variables de control del suelo radiante/refrescante.....	63
Tabla 4.1. Características del modelo bomba de calor (Type 107) para el modo invierno y el modo verano	69
Tabla 4.2. Características de la meteorología Type 109.....	70
Tabla 4.3. Variación del IAM en función del Ángulo de incidencia para captadores Vitosol 300.....	74
Tabla 4.4. Características del captador solar Type 71.	75
Tabla 4.5. Características del intercambiador de calor del campo solar Type 577	
Tabla 4.6. Parámetros y variables de entrada usados para la simulación de la caldera type 700.....	78
Tabla 4.7. Parámetros y variables de entrada usados para la simulación del intercambiador geotérmico type 557	80
Tabla 4.8. Propiedades de los materiales usados en el edificio CARTIF II.	83
Tabla 4.9. Morfología de las paredes de CARTIF II en TRNBuild.....	84
Tabla 4.10. Límites estructurales zona Medio Ambiente	85
Tabla 4.11. Límites estructurales zona Alimentación	86
Tabla 4.12. Límites estructurales zona Mecánica.....	86
Tabla 4.13. Límites estructurales zona procesos	87
Tabla 4.14. Cargas térmicas por zona del edificio.....	87
Tabla 4.15. Parámetros de diseño del suelo radiante/refrescante	88
Tabla 4.16. Características del modelo de acumulación de energía del campo solar type 4.....	90
Tabla 4.17 . Características del modelo de acumulación del depósito del geotermia type 4.....	91
Tabla 4.18 Características del modelo de acumulación del depósito de suelo type 4.	92
Tabla 4.19. Características bombas del circuito primario y secundario del campo solar Type 3.....	94

Tabla 4.20. Lista de elementos y tipos principales usados para el modelo de la instalación	95
Tabla 5.1 Lista de las experiencias realizadas en verano, especificando la fuente de calor usada	102
Tabla 5.2. Valores iniciales del modelo en TRNSYS en verano.....	111
Tabla 5.3. Comparación entre los resultados simulados y medidos de la instalación en modo verano.....	113
Tabla 5.4. Valores de la energía transferida y desempeño de la instalación para diferentes temperaturas del generador en modo verano.....	114
Tabla 5.5. Valores de la energía transferida y desempeño de la instalación para diferentes temperaturas del condensador en modo verano	116
Tabla 6.1. Parámetros de operación de la instalación durante los ensayos en invierno para condiciones de caudal nominal y de caudal parcial.....	124
Tabla 6.2. Días de ensayos en invierno a caudal nominal con las diferentes condiciones de temperaturas de entrada en el generador (T_{i_gen}), condensador (T_{i_con}) y evaporador (T_{i_eva}).....	124
Tabla 6.3. Días de ensayos en invierno a caudal parcial con las diferentes condiciones de temperaturas de entrada en el generador (T_{i_gen}), condensador (T_{i_con}) y evaporador (T_{i_eva}).....	125
Tabla 6.4. Parámetros de los principales elementos del modelo en TRNSYS en modo invierno.....	146
Tabla 6.5. Comparación entre los resultados obtenidos de los ensayos y los resultados de la simulación de la instalación en invierno	148
Tabla 6.6. Condiciones iniciales del modelo para la simulación a diferentes potencias de la bomba de calor.....	149
Tabla 6.7. Energías transferidas por los principales elementos de la instalación durante un día de simulación para diferentes horarios del edificio.....	149
Tabla 6.8. Energías transferidas por los principales elementos de la instalación durante un día de simulación para diferentes potencias en el evaporador de la bomba de calor.....	151
Tabla 7.1. Condiciones iniciales del modelo para la simulación en modo verano y en modo invierno.....	153

Tabla 7.2. Condiciones de control y operación de la instalación para el escenario de fracción solar.....	154
Tabla 7.3. Energías estacionales de los principales elementos de instalación y aporte solar para diferentes áreas de captación solar durante el verano.....	155
Tabla 7.4. Energías estacionales de los principales elementos de instalación y aporte solar para diferentes áreas de captación solar durante el invierno	156
Tabla 7.5 Horarios de ocupación del edificio, de la bomba de calor y del suelo radiante durante todo el año.....	158
Tabla 7.6. Energías estacionales de los principales elementos del sistema y la energía captada por el campo solar para los diferentes horarios de uso durante el modo verano.....	159
Tabla 7.7. Energías estacionales de los principales elementos del sistema y la energía captada por el campo solar para cuatro horarios de uso durante el modo invierno.....	160
Tabla 7.8. Ubicación geográfica de las diferentes ciudades	162
Tabla 7.9. Energías estacionales de los principales elementos del sistema y la energía captada por el campo solar para diferentes condiciones climáticas en modo verano	163
Tabla 7.10. Energías estacionales de los principales elementos del sistema y la energía captada por el campo solar para diferentes condiciones climáticas en modo invierno.....	164

CAPITULO 1.

INTRODUCCIÓN

El sector de la edificación consume casi 120 EJ anuales a nivel mundial, que representan el 30% del total de la energía final consumida en todos los sectores de la economía. Además representa la mitad de la demanda mundial de electricidad. A pesar de los grandes esfuerzos políticos para mejorar la eficiencia energética de los edificios, el uso de energía en este sector se ha incrementado en casi un 20% desde el 2000.

Los combustibles fósiles (carbón, petróleo y el gas natural) utilizados directamente dentro de edificios y en la generación de electricidad representan una significativa parte de la energía utilizada. Además el sector de la edificación representa casi el 30% de las emisiones globales de CO₂, un 36% de la energía final consumida en los edificios se utiliza para la calefacción [1].

La Unión Europea ha identificado al sector de la edificación como un sector clave para alcanzar el objetivo 20/20/20 (Reducir un 20% las emisiones de gases de efecto invernadero, alcanzar que las energías renovables cubran un 20% de la energía final y conseguir un ahorro del 20% en la demanda de energía hasta el 2020), así como para lograr una reducción de emisiones de gases de efecto invernadero del 80% al 95% para el año 2050.

Para alcanzar estos objetivos, las tecnologías de calefacción y refrigeración que usan las energías renovables como fuente energética, tendrán un papel vital dentro de un sistema de energía sostenible. Esto ha sido identificado por la Comisión Europea como un punto de "no-retorno" en su hoja de ruta de la energía hacia el 2050, ya que puede proporcionar una "producción local" de energía. Además de ser un sistema descentralizado y fuente de energía con gran disponibilidad, también tiene un impacto económico importante:

aproximadamente la mitad de la inversión se destinará a la parte baja de la cadena de valor, la generación de empleos y el crecimiento económico a nivel local [2].

En el futuro, la demanda de calor en la edificación se reducirá de manera significativa por los cambios de comportamiento y las medidas de eficiencia implementadas, como pueden ser, los edificios de energía casi nula. Sin embargo, el calor no sólo se utiliza para la calefacción de locales, también es utilizado para el agua caliente sanitaria y en procesos industriales. Aproximadamente el 50% de la demanda de calor de hoy se mantendrá en 2050.

Por ello es necesario pensar en tecnologías renovables como: la energía solar térmica, junto con la biomasa y la energía geotérmica, como una importante fuente de calefacción y refrigeración en Europa [2]. Gracias a los avances tecnológicos, la energía solar térmica no sólo es una opción en su aplicación más común como es la producción de agua caliente sanitarias, sino que se ha convertido en una alternativa atractiva en otras aplicaciones como es el calor para proceso industrial.

Otra tecnología para la climatización de edificios que ayudará a obtener los objetivos planeados dentro de la Unión Europea es la bomba de calor acoplada al terreno o bomba de calor geotérmica empleada en la climatización de edificios, dicha tecnología presenta la doble ventaja: aprovechamiento renovable y elevada eficiencia energética. Su principio de funcionamiento se basa en la temperatura estable de la tierra a determinada profundidad durante todo el año, siendo más caliente que el aire exterior durante el invierno y más fría durante el verano. La bomba de calor con un bajo consumo de energía, puede transferir el calor de la tierra al edificio en invierno o extraer el calor del edificio para inyectarlo en la tierra en verano. Por tanto, en modo calefacción, la tecnología aprovecha la energía renovable disponible en el terreno para calentar el edificio mientras que, en modo refrigeración, la bomba de calor incrementa su eficiencia trabajando contra un foco térmico, la tierra, de temperatura más adecuada que la temperatura del foco térmico aire, contra el que trabajan otras tecnologías de bomba de calor aerotérmicas.

Las principales ventajas de este tipo de sistemas son: la disminución de las emisiones de gases de efecto invernadero en más de un 66% respecto a los sistemas que utilizan combustibles fósiles y la reducción de los costes de mantenimiento de la instalación, en aproximadamente la mitad respecto a otros sistemas convencionales [3]. Asimismo, las bombas de calor geotérmicas son más silenciosas que las aerotérmicas, y el intercambiador de calor acoplado al terreno puede sustituir a las torres de refrigeración, evitando los problemas asociados de legionelosis.

Por lo anteriormente explicado, por el actual interés que existe en integrar diferentes tecnologías renovables para cubrir las necesidades de calefacción y refrigeración en el sector de la edificación, y así ayudar a la descarbonización del sector. La presente tesis doctoral se enfoca en evaluar el potencial de estas tecnologías en el futuro. El trabajo se centró en el estudio de la integración de la energía solar y la energía geotérmica para la climatización (refrigeración y calefacción) de un edificio con el objetivo de evaluar: su desempeño, contribuir a la penetración de estas fuentes de energía renovables en el sector de la climatización y al aumento de la masa crítica en este tipo de tecnologías.

1.1 Objetivos

El objetivo general de este trabajo es el análisis, modelado y simulación del funcionamiento de una instalación de climatización (calefacción y refrigeración) singular situada en un edificio de uso terciario. La instalación consiste en una bomba de calor de absorción LiBr/H₂O, accionada por una instalación solar térmica, y condensada/evaporada con un intercambiador geotérmico cerrado. La instalación dispone de la instrumentación adecuada para estimar y registrar de modo continuo las variables implicadas en el funcionamiento de cada uno de sus elementos.

De un modo más detallado, los objetivos del trabajo se pueden enumerar como:

- Realizar una revisión del estado actual de la utilización de las energías renovables en la climatización de edificios, en particular de la refrigeración solar mediante bombas de calor de absorción y de la utilización de las denominadas bombas de calor geotérmicas o acopladas al terreno, analizando las características de instalaciones descritas en la literatura científica.
- Analizar el funcionamiento de una instalación experimental de climatización (refrigeración - calefacción) mediante bomba de calor de absorción LiBr/H₂O con apoyo de una instalación solar térmica y condensada/evaporada con un intercambiador geotérmico cerrado, situada en un edificio de uso terciario, en condiciones reales de funcionamiento.
- Caracterizar la instalación y cada uno de sus componentes principales (bomba de calor por absorción, campo solar, intercambiador geotérmico, sistemas de acumulación y de apoyo, y suelo radiante/refreshcante) mediante pruebas experimentales bajo

diferentes condiciones de operación, tanto en verano como en invierno. Con este fin, la instalación dispone de la correspondiente instrumentación.

- Analizar, a nivel experimental, la influencia de diferentes variables de operación como son la temperatura del generador, la temperatura del evaporador, o la temperatura del condensador, en el desempeño global de la instalación en modo verano y en modo invierno.
- Desarrollar un modelo de la instalación de climatización en la plataforma TRNSYS, que permita simular el funcionamiento de la instalación experimental en diferentes condiciones y modos de funcionamiento, y en periodos largos de tiempo.
- Validar el modelo en TRNSYS de la instalación a partir de los datos experimentales del funcionamiento de la misma en condiciones de verano e invierno.
- Estudiar bajo simulación el desempeño global de la instalación durante un año de operación continuo, determinando la relación que existe entre diferentes parámetros de diseño (área de captación solar, condiciones climáticas, horario de ocupación) y el desempeño estacional de la propia instalación.

En definitiva, con el presente trabajo, se pretende contribuir a la integración de fuentes de energía renovables en la climatización de edificios, mediante el estudio experimental y teórico de una instalación singular, trabajando en condiciones reales de uso.

1.2 Estructura de la tesis

La estructura de esta tesis consta de ocho capítulos que describen todo el trabajo hecho, tanto a nivel experimental como a nivel teórico, y sus resultados. A continuación se hace una breve reseña de cada uno de los capítulos con el objetivo de poner al lector en contexto y permitirle hacer un esquema general del estudio desarrollado.

En el capítulo 1 se presenta la necesidad de reducir el consumo energético en el sector de la climatización y el reto que supone la introducción de energías renovables en este sector. En este contexto se plantean los objetivos de esta tesis doctoral y la estructura de esta memoria.

El capítulo 2 presenta una revisión actualizada y detalla del estado actual de los estudios reportados en la bibliografía durante los últimos años tanto a nivel experimental como teórico de los sistemas de refrigeración solar y de las bombas de calor acopladas al terreno. Además se mostrará un inventario sobre las instalaciones de refrigeración solar que hay alrededor del mundo y las principales barreras de esta tecnología.

En el capítulo 3, se presenta una descripción clara y detallada de los elementos principales de la instalación (bomba de calor de absorción, Campo Solar, Caldera, Campo geotérmico y el edificio), modos de funcionamiento tanto en verano como en invierno que permitan el estudio y caracterización de la instalación. Por último se definen las estrategias de control aplicado, protocolo de comunicación y el sistema de monitorización.

En el capítulo 4 se describe el modelo de cada uno de los componentes principales de la instalación y las consideraciones tenidas en cuenta para su simulación por medio de TRNSYS versión 16. Para cada uno de los componentes (bomba de calor, climatología, captadores solares, sistema de almacenamiento, bombas de circulación, intercambiador de calor, caldera de apoyo) se han establecido sus consideraciones matemáticas, los parámetros de diseño, condiciones de entrada y variables de salida, tanto para su operación en verano como en invierno. Para el modelado del edificio se usó TRNBuild, que permite definir todas las características morfológicas del edificio y conectarlo con el sistema de climatización.

En el capítulo 5 se hace el análisis experimental y bajo simulación mediante la plataforma TRNSYS® del comportamiento global y de los principales elementos de la instalación de climatización en modo verano. Para lograr el objetivo, este capítulo está dividido en varias secciones: en la primera parte, se definen los indicadores energéticos con los cuales se hará el estudio y permitan caracterizar la instalación; luego se hace una descripción de las experiencias realizadas durante el verano del 2011; el análisis experimental de los perfiles de temperatura durante los días de prueba y potencias instantáneas de los principales elementos. La parte final del capítulo es la validación del modelo con los datos experimentales y un análisis teórico de la influencia de algunas variables como son: la temperatura del generador, del evaporador y del condensador en el desempeño global de la instalación.

En el capítulo 6 se hace el análisis de la instalación en modo invierno tanto a nivel experimental como a nivel teórico. El capítulo está dividido en cuatro secciones: la primera sección se definen los indicadores energéticos para evaluar el desempeño de la instalación; la segunda sección se describen los ensayos experimentales realizados durante el 2014 y 2015; en la tercera sección se describe el modelo en TRNSYS y la validación; en la última sección,

se simula y se analiza la influencia del horario y la relación entre la potencia de la bomba de calor y la demanda del suelo.

En el capítulo 7 se hace la simulación bajo diferentes escenarios de evaluación; se analizó la influencia de diferentes parámetros de diseño como son; el área de captación solar, las condiciones climáticas, el horario de ocupación del edificio en el desempeño global de la instalación en modo verano y modo invierno. Y finalmente un análisis anual de la energía intercambiada por sus principales elementos.

En el último capítulo 8, se presentan las conclusiones del trabajo de investigación y los posibles trabajos a futuro que pueden resultar como consecuencia del mismo.

CAPITULO 2.

REVISIÓN ACTUAL DE LA TÉCNOLOGÍA.

Dado el ámbito de desarrollo de esta tesis, la revisión del estado de la tecnología será enfocada en los principios de funcionamiento de los sistemas de refrigeración solar mediante bombas de calor de absorción y bombas de calor acopladas al terreno. Se hace una revisión sobre los trabajos experimentales y teóricos desarrollados durante los últimos 15 años disponibles en las bases de datos científicas, aplicando un especial hincapié en las instalaciones de refrigeración solar en funcionamiento. Por ello se ha dividido esta revisión en tres grandes apartados:

- Sistemas de refrigeración solar, principio de funcionamiento los sistemas de refrigeración solar por absorción, estudios experimentales y teóricos bajo esta tecnología,
- Revisión sobre instalaciones de refrigeración solar que hay alrededor del mundo de acuerdo a la bibliografía encontrada, análisis de mercado y barreras para esta tecnología.
- Por último, una revisión sobre las bombas de calor acopladas al terreno, con una pequeña explicación de su funcionamiento y los estudios que se han hecho a nivel experimental y teórico de esta tecnología.

2.1 Sistemas de refrigeración solar.

Los sistemas de refrigeración solar térmica están disponibles en el mercado desde hace muchas décadas para diferentes usos. Existen varias opciones para la generación de frío a partir de una fuente térmica con temperaturas medias y altas, estas tecnologías se clasifican en: ciclos cerrados, que son los más populares [4], en los que se incluyen los refrigeradores por absorción y los refrigeradores por adsorción, y los ciclos abiertos (sistemas desecantes), que es una combinación de deshumidificación y refrigeración evaporativa [5]. Dentro de los ciclos abiertos, los sistemas de refrigeración por desecantes líquidos y desecantes sólidos son los más comunes.

Las máquinas de absorción son equipos habituales del mercado de refrigeración. Las máquinas de absorción más aplicadas en climatización son las de bromuro de litio (absorbente) y agua (refrigerante). Estas máquinas tienen un COP (frío producido / energía consumida) de 0.6-0.7 y pueden funcionar con agua caliente procedente del captador solar térmico a partir de 75 °C.

En las máquinas de adsorción, a diferencia de las de absorción, en vez de un absorbente (líquido) se utiliza un adsorbente (sólido). El COP de estas máquinas se encuentra entre 0.55-0.65 y la temperatura de la fuente caliente puede ser inferior a la de las máquinas de absorción (a partir de 55 °C). Esto permite el uso de captadores solares planos.

Los sistemas mediante desecantes consisten en un ciclo abierto en el que el aire a climatizar es primeramente secado y después enfriado por humidificación. Se utiliza energía solar de baja temperatura (a partir de 45 °C) para regenerar el elemento desecante. La regeneración consiste en evaporar el agua para mantener la capacidad desecante del material.

En la Tabla 2.1 se presentan las principales características de las cuatro principales tecnologías de refrigeración solar

Tabla 2.1. Características de diferentes tecnologías de refrigeración solar [5]

	Ciclos cerrados		Ciclos abiertos	
	Absorción	Adsorción	Desecante líquido	Desecante sólido
	<i>LiBr/Agua</i>	<i>Silica-gel/Agua</i>	<i>CaCl₂/Agua</i>	<i>Silicagel/Agua</i>
<i>Pares</i>	<i>Agua/NH₃</i>	<i>Carbón acti/Metanol</i>	<i>LiCl/Agua</i>	<i>Zeolita/Agua</i>

	<i>LiCl/Agua</i>	<i>BaCl/NH₃</i>		
	<i>LiNO/NH₃</i>			
<i>Potencias [kW]</i>	<i>4.5-5000</i>	<i>70-1000</i>	<i>20-350</i>	<i>-</i>
<i>COP</i>	<i>0.7-1.3</i>	<i>0.3-0.6</i>	<i>0.5-1</i>	<i><1</i>
<i>Temperaturas del generador</i>	<i>75-110 (Simple efecto)</i>	<i>55-90</i>	<i>45-90</i>	<i>45-70</i>
	<i>130-160 (Doble efecto)</i>			

En 1998 Henning et al. [6] publicaron una comparación de las tres tecnologías de frío solar: absorción, adsorción y desecantes con varios colectores solares. Estos sistemas fueron usados en un edificio de oficinas con un área de 400 m²; el edificio fue climatizado con una temperatura de acuerdo al instituto de normas alemán. Tres regiones fueron usadas como referencia, Copenhague, Friburgo y Trapani (Sicilia) (Húmedo y caliente). De acuerdo con los autores, el periodo de retorno de las tres instalaciones de frío solar varió entre 5.8 años para la tecnología de absorción sin sistema de respaldo y 37.7 años para la tecnología de adsorción con un fracción solar del 90%. Los autores destacaron que la tecnología desecante tiene un menor potencial de ahorro energético comparado con las otras dos tecnologías debido al importante consumo eléctrico de los ventiladores.

2.1.1 Refrigeración solar por absorción.

Antes de hacer la revisión sobre los estudios hechos sobre esta tecnología, se hará una pequeña explicación de los principales elementos de una bomba de calor por absorción y el modo de funcionamiento.

La bomba de calor consiste en un evaporador, condensador, generador y absorbedor, un par de fluidos de trabajo, dos válvulas y una bomba de solución. En la Figura 2.1 se presenta un esquema de una bomba de calor por absorción de simple etapa con sus principales elementos.

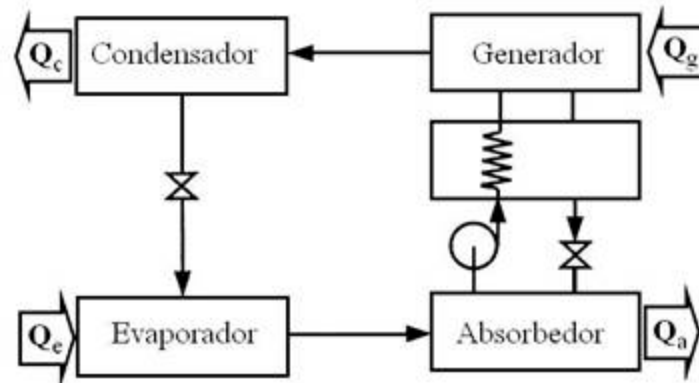


Figura 2.1. Esquema de una bomba de calor por absorción de una etapa. [5]

En el generador que se encuentra a alta presión se aporta la energía para la separación del gas refrigerante del líquido absorbente (Q_g), y sale el refrigerante, idealmente puro, como vapor saturado, a temperatura y presión alta; en el condensador el refrigerante cede el calor al ambiente (Q_c), cambiando de fase y pasando a líquido saturado a alta temperatura; luego sufre el refrigerante una estrangulación en la válvula de expansión pasando al estado de vapor húmedo de título pequeño, a presión y temperaturas bajas, de ahí el vapor húmedo entra al evaporador del que sale tras recibir el (Q_e), en el estado de vapor saturado o ligeramente sobrecalentado, siempre a baja temperatura y presión; este vapor saturado (refrigerante) es aspirado por el absorbente (LiBr) en el absorbedor; este es un proceso exotérmico y el calor generado es evacuado (Q_a); la llamada solución rica, o sea la mezcla binaria así formada con alta concentración de refrigerante, aun a baja presión, es bombeada al generador, en este recibe el calor (Q_g) con el que se separa el vapor y comienza el ciclo de nuevo.

Como se ve, existen dos circuitos de fluidos:

- Uno exterior, recorrido solamente por el refrigerante, que no se diferencia de un ciclo de refrigeración mecánica de vapor,
- Otro interno, por el que circula la mezcla binaria con dos concentraciones distintas, y que está constituida por el conjunto absorbedor-bomba-generador-válvula-absorbedor.

Los principales componentes de un sistema de refrigeración solar son: el campo solar, la máquina de refrigeración (absorción, adsorción, etc) y los depósitos de acumulación de energía térmica. Aunque la máquina de absorción es el corazón de este tipo de instalaciones, el desempeño global dependerá de la integración de todos estos elementos. A continuación se presenta una revisión de los estudios hechos durante los últimos años, tanto experimentales como a nivel teórico de este tipo de sistemas encontrados en la bibliografía.

Donde se hacen análisis desde un punto de vista global y de la eficiencia de la máquina de refrigeración.

2.1.1.1 Estudios experimentales.

Una revisión de los estudios experimentales sobre los sistemas de refrigeración por absorción de mediana y baja potencia, que se han publicado en las principales revistas será presentada:

M Qu et al [7] evaluaron una instalación que consta de 52 m² de colectores parabólicos, bomba de calor por absorción de doble efecto (LiBr/H₂O) de 16 kW , para la climatización y calefacción de un área de trabajo de un edificio de la Universidad Carnegie Mellon (Pittsburgh, Estados Unidos) las pruebas fueron hechas durante el año 2007. Concluyeron que el campo de captación solar podía cubrir un 39% de la demanda de frío y un 20% de la demanda de calor para este edificio que corresponde a unos ahorros anuales de 74 kWh/m² en verano y 61kWh/m² año en invierno.

Agyenim et al [8] diseñaron y evaluaron el desempeño de un sistema de refrigeración solar constituida por una enfriadora rotartica de bromuro de litio agua de 4.5 kW, un depósito de 1 m³ para almacenamiento de frío y un campo de captadores de tubos de vacío con un área de 12 m². La instalación se usó para climatizar mediante fan coils una oficina de 82 m³ de un edificio del departamento de arquitectura de la Universidad de Cardiff. Después de las experiencias hechas en el verano del 2007, concluyeron que el COP medio experimental fue de 0.58 menor que el nominal de 0.7, por lo tanto sugieren que para tener un mayor impacto comercial se debería de usar estos sistemas para la calefacción e integrado al sistema de agua caliente sanitaria.

Monne et al. [9] evaluaron el desempeño de una instalación de frío solar compuesta por: 15 colectores solares de placa plana con un área de 2.5 m² cada uno, una máquina de absorción rotártica LiBr/H₂O de 4.5 kW. La instalación es usada para mejorar las condiciones de confort del gimnasio de la Universidad de Zaragoza, ellos analizaron la instalación durante el verano del 2007 y el 2008. Lograron COP de 0.5 que son menores al COP nominal, y la potencia media del evaporador varió entre 3.6 kW y 5.8 kW. Además concluyen que el incremento de la temperatura exterior disminuye el rendimiento de la instalación, ya que esta instalación condensa con el aire exterior.

Venegas et al [10] analizaron el desempeño de un sistema de refrigeración solar con una maquia de absorción comercial de bromuro de litio/agua para uso residencial. La instalación está compuesta por: 20 colectores de placa plana de 2.5 m² cada uno, un depósito de almacenamiento de 2 m³, una máquina de absorción yazaki de 35 kW condensando en torres de refrigeración. La instalación se encuentra en la Universidad Carlos III. El

estudio concluyo que para este tipo de instalaciones, las principales variables climáticas que influyen en la producción diaria de frío y el COP es la radiación solar, la velocidad y dirección del viento.

Lizarte et al [11] compararon el desempeño experimental de dos máquinas de absorción bromuro de litio /agua. Una comercial con temperaturas en el evaporador de 18°C y un prototipo con temperaturas de 16°C. La instalación está compuesta por: un campo solar de heat pipe con un área de 42.2 m², un depósito de almacenamiento de 1.5 m³, una torre de refrigeración, una máquina de absorción rotartica de 4.5 kW LiBr/H₂O, y un prototipo de máquina de absorción LiBr/H₂O de 4.5 kW desarrollado por el laboratorio de bomba de calor del CSIC. Los ensayos fueron hechos durante el 2008 y 2009. Los COP medios diarios obtenidos fueron de 0.55 y 0.62 respectivamente, y una eficiencia solar instantánea de la instalación de 0.08 que es comparable con instalaciones similares.

Bermejo et al [12] analizaron una máquina de absorción de doble efecto LiBr/H₂O de 174 kW de potencia nominal acoplada a una planta solar con captadores Fresnel. La bomba de absorción obtuvo un COP medio diario entre 1.1 y 1.5 con una temperatura en el evaporador de 8°C. La energía solar captada representó un 75% de toda la energía demanda por el generador.

Rosiek and Batlles [13] estudiaron un sistema de refrigeración solar por absorción de simple efecto instalado en el edificio de CIESOL en Almería. De acuerdo a los resultados obtenidos, la demanda de frío durante todo un año fue de 13 255 kWh. Los captadores solares con un área de 160 m² y un máquina de absorción de 70 kW fueron usados para cubrir la demanda de frío durante el verano. La instalación estuvo monitorizada y controlada mediante un sistema de adquisición de datos durante un año de operación. La energía solar captada pudo cubrir la demanda del generador de la máquina de absorción durante el verano. El COP medio y la potencia de frío fueron calculadas durante los meses de verano con valores medios de 0.6 y 40 kW respectivamente.

Mammoli et al [14] y Ortiz et al. [15] hicieron diferentes pruebas en un sistema de refrigeración solar para un edificio educacional de 7000 m² situado en un clima desértico. La instalación contaba con dos tipos de captadores solares, 124 m² de colectores de placa plana y 108 m² de tubos de vacío. El fluido de trabajo era una mezcla agua-glicol en el circuito primario mediante un intercambiador se almacena el calor en unos tanque con un volumen de 34 m³, la máquina de absorción era una Yazaki de simple efecto LiBr/H₂O de 70 kW y operaba con rangos de temperatura del generador entre 70 y 95 °C. El frío generado por la máquina de absorción se almacena en siete depósitos con un total de 50 m³. Según los resultados experimentales, la instalación cubrió aproximadamente el 18 % de la demanda total del edificio, este porcentaje

puede ser incrementado hasta el 36 % ajustando el control del aire acondicionado y mejorando el aislamiento de los tanques.

Syed et al. [16] estudiaron una instalación de climatización solar de 35 kW de absorción LiBr/H₂O, el calor es generado por unos captadores planos con un área de 49.9 m². La energía térmica es almacenada en un depósito de 2 m³, el generador de la máquina permite trabajar en rangos de temperatura entre 65-90°C. El COP máximo instantáneo medido fue de 0.6, el COP medio diario y medio estacional fue de 0.42 y 0.34 respectivamente. La eficiencia media diaria de los captadores solares (sin considerar las pérdidas por tubería ni por el intercambiador) fue de un 50%. Mediante el análisis de los flujos de energía en el sistema, demostraron que esta tecnología trabaja mejor en zonas secas y calientes.

El diseño e instalación de una máquina de simple efecto LiBr/H₂O de 30 kW con 90 m² de captadores de placa plana con doble vidrio, un depósito de agua caliente de 1.5 m³ y uno de agua fría de 1.0 m³ instalado en la Universidad Tecnológica de Saint Pierre (La Reunion, Francia) fue estudiada por Praene et al. [17] Las pruebas hechas mostraron que la planta solar podía aportar calor a la instalación entre las 8:00 y las 17:00. Con la instalación se logró dar confort con temperaturas del aire en los salones de 25°C.

Un campo solar de 38 m² de colectores de placa plana acoplados a una máquina de absorción LiBr/H₂O de 4.7 kW fue analizado por Sumathy [18]. El sistema cuenta con un tanque de almacenamiento de 2.75m³ el cual fue dividido en dos partes. La parte superior corresponde a ¼ del volumen total del tanque. Este estudio demostró que se tenían alrededor de las 2 horas generando frío con la máquina funcionando a carga parcial y con un COP del sistema de 0.07 que fue un 15% mayor que si trabajara con la instalación a carga nominal. Los resultados experimentales también muestran que durante los días de baja radiación no se obtuvieron las temperaturas necesarias en el generador con trabajaba a carga nominal, pero si se pudo generar frío cuando se trabajó a carga parcial para esas mismas características

Un prototipo a escala domestica con 12 m² de colectores solares de tubos de vacío, con una máquina de absorción LiBr/H₂O, con un tanque de almacenamiento de frío de 1 m³ y fan coil de 6 kW, fue probado por Agyenim et al [19]. Con esta instalación se obtuvo un COP medio diario de 0.58 y con temperaturas del generador que varía entre los 70 y 100°C.

Rodríguez Hidalgo et al. [20] Evaluaron una instalación de 50 m² de colectores solares de placa plana, un depósito de almacenamiento de 2 m³, con una máquina de absorción yazaki de 35 kW LiBr/H₂O de simple efecto condensado mediante torre de enfriamiento, se usaba para climatizar una zona de la Universidad Carlos III de Madrid. Las pruebas fueron hechas durante el verano

del 2004 y el COP medio diario obtenido fue de 0.33 y un rendimiento del sistema de 0.07. Concluyeron que el bajo valor del COP es debido a la baja temperatura de entrada al generador.

Un estudio experimental de un sistema de aire acondicionado de absorción $\text{H}_2\text{O}/\text{NH}_3$ de dos etapas para uso residencial con una potencia de 2 kW fue realizado por Du et al. [21] el objetivo era investigar la viabilidad y desempeño del sistema. Los resultados experimentales demostraron que el equipo con una temperatura en el generador de 85°C , el evaporador de 8°C y con una temperatura ambiente de 29°C el COP alcanzado era de 0.21.

Hu et al. [22] hicieron un estudio experimental sobre una micro bomba de calor por absorción de 40 W. El sistema de absorción fue construido por un micro evaporador, un micro condensador y un canal de expansión. Ellos reportaron un COP experimental entre 0.465 y 0.511 cuando funcionaba con una temperatura en el generador de 100°C y con una temperatura en el evaporador entre 11°C y 19°C .

Bujedo et al [23] compararon tres estrategias de control: Control convencional, control de adaptación de la temperatura del condensador y control de la temperatura del generador y condensador. La instalación de frío solar está constituida por una máquina de absorción $\text{LiBr}/\text{H}_2\text{O}$ de 35 kW con dos campos solares uno de 40 m^2 de tubos de vacío y otro de 37.5 m^2 de placa plana, dos tanque de almacenamiento de calor de 2 m^3 cada uno y un depósito de 1 m^3 para almacenamiento de frío. Los resultados demostraron que la instalación obtuvo mejores resultados cuando se controla tanto la temperatura de entrada al generador como la temperatura de entrada al condensador

Los estudios experimentales revisados muestran que el COP siempre es menor que el COP nominal de las máquinas de absorción con valores entre 0.3 y 0.6. También se observa que no existe una relación clara entre el área de captación solar y la potencia de frío, por último todas las instalaciones revisadas condensan usando una torre de refrigeración y climatizando mediante fan coils.

2.1.1.2 Estudios teóricos.

Una revisión sobre los estudios hechos a nivel teórico en los últimos años sobre el uso de la energía solar para la climatización y calefacción de edificios se presentan a continuación.

Un estudio sobre la viabilidad de un sistema de refrigeración solar bajo las condiciones de Túnez fue hecho por Balghouthi et al. [24], ellos hicieron simulaciones bajo TRNSYS, con el EES y con las condiciones meteorológicas de Túnez capital. La instalación que se simuló consta de un edificio de 150 m^2 , un máquina de absorción $\text{LiBr}/\text{H}_2\text{O}$ de 11 kW, 30 m^2 de captadores planos con

una inclinación de 35° y con un depósito de almacenamiento de agua caliente de 0.8 m^3 . Las simulaciones realizadas mostraron que estos sistemas son adecuados para las condiciones de Túnez y aunque la inversión inicial es muy alta estos sistemas puede ayudar a disminuir el uso de energías fósiles y reducir los picos de demanda eléctrica en la temporada de verano.

Soutullo et al. [25] hizo un estudio comparativo entre el desempeño de una sistema de frío solar por absorción con almacenamiento interno (máquinas de absorción Climatwell) y almacenamiento externo (máquina de absorción convencional -Yazaki) con depósitos de almacenamiento de frío. Las simulaciones fueron hechas en TRNSYS. El resultado de la comparación indicó que la misma fracción solar se alcanzaba con los dos sistemas sin embargo mientras la máquina de absorción Climatwell no requiere de un depósito de almacenamiento externo, la máquina de absorción convencional necesita un depósito de 15 m^3 para lograr la misma fracción solar.

Un análisis mediante la primera y segunda ley de la termodinámica para una máquina de absorción LiBr/H₂O de simple efecto y otra de doble efecto conectadas en serie fue hecho por Kaushik and Arora [26]. Los resultados del análisis de la primera ley indicaron que el COP de la máquina de doble efecto es entre un 60 y un 70% mayor que el de la bomba de simple efecto. La temperatura óptima para el de simple efecto era de 91°C y para la de doble efecto de 150°C . El análisis mediante la segunda ley de la termodinámica indicó que la eficiencia exergética óptima se alcanzó con una temperatura del generador de 80°C para la de simple efecto y de 130°C para la de doble efecto.

Onan et al. [27] simularon el desempeño horario de una máquina de absorción de 106 kW para la climatización de unas villas en Turkia, usando MATLAB en función de la temperatura exterior entre los 40.3°C y los 13.2°C . Sus resultados indicaron que las pérdidas exegéticas en el colectores varían desde el 10% hasta el 70% y son las mayores pérdidas comparadas con otros componentes de la instalación.

Assilzadeh et al.[28] presentaron el diseño de un sistema de frío solar por absorción (LiBr/H₂O) para Malasia y otras regiones tropicales similares usando tubos de vacío. La simulación fue hecha en TRNSYS y los autores concluyen que el sistema podía producir una tonelada de refrigeración (aprox. 3.5 kW). Los parámetros óptimos del diseño eran 35 m^2 de tubos de vacío con una inclinación de 20° , 0.8 m^3 de almacenamiento de agua caliente y una bomba con un flujo de 0.24 kg/s .

Zambrano et al.[29] elaboraron un modelo dinámico para instalaciones de frío solar. El modelo fue validado con datos experimentales obtenidos de una instalación de la Universidad de Sevilla que consta de: una máquina de absorción de 35 kW y 151 m^2 de colectores de placa plana. Los autores

concluyen que el simulador es una herramienta potente para este tipo de sistemas durante la fase de diseño y para la evaluación de estrategias de control. Algunos de los resultados mostraron que el mejor desempeño global se obtiene cuando la potencia del generador es estable.

Calise [30] hizo un modelo dinámico de un sistema de calefacción y frío solar con unos colectores parabólicos (PTC), una bomba de calor LiBr/H₂O de doble efecto, el calor auxiliar era cubierto por una caldera de biomasa. La instalación cubría la demanda de calor, frío y agua caliente sanitaria de un pequeño salón de una universidad. Las simulaciones fueron hechas para siete ciudades del mediterráneo. Los resultados demostraron que para todos los casos se obtuvieron hasta un 80% de ahorro de energía primaria. Además demostró que estos sistemas son más rentables en regiones especialmente calientes (El Cairo, Almería etc).

Marc et al [31] hicieron la evaluación del desempeño y las condiciones de control de un sistema de refrigeración por absorción usando un modelo matemático simple. Los buenos resultados permitieron a los autores validar el uso de éste, tanto para las etapas del diseño como para el control del desempeño.

Una novedosa instalación basada en colectores solares parabólicos y un ciclo orgánico rankine (ORC) para la generación de calor, frío y electricidad fue evaluado por Sulaiman et al [32]. Este sistema parte de los calores residuales eran usados para el calentamiento mediante un intercambiador de calor y otra parte del calor era usado para la generación de frío mediante una máquina de absorción LiBr/H₂O. El estudio evaluó tres modos de funcionamiento: modo solar, modo solar y almacenamiento, y modo almacenamiento. Los resultados mostraron que la máxima eficiencia eléctrica fue del 15% con la operación en el modo solar, del 7% en el modo solar y almacenamiento, y del 6.5% en el modo de almacenamiento.

Florides et al [33] diseñaron una enfriadora de absorción LiBr/H₂O de 11 kW para cubrir la demanda de la carga térmica de una casa típica en Chipre. Las simulaciones fueron hechas para una instalación con 15 m² de colectores parabólicos compuestos con una inclinación de 30°C y un depósito de almacenamiento de agua caliente de 0.6 m³.

Joudi et al [34] hicieron un programa para la simulación de una instalación de frío solar con una máquina de absorción LiBr/H₂O. Los resultados de estas simulaciones fueron usadas para el diseño global de este tipo de instalaciones y presentado de una manera gráfica llamado frío F-Chart. Usando esta herramienta de dimensionado, según los autores se pueden disminuir las tareas de diseño para predecir la energía solar captada para el uso de la máquina de absorción. Además una correlación fue hecha para estimar el

volumen del depósito de almacenamiento necesario de acuerdo al sistema de frío solar. La relación entre los principales elementos del sistema se determina en función de la demanda de frío, el recurso solar, las condiciones climáticas del lugar, costos de los componentes y características de desempeño.

Jian Sun [35] hizo un modelo matemático para una bomba de calor por absorción LiBr/H₂O operando en condiciones estacionarias. El autor tomó en consideración: un flujo a contra corriente tanto para la transferencia de calor como de masa, la distribución de temperatura y concentración fue considerada en dos dimensiones, valores locales de los coeficientes de transferencia de calor y de transferencia de masa, los parámetros térmicos dependen de las propiedades físicas del fluido de trabajo y los límites de operación del par de trabajo debido a los riesgos de cristalización. Encontró que el flujo másico de vapor incrementa de manera casi lineal con el incremento de la presión en el absorbedor. Los resultados del modelo tuvieron una precisión del 7% respecto a los resultados experimentales.

Liao [36] focalizó su estudio en los problemas de cristalización y las estrategias de control de un sistema de frío solar por absorción LiBr/H₂O. El encontró seis causas que pueden causar la cristalización: alta temperatura ambiente, baja temperatura ambiente con alta carga, fugas de aire en la máquina o gases no absorbidos debido a la corrosión, demasiado calor entrando al desorbedor, problemas de la dilución, la temperatura de entrada al evaporador muy baja cuando la temperatura del ambiente y/o condensados es muy alta.

Bahador Bakhtiari [37] en sus pruebas tanto teóricas como experimentales a nivel de laboratorio de una bomba de calor LiBr/H₂O de 14 kW de potencia, encontró que las variables que mayor influencia tienen en la operación son: la temperatura del evaporador, la temperatura del condensador, y el caudal del condensador y del generador. Las simulaciones fueron hechas en estado estacionario y fueron comparadas con mediciones experimentales.

Garcia et al [38] desarrollaron varios modelos de simulación basados en redes neuronales de un sistema de absorción LiBr/H₂O asistido por un campo solar para la climatización las aulas de un centro educacional. Sus modelos predijeron con una buena aproximación la temperatura de salida del generador. Para el entrenamiento de las redes neuronales usaron dos años de resultados experimentales obtenidos de la instalación.

Mateus et al [39] evaluaron el potencial de la integración de instalaciones de frío y calefacción solar en diferentes tipologías de edificios (residencial, oficinas y hoteles). Usaron simulaciones en TRNSYS para el estudio. Las simulaciones fueron hechas para tres condiciones climáticas diferentes (Berlín, Lisboa y Roma). Las conclusiones de este trabajo fueron tres. La primera es que usando este tipo de sistemas combinando calor y frío es posible ahorrar en los costos

totales y en las emisiones de CO₂, para las tres condiciones climáticas desde el punto de vista económico y resulta más interesante usar gas natural como sistema de respaldo. En segundo lugar concluyeron que disminuir los costos depende del tipo de edificio y de la localización pero se obtiene una fracción solar que varía entre el 20% y 60%. Las casas tipo chalet y los hoteles son los casos donde la integración del sistema solar tienen una mayor viabilidad económica. En tercer lugar, para una mayor competitividad económica de este tipo de sistemas es necesario que los costos iniciales de la máquina de absorción y los colectores solares bajen.

Como se observa en la revisión teórica de los sistemas de frío solar, ha existido un gran interés en evaluar bajo simulación el desempeño de este tipo de instalación, que ayuden a mejorar su rendimiento e identificar las variables que afectan su desempeño, para ser tenidas en cuenta a la hora de diseñar y hacer un mejor control cuando estén en funcionamiento. También se puede concluir que el programa más usado para la simulación es TRNSYS.

2.2 Instalaciones de refrigeración solar alrededor del mundo y análisis del mercado.

La task 38, es una iniciativa dentro del programa “Solar air Conditioning and Refrigeration” de la Agencia Internacional de la Energía (IEA) y cuyo objetivo es la implementación de medidas para acelerar la inclusión en el mercado de sistemas de refrigeración y climatización solar. Ellos hicieron una revisión sobre las instalaciones de refrigeración y climatización solar alrededor del mundo con el objetivo de identificar las tecnologías usadas, los parámetros de diseño en relación con la localización, uso final y tamaño del edificio [40].

De acuerdo a los autores de este reporte existen 113 sistemas de refrigeración solar con una potencia mayor a 20 kW y 163 con una potencia menor a 20 kW instalados alrededor del mundo. 254 instalaciones están en Europa, 13 en Asia, principalmente en China y Japón, 4 en América (3 en USA y 1 en México), 3 en Australia y 2 en África (Egipto y Sudáfrica). De las 269 instalaciones alrededor del mundo la principal tecnología usada son las bombas de calor por absorción que representan un 82% seguido de las de adsorción con un 11% y finalmente la tecnología desecante con un 7%, que solo fueron usadas en instalaciones con potencias mayores a 20 kW. Esta distribución de las tecnologías usadas se muestra en la Figura 2.2.

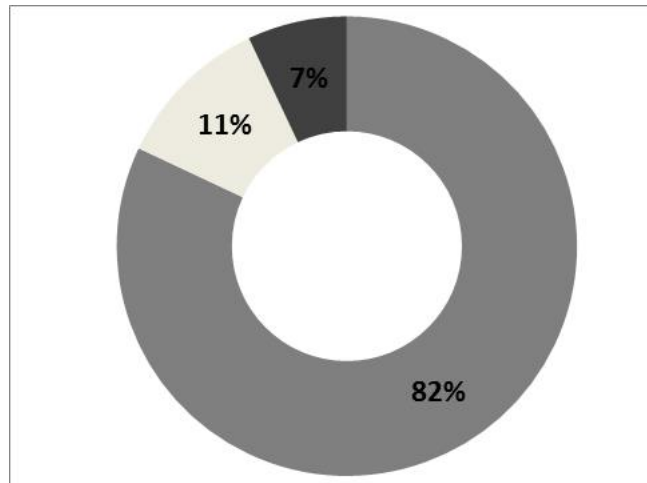
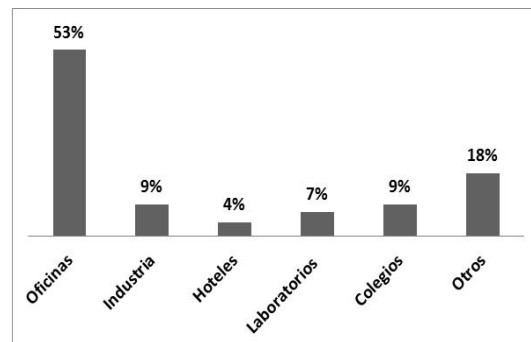
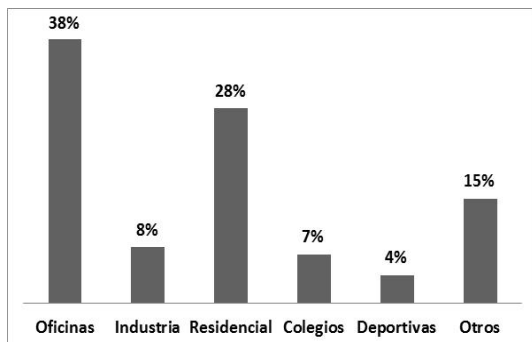


Figura 2.2 Porcentaje de uso de las diferentes tecnologías de bombas de calor térmicas. (■) Absorción, (◐) Adsorción, (◑) Desecantes.

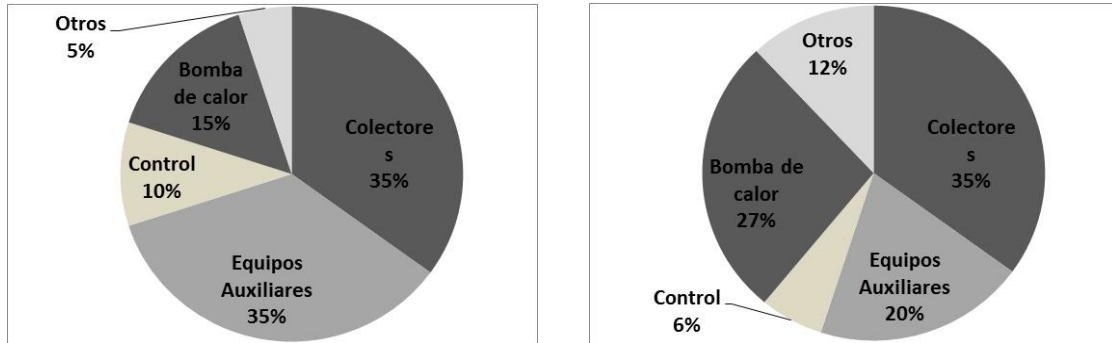
En la Figura 2.3 se muestran los principales sectores de uso de las instalaciones de frío solar para instalaciones menores de 20 kW e instalaciones mayores de 20 kW. En ambos casos el principal uso se da en los edificios de oficinas, pero en instalaciones de baja potencia el 28% es en el sector residencial



a. Instalaciones menores de 20kW b. Instalaciones mayores de 20kW

Figura 2.3. Uso de las instalaciones de frío solar por tipo de edificio.

Un desglose de los costes totales de las instalaciones de frío solar menores de 20 kW y mayores de 20 kW para cada uno de los principales componentes de acuerdo a [41,42] se muestra en la Figura 2.4.



a. Instalaciones menores de 20kW b. Instalaciones mayores de 20kW

Figura 2.4 Desglose de los costes de una instalación de frío solar.

Los principales costes en las instalaciones menores de 20 kW son debido a los colectores solares y los equipos auxiliares que representan hasta un 70% del coste total. Por otro lado, para las instalaciones grandes los captadores solares y la bomba de calor son la principal inversión con una representación del 62% de la inversión total inicial.

2.2.1 Barreras del mercado para las instalaciones de frío solar.

Según Allouhi et al. [43] las barreras más comunes que limitan las instalaciones de frío solar se pueden dividir en tres categorías: económicas, técnicas y otras:

2.2.1.1 Barreras económicas.

- La falta de competitividad contra los sistemas de frío convencionales debido a los altos costes iniciales y a la diferencia de desempeño.
- Un relativo alto periodo de retorno, por ejemplo en Europa el periodo de retorno simple puede variar entre los 13 y 21 años dependiendo de los costes iniciales de inversión.
- Falta de usuarios potenciales como los edificios comerciales.
- Falta de inversión a nivel comercial e industrial
- Falta de subsidio y ayudas en los países en vía de desarrollo.

2.2.1.2 Barreras tecnológicas.

- Ciertas tecnologías ya se pueden considerar maduras sin embargo son sistemas complejos y tiene un mayor obstáculo para su implementación
- Falta de instalaciones demostrativas y experiencia para mejorar el desempeño de estos sistemas.

2.2.1.3 Otras barreras.

- El frío solar usa nuevos principios que no son bien conocidos por los diferentes agentes económicos.
- La falta de conciencia respecto de las ventajas ambientales de los sistemas de frío solar especialmente en los países en vía de desarrollo.
- La falta de intercambio de conocimiento de las experiencias en este tipo de tecnologías que ayudarían a un mayor desarrollo de estas.
- Las condiciones climáticas variables hacen difícil la estandarización de los prototipos.

2.3 Bombas de calor acopladas al terreno.

En las bombas de calor acopladas al terreno uno de sus focos intercambia calor con el subsuelo aprovechando su energía con la ventaja de tener la temperatura constante a lo largo del año.

Diferentes estudios han demostrado que para diferentes terrenos, la temperatura de la tierra permanece constante durante todo el año a partir de cierta profundidad, con temperaturas menores que la temperatura ambiente durante el verano y con temperaturas mayores que la temperatura ambiente durante el invierno. [44,45].

Según Propiel C. et al. [46] se pueden diferenciar cuatro zonas según la variación de la temperatura del terreno. La primera zona o zona superficial, comprende desde la superficie de la tierra hasta la profundidad de un metro, es una zona que está muy afectada por las variaciones de las condiciones ambientales. La segunda zona, varía entre los 8 y 20 metros de profundidad dependiendo de las características del terreno, la temperatura del terreno en esta zona es cercana a la temperatura media anual ambiental, pero

influenciada por las variaciones climáticas estacionales. La tercera zona, va hasta profundidades de 50 metros aproximadamente, presenta una temperatura constante a lo largo del año. La última zona, con profundidades mayores a los 50 metros, la temperatura aumenta a medida que se incrementa la profundidad del terreno con un gradiente medio de 0.03 °C/m como consecuencia del gradiente geotérmico.

Para el aprovechamiento de la energía del terreno, hay diversos sistemas de intercambio de calor relacionado con las bombas de calor geotérmico [47,48]. Hay intercambiadores de circuito abierto y de circuito cerrado.

Los de circuitos abiertos captan el recurso hídrico de aguas subterráneas o menos común de aguas superficiales (lagos, ríos) para intercambiar calor con la bomba de calor y posteriormente retornándola al origen. Son instalaciones sencillas de menor coste de inversión, pero con la desventaja de necesitar una mayor tramitación administrativa.

En los circuitos cerrados es necesario el uso de un fluido caloportador que fluya a través de una tubería enterrada para realizar el intercambio de calor con el terreno. Las cimentaciones termoactivas, que aprovechan la propia estructura del edificio (pilotes, pantallas o losas) para ubicar las tuberías de intercambio de calor, constituyen la tipología más novedosa [49]. Entre los circuitos cerrados los más populares son las instalaciones de tuberías plásticas enterradas por las que circula agua o agua con anticongelante. Estas instalaciones se conocen como intercambiadores de calor enterrado y pueden ser horizontales o verticales dependiendo de la distribución de la tubería. [50,51]

La selección de un intercambiador de calor horizontal o vertical dependerá de la superficie de terreno disponible, la potencia a disipar y los costes de instalación. Habitualmente los intercambiadores horizontales se emplean para instalaciones de baja potencia con grandes superficies disponibles, mientras que los sistemas verticales permiten la ejecución de grandes instalaciones con una perfecta integración en la edificación y sin necesidad de una gran área [52]. Hay otra opción del intercambiador horizontal conocida como slinky, con la ventaja de tener una mayor área de intercambio con una menor excavación. Esta opción consiste en enrollar la tubería en forma de espiras [53]. Los sistemas horizontales son más sensibles a las variaciones estacionales como cambios en la temperatura exterior y variación de las condiciones hidrogeológicas (nivel freático), por lo que su rendimiento energético es menor.

Los intercambiadores geotérmicos verticales tienen una mayor aplicación comercial pues se tiene una mayor potencia de intercambio con una menor ocupación del terreno. Por este motivo, en la instalación de CARTIF se decidió

este tipo de intercambiador. A continuación se explica con un poco más de detalle este tipo de sistema.

2.3.1 Intercambiador de terreno vertical.

Un intercambiador de calor enterrado vertical (borehole heat exchanger, BHE) consiste en una o más perforaciones, en función de la potencia del sistema. Cada perforación constituye un captador vertical y contiene una o dos tuberías plásticas (polietileno o polibutileno) en forma de U, con diámetros que varían entre $\frac{3}{4}$ " y $1 \frac{1}{2}$ ", o una tubería plástica concéntrica. Es una práctica común que se instalen las tuberías en U con elementos espaciadores, que separan el ramal de ida del de retorno, con el objeto de minimizar la transferencia térmica entre ambos. La resistencia térmica de estas tuberías (R_p) viene determinada por la ecuación 2.1, que es función del logaritmo neperiano de la relación entre el diámetro exterior (D_o) e interior (D_i) de la tubería y de la conductividad térmica del material plástico (k_p) [52]. Las unidades de los diámetros son en metro [m] y las unidades de la conductividad térmica en [W/mK].

$$R_p = \frac{1}{2\pi k_p} * \ln \left(\frac{D_o}{D_i} \right) \quad 2.1$$

Las características de las tuberías (relaciones entre diámetros) están normalizadas [54] y definidas por el Schedule Rating (SCH) o el Size Dimension Ratio (SDR). La longitud de las perforaciones varía comúnmente entre los 50 y los 150 metros de profundidad, mientras que el rango del diámetro de las perforaciones es de 110-165 mm, dependiendo de la tecnología de perforación empleada y del tipo de terreno [52].

El espacio anular que queda en la perforación entre el terreno y la tubería generalmente se rellena para disminuir la resistencia térmica entre las tuberías y el terreno. El relleno se puede hacer tanto con los mismos materiales extraídos durante la perforación y/o mezclas de arenas o con materiales sellantes como cemento, bentonita o materiales termoconductivos específicos para este fin [55]. La selección del tipo de relleno y de su modo de ejecución está determinada por las condiciones del terreno. Si la permeabilidad del sustrato es baja se deben realizar rellenos granulares siempre que el sellado alcance la máxima profundidad del nivel piezométrico, mientras que si el sustrato es permeable o se conoce de la existencia de acuíferos es necesario sellar la perforación para evitar afecciones hídricas [56].

En el diseño de un intercambiador geotérmico enterrado una de las principales variables a tener en cuenta y que influye de manera directa en el rendimiento es la conductividad térmica del terreno. Un valor de conductividad térmica elevado a igualdad del resto de condiciones de diseño, disminuye considerablemente la longitud de intercambiador requerida. Además, las características térmicas del subsuelo influyen en otros parámetros de diseño, tales como la distancia entre las diversas perforaciones que conforman el intercambiador de calor vertical necesaria para que no exista interferencia térmica entre los captadores verticales. La Tabla 2.2 muestra los rangos de valores típicos de las propiedades térmicas del terreno [52].

Tabla 2.2. Rango típico de los parámetros térmicos del terreno

Parámetro	Rango típico
<i>Conductividad térmica (W/mK)</i>	1.5 - 6
<i>Capacidad térmica volumétrica (MJ/m³K)</i>	1-4

Para conocer la conductividad térmica de un terreno se hace un test de respuesta térmica del suelo (Thermal Response Test, TRT), este test consiste en realizar pulsos de calor o pulsos de extracción de calor en un bucle enterrado y se mide su respuesta en temperatura. En función de dicha evolución y en base a ecuaciones analíticas se puede obtener el valor de conductividad térmica efectiva del terreno [57-59].

Después de esta breve introducción sobre las bombas de calor acopladas al terreno, las diferentes tipologías y variables que influyen en su desempeño. A continuación se hará una revisión sobre los diferentes trabajos encontrados a nivel teórico (simulación) y experimental en la bibliografía sobre este tipo de instalaciones.

Wang E et al [60] hicieron un análisis bajo simulación en TRNSYS de una instalación que consta de: un campo solar que cubre la demanda de agua caliente sanitaria, dos bombas de calor de compresión mecánica (una bomba esta acoplada a un intercambiador geotérmico cerrado para cubrir las demandas de frío del edificio y la otra bomba esta acoplada a otro campo geotérmico). El campo solar tiene diferentes usos: cubrir la demanda de calor cuando la temperatura de los depósitos de la solar es alta. En la temporada de primavera y otoño, la energía solar es almacenada en el terreno para luego ser aprovechada por la bomba de calor en invierno. El objetivo de las simulaciones era predecir el desempeño global de la instalación a lo largo de varios años de funcionamiento. Los autores concluyeron que la energía solar, el almacenamiento y la estrategia de control tienen un efecto muy importante en el COP global y la demanda eléctrica del sistema se puede reducir un 32%, si

la bomba de circulación del sistema de distribución si se pone en funcionamiento cuando sea demandado por los fancoil.

Li X. et al [61] investigaron una bomba de calor por absorción ($\text{LiNO}_3/\text{NH}_3$) acoplada a un campo geotérmico. En verano se climatiza el edificio usando la energía de terreno de manera directa (free cooling geotérmico) y en invierno la bomba de calor evapora con el terreno e intercambia calor con el edificio mediante el suelo radiante. Las simulaciones fueron hechas en TRNSYS y el objetivo era investigar el desempeño de la instalación bajo diferentes condiciones del terreno, desempeño en modo calor, confiabilidad del sistema y la eficiencia energética en las regiones frías de China (Beijing, Shenyang y Harbi). Los autores concluyeron que este sistema puede cubrir las necesidades de frío, las necesidades de calor y mejora el confort; reduce el desbalanceo térmico del terreno al usarlo tanto en verano como en invierno, retrasa la saturación del terreno y por lo tanto, aumenta la fiabilidad del sistema y reduce el consumo de energía de la instalación.

Choi J. et al [62] analizaron el desempeño energético de un sistema de bomba de calor acoplada a un intercambiador geotérmico. Para este estudio fueron usadas las cimentaciones tipo pilote termoactivo (150 pilotes fueron usados) y el forjado (instalaron 10 tubos con una longitud total de 180m) del edificio como intercambiador geotérmico. Debido la demanda de frío y calor fue necesario instalar dos bombas de calor: una de 168 kW conectada a los pilotes y otra de 35 kW conectada al forjado termoactivo. También se dispone de un tanque de almacenamiento de 2 m³. Este tipo de sistemas puede reducir los costes de un intercambiador geotérmico ya que el sistema no necesita área adicional ni perforaciones para su instalación. Durante el periodo de calefacción la capacidad térmica de las dos bombas de calor fue mayor que la de diseño, aunque el caudal de agua en los dos intercambiadores geotérmicos fue menor que el valor de diseño. La potencia y el COP de los dos sistemas fueron mayores que el de las especificaciones del fabricante. El aumento de la temperatura del intercambiador geotérmico mejoró el rendimiento del sistema. El COP estacional de las bombas de 168 kW y 35 kW fue de 4.2 y 4.5 respectivamente.

Luo J. et al [63] realizaron durante tres años un trabajo experimental sobre una bomba de calor acoplada al terreno para la refrigeración y calefacción de un edificio de oficinas en Alemania. El intercambiador geotérmico está constituido por tres grupos de 6 sondas, el grupo uno tiene sondas geotérmicas de 121 mm de diámetro, el segundo grupo de 165 mm y el tercer grupo de 180 mm de diámetro. El objetivo de los autores era hacer un estudio del desempeño de la instalación desde un punto de vista energético y económico. Evaluaron el impacto del diámetro de las sondas geotérmicas en el desempeño térmico y a partir de estos resultados se hizo una evaluación económica. Las conclusiones

de los autores fueron: En modo frío la diferencia de temperatura de entrada y salida del intercambiador fue de 2 K y se mantuvo constante indicando un desempeño de la bomba de calor estable. La comparación de los tres grupos de sondas dio como resultado que el grupo 2 y el grupo 3 obtuvieron un 1.64 % y un 3.45 % mayor carga térmica que el grupo 1, demostrando que un mayor diámetro de la sonda mejora el rendimiento de la bomba de calor. Para el análisis económico definieron un indicador llamado Ratio de ahorro de la inversión (SIR) que es la relación entre el beneficio de la inversión y el coste de la inversión. Un $SIR > 1$ significa que la inversión es económicamente aceptable. Para los tres grupos (1, 2 y 3) de sondas se obtuvo un SIR de 4.8, 2.14 y 3.18 respectivamente, lo que sugiere que el grupo 1 tiene mejor desempeño económico que los otros. También encontraron los autores que el grupo dos, al estar entre los otros dos grupos de sondas puede ser afectado por la influencia térmica, indicando que el desempeño de un intercambiador de calor dependerá tanto del diámetro de las sondas como de la distribución de las sondas en el terreno.

Una evaluación del desempeño térmico de un intercambiador geotérmico para examinar la disipación de calor en el terreno y su efecto durante largos periodos en la eficiencia de la bomba de calor fue hecho por Darkwa J. et al [64]. Para este estudio se calibró el modelo con datos experimentales de una instalación de una bomba de calor con una potencia de frío de 55 kW y una potencia de calor de 65 kW. El intercambiador geotérmico consta de 70 sondas con una profundidad de 70 metros. Los autores concluyen en la necesidad de integrar un sistema de disipación de calor, en los sistemas de bomba de calor con una alta demanda de frío, para evitar el desbalanceo al usar el terreno como disipador de calor. Uno de los diseños que sugieren sería incluir un recuperador de calor y un sistema de almacenamiento dependiendo de la localización y del uso final. También sugieren que debido a la ausencia de algún método para definir la vida útil del intercambiador y que su desempeño parece estar influenciada por su localización, es necesaria una mayor investigación para entender de forma clara los efectos que tiene la disipación de calor en el terreno y como es su proceso de degradación.

Cassao A and Sethi R.[65] presentaron los resultados de una serie de simulaciones de un intercambiador geotérmico con sondas en U mediante elementos finitos bajo el software FEFLOW, para evaluar la influencia de los parámetros de diseño y las propiedades del terreno en el desempeño térmico del intercambiador. Las simulaciones hechas permitieron concluir a los autores desde el punto de vista de los parámetros de diseño, que la longitud de la sonda, es el principal parámetro de diseño que afecta el rendimiento de estos sistemas; y se debe optimizar en función de los costes de instalación y de mantenimiento. La conductividad térmica del relleno y la distancia entre sondas de manera combinada, pueden tener la misma influencia que la longitud de la

sonda. La influencia del fluido de trabajo del intercambiador geotérmico dependerá de la viscosidad de éste, y el caudal debe ser optimizado con el objetivo de reducir la resistencia térmica de la sonda sin incrementar el consumo eléctrico de la bomba de circulación. Desde el punto de vista de las características del terreno, la conductividad térmica del terreno es la variable que más afecta, y esta debe ser determinada in situ con un test de respuesta térmica, mejor que usar valores de la bibliografía que presentan un alto grado de variabilidad.

Carvalho A. et al [66] evaluaron el ahorro de energía primaria y emisiones de CO₂ al reemplazar las calderas de gas natural por bombas de calor de alta eficiencia para el calentamiento de espacios en la Unión Europea, incluyendo un caso de estudio en un edificio de Portugal. De acuerdo al análisis hecho se encontró que el uso a gran escala de las bombas de calor para la calefacción de edificios puede contribuir de manera importante en la disminución de las emisiones de CO₂ y el consumo de energía primaria cuando se compara con las calderas de gas natural. En Europa en 2050 mediante el reemplazo de las calderas de gas natural por las bombas de calor de alta eficiencia se pueden ahorrar un 60% de la energía primaria requerida y un 90% de las emisiones de CO₂ asociadas. A nivel global de la UE en 2050, la dependencia de los proveedores externos de gas natural puede disminuir un 50% y adicionalmente contribuir con un 5.6% de aporte de energías renovables en el consumo de energía final. Por lo tanto los autores concluyen que las bombas de calor tiene un papel muy importante para incrementar la penetración de la generación de energía eléctrica desde fuentes renovables y contribuyendo a la disminución de la demanda de fuentes fósiles y en particular del gas natural.

Xi C. et al [67] hacen un estudio teórico bajo simulación con TRNSYS de una instalación de bomba de calor acoplada al terreno y con ayuda de energía solar para la calefacción y producción de agua caliente sanitaria. Las simulaciones fueron hechas para una operación continua de 20 años con las condiciones climatológicas de Beijing. Los autores hicieron una evaluación de 6 modos de operación: energía solar directo para la calefacción del edificio sin acumulación, energía solar conectada al evaporador, geotermia conectada al evaporador, solar y geotermia conectados en serie con el evaporador, energía solar para la producción de agua caliente sanitaria, energía solar conectado al depósito de almacenamiento de agua para calefacción. Las simulaciones hechas demostraron que el 60% del tiempo la instalación funcionó con la bomba de calor acoplada al terreno. Cuando no hubo necesidad de calefacción, el sistema pudo almacenar la energía captada por el campo solar en el depósito. Dependiendo el tipo de control la instalación podía consumir mayor energía eléctrica que una bomba de calor acoplada al terreno tradicional. Dentro de los modos de operación el modo más eficiente fue usar la energía solar de manera directa para la calefacción ya que solo se usan las bombas para la

circulación del agua caliente. Sin embargo, solo se pudo usar este modo un 17.34% pues solo era posible al principio y final del invierno, donde las demandas era menores que en otra época. Durante los 20 años de simulación se obtuvo una fracción solar de 0.4 para la calefacción y de 0.75 para el agua caliente sanitaria.

Marmaras J. et al [68] evaluaron el desempeño térmico de una bomba de calor acoplada a un intercambiador vertical para la climatización y calefacción de un edificio de la Universidad de Massachusetts. El objetivo del trabajo era mejorar el desempeño de la instalación, optimizando el flujo del circuito primario del intercambiador geotérmico para tener la mejor temperatura de intercambio con la bomba de calor. Los autores concluyeron que optimizar la temperatura de intercambio de la bomba de calor y el circuito primario del intercambiador geotérmico mejoró el COP y el rendimiento del sistema. La estrategia de control propuesta por los autores indicó un 2% al 3% de reducción en el consumo de energía del edificio por su implantación.

Zhang S. et al. [69] hicieron un estudio experimental del desempeño de una bomba de calor acoplada al terreno, para cubrir la demanda de calefacción y refrigeración de un edificio de energía casi nula de oficinas de China. Los datos analizados fueron durante un verano, y los autores encontraron que la temperatura de entrada y salida del intercambiador geotérmico variaron entre 20 a 24°C y de 23 a 27°C respectivamente durante el funcionamiento de la bomba de calor. La temperatura del agua de salida del evaporador estuvo entre 8°C y 10°C; la bomba de calor obtuvo un COP de 5.0 que fue mayor de lo esperado, porque la temperatura del evaporador y el salto de temperatura del intercambiador geotérmico fueron también mayores de lo esperado.

Sebarchievici C y Sarbu I [70] evaluaron desde el punto de vista energético y ambiental, una bomba de calor geotérmica para la generación de calor, frío y agua caliente sanitaria. El sistema de distribución son fancoils y dispone de un depósito de almacenamiento entre los fancoils y la bomba de calor. El estudio fue hecho a nivel experimental y a nivel de simulación. Los ensayos experimentalmente evaluaron el desempeño de la bomba de calor bajo diferentes modos de operación teniendo como criterio de optimización las emisiones de CO₂ y la eficiencia energética. El estudio de simulación fue hecho bajo TRNSYS con el objetivo de evaluar el consumo de energía de calefacción, refrigeración y agua caliente sanitaria. Los resultados experimentales fueron usados para la calibración. Los autores concluyeron después del estudio que el COP de la bomba de calor aumentó del 7% al 8% al usar una bomba de caudal variable para la distribución y una disminución de las emisiones de CO₂ del 7.5% al 8%.

Del análisis de la revisión de estado de la tecnología que se ha hecho se puede concluir que la mayoría de los trabajos son bajo simulación. Además muchos

autores coinciden en el bajo conocimiento que existe desde el punto de vista experimental en el desempeño de las bombas de calor acopladas al terreno, así como, la falta de conocimiento del comportamiento del terreno después de varios años de uso. El gran interés por la integración de las energías renovables para cubrir la demanda de calefacción y refrigeración en los edificios. Por lo anterior el estudio que se plantea en esta tesis constituye una aportación novedosa en el conocimiento de los rendimientos y desempeño de las bombas de calor térmicas acopladas al terreno para el acondicionamiento de edificios y con la novedad de usar una bomba de calor térmica por absorción y disponer de energía solar para su funcionamiento.

CAPITULO 3. DESCRIPCIÓN Y CARACTERÍSTICAS DE LA INSTALACIÓN.

En este capítulo se hace una descripción clara y detallada de los elementos principales de la instalación (edificio, bomba de calor por absorción, campo solar, sistema de acumulación, caldera, campo geotérmico y suelo radiante), modos de funcionamiento en verano y en invierno que permitan el estudio y caracterización de la instalación. Al final del capítulo se describe la instrumentación, el sistema de adquisición de datos y por último las estrategias de control.

3.1 Descripción del edificio.

La instalación objeto de estudio se encuentra ubicada en el edificio CARTIF II del centro tecnológico CARTIF en el parque tecnológico de Boecillo, Valladolid (41º latitud norte y una altitud de 720 m). Es un edificio de uso terciario con un área aproximada de 1200 m². En la Figura 3.1 se pueden observar dos imágenes del edificio.

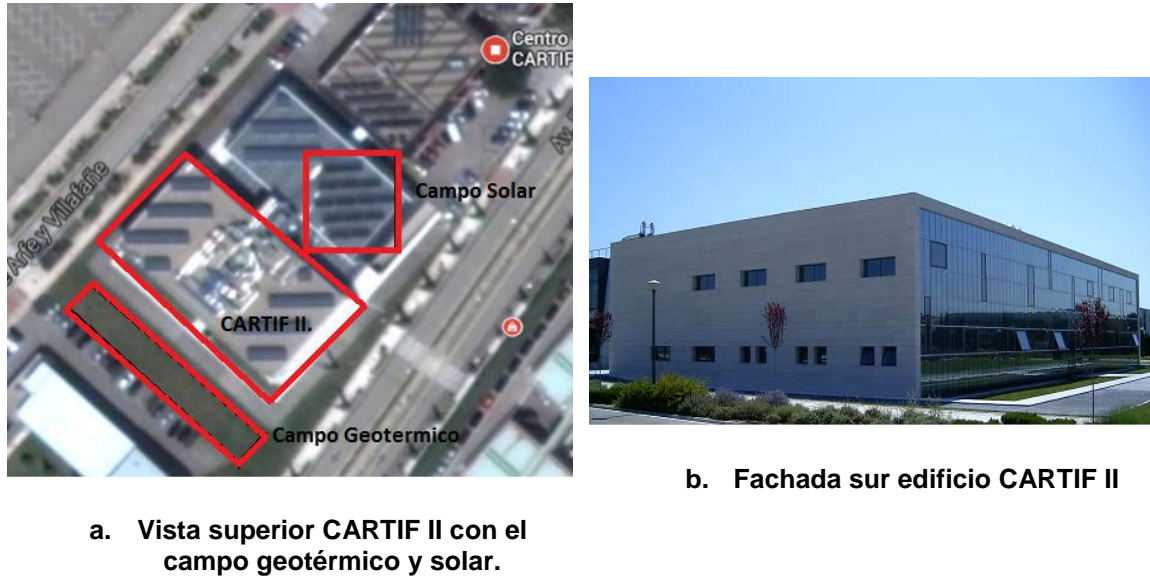


Figura 3.1. Vista superior y exterior sur del edificio CARTIF II.

El clima de Valladolid es mediterráneo, pero debido a la situación de la provincia en el interior de la península, relativamente alejada del mar, y a una altura de 700 metros sobre el nivel del mar, las características del mismo son algo particulares, con largos y fuerte inviernos, y con cortos pero intensos veranos. Algunos autores denominan a esta variedad de clima mediterráneo como clima *mediterráneo continental*. Según el 'Atlas climático ibérico' [71] y el 'Atlas mundial climático' [72] el clima de Valladolid es tipo Csb (templado con verano seco y templado) de acuerdo a la clasificación climática de Köppen-Geiger [73,74]. Los inviernos son ligeramente fríos con días nublados y los veranos con temperaturas altas. Considerando estas características climáticas se puede suponer la alta demanda de calor en invierno y las necesidades de frío en el verano que motivan al estudio de este tipo de sistemas novedosos que permiten la generación de calor y frío a partir de fuentes renovables. En la Tabla 3.1 se presentan los valores climatológicos medios mensuales, obtenidos de la Guía resumida del clima en España (1971-2000) [75].

Tabla 3.1 Climatología anual en Valladolid

	T	TM	Tm	R	RH	DR	DN	DT	DF	DH	DD	I
	(°C)	(°C)	(°C)	(mm)	(%)	(d)	(d)	(d)	(d)	(d)	(d)	(h/mo)
Ene	4.0	8.3	0.0	40	83	7	3	0	11	17	4	100
Feb	6.1	11.4	0.9	32	72	6	2	0	4	12	4	141
Mar	8.4	15.0	23	23	62	5	1	0	2	8	6	209

<i>Abr</i>	10.1	16.3	4.0	44	62	8	1	1	1	4	4	222
<i>May</i>	13.8	20.5	7.2	47	61	9	0	4	1	1	4	260
<i>Jun</i>	18.1	25.9	10.7	33	54	5	0	3	1	0	7	310
<i>Jul</i>	21.7	30.4	13.3	16	47	3	0	3	0	0	15	352
<i>Ago</i>	21.6	29.8	13.6	18	49	3	0	3	0	0	13	330
<i>Sep t</i>	18.1	25.7	10.9	31	56	4	0	2	2	0	8	244
<i>Oct</i>	12.8	18.8	6.9	42	69	7	0	1	3	1	5	176
<i>Nov</i>	7.7	12.6	2.9	51	78	6	0	0	8	8	5	114
<i>Dic</i>	5.0	8.8	1.3	56	84	8	1	0	19	13	3	81

T: temperatura media mensual; *TM:* Temperatura máxima media mensual; *Tm:* Temperatura mínima media mensual; *R:* Promedio de lluvia mensual; *RH:* Humedad relativa media mensual; *DR:* Media de días de lluvia mensual (lluvia $\geq 1\text{mm}$); *DN:* Días de nieve media mensual; *DT:* Días de tormentas media mensual; *DF:* Días nublados mensual; *DH:* Media de días helados por mes; *DD:* Media de días sin nubes mensual; *I:* Horas de sol mensual.

En la Tabla 3.2 se presenta la ocupación horaria del edificio CARTIF II durante la semana, un 0 significa que el edificio está vacío, un 1 que el edificio cuenta con la mitad de la ocupación y un 2 que el edificio está ocupado.

Tabla 3.2. Ocupación horaria semanal del edificio CARTIF II.

Hora	00:00 - 06:00	07:00 - 08:00	08:00-14:00	15:00-17:00	18:00-24:00
<i>Lun - Vier</i>	0	1	2	1	0
<i>Sab- Dom</i>	0	0	0	0	0

3.1.1 Distribución interna del edificio y sistema de climatización convencional

El edificio CARTIF II tiene 3 niveles (sótano, planta baja y planta primera). En el sótano se encuentran ubicadas la sala de calderas, acumulación y la bomba de calor por absorción (Ver Figura 3.2) además está el aparcamiento y varios laboratorios. El sótano no dispone de suelo radiante/refrescante, pero la climatización de los laboratorios se hace mediante fan coils.

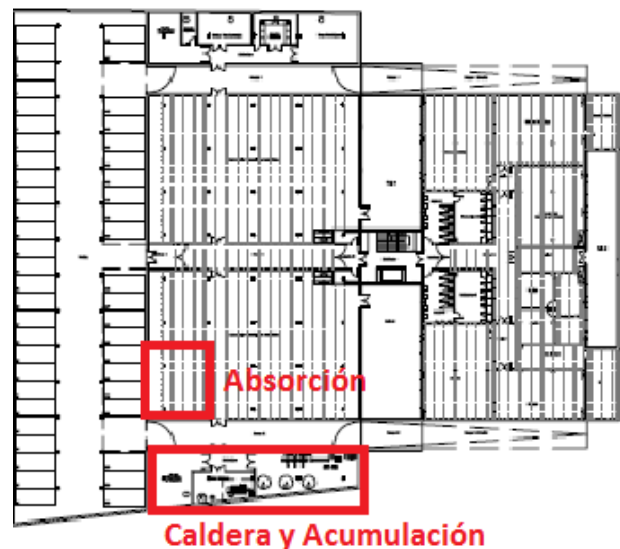
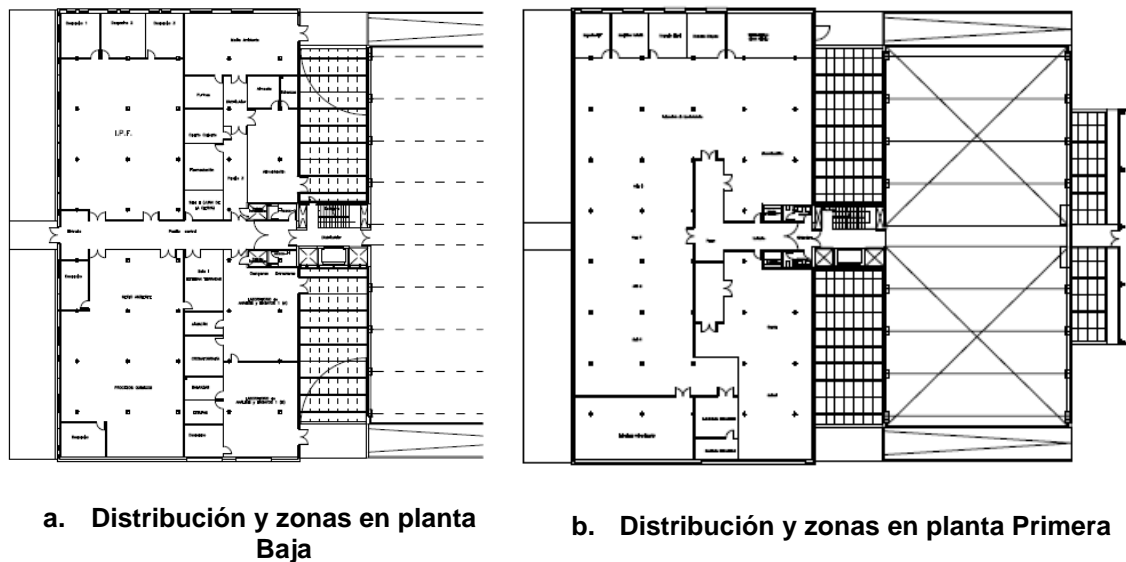


Figura 3.2. Plano planta sótano CARTIF II y ubicación sistema de climatización

Las plantas baja y primera son zonas diáfanas donde se encuentran los puestos de trabajo de las diferentes áreas, tales como, Mecánica, Procesos Químicos, y Medio Ambiente. Estas dos plantas son climatizadas por sistemas convencionales mediante suelo radiante/refrescante, climatizadoras, y fan coils. (ver Figura 3.3)



a. Distribución y zonas en planta Baja

b. Distribución y zonas en planta Primera

Figura 3.3. Distribuciones en planta Baja y Primera CARTIF II.

El sistema de climatización convencional del edificio consta de 6 unidades de tratamiento de aire (UTA) para la climatización de la planta baja y la planta primera; tres bombas de calor condensadas por aire para los laboratorios del sótano; una enfriadora de 250 kW de potencia de frío que alimenta las UTAS en verano.

La demanda de agua caliente se cubre con una caldera de condensación de baja temperatura de 370 kW con quemador modulante de gas natural. Es la misma que se usa como sistema de apoyo al sistema de climatización renovable que será explicado con detalle más adelante.

3.2 Sistema de climatización renovable.

El objetivo de este trabajo es el estudio de la instalación de climatización renovable que se ha instalado como sistema experimental para su análisis, y puede funcionar como apoyo del sistema de climatización del que dispone el edificio, explicado anteriormente. Esta instalación experimental consta de una bomba de calor de absorción reversible, accionada mediante energía solar térmica y acoplada a un campo geotérmico. El generador de la máquina de absorción está conectado a un campo solar térmico, disponiendo de una caldera de gas natural como sistema de respaldo. En la Figura 3.4 se muestra un esquema general de la instalación renovable con sus modos de funcionamiento en verano e invierno y la interconexión entre cada uno de los sistemas

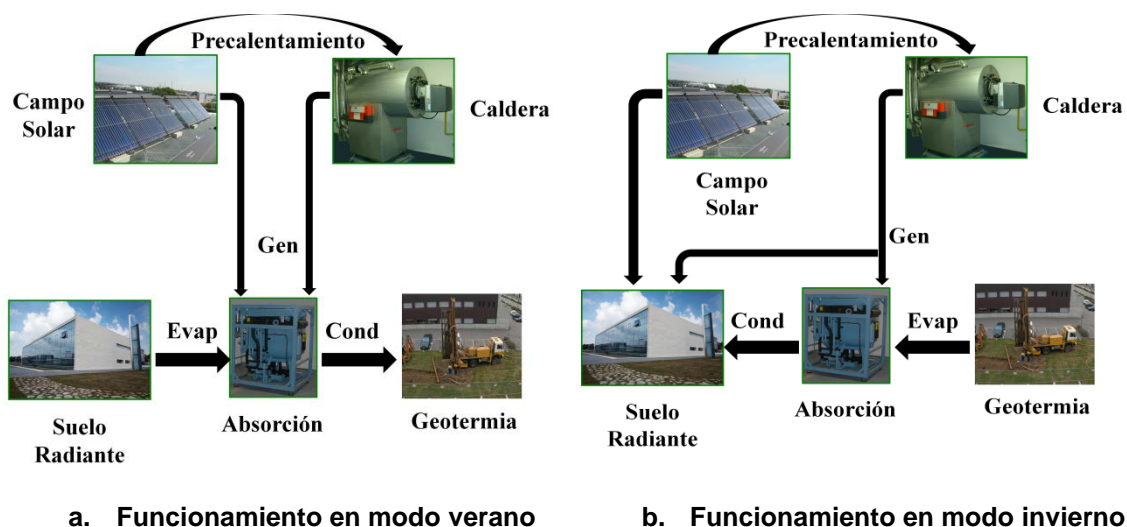


Figura 3.4. Modos de Funcionamiento instalación de climatización renovable.

A continuación se hace la descripción de cada uno de los principales componentes involucrados en la instalación de climatización renovable.

3.2.1 Bomba de calor por absorción.

La bomba de calor por absorción instalada en CARTIF II es una THERMAX LT 1, Bromuro de litio – agua (LiBr/H₂O) de simple efecto. Su principal novedad es que se ha conectado a un campo geotérmico que permite su uso durante todo el año mediante dos modos de operación:

- Verano: La bomba condensa con el terreno; el evaporador va conectado al sistema de suelo radiante que está distribuido por todo el edificio y el generador va conectado tanto a los depósitos de acumulación solar como a la caldera de gas.
- Invierno: El evaporador va conectado al campo geotérmico; el condensador está conectado con el suelo radiante que da apoyo a los sistemas convencionales instalados en el edificio y el generador va conectado a los depósitos de solar o a la caldera cuando no se tiene la temperatura suficiente en los depósitos.

El cambio de modo de operación, se hace a partir de juego de válvulas exteriores que permiten cambiar los focos de condensador y evaporador. En la Figura 3.5 se muestran imágenes la bomba de calor estudiada.



Figura 3.5. Bomba de calor por absorción THERMAX LT1

En la Tabla 3.3 se muestran los datos técnicos de la bomba de calor por absorción.

Tabla 3.3. Datos técnicos THERMAX LT-1.[76]

Descripción	Valor
<i>Potencia nominal evaporador</i>	<i>35 kW</i>
<i>Temperatura nominal entrada evaporador</i>	<i>12 °C</i>
<i>Temperatura nominal salida evaporador</i>	<i>7 °C</i>

<i>Caudal nominal evaporador</i>	<i>6 m³/h</i>
<i>Temperatura nominal entrada condensador</i>	<i>29.4 °C</i>
<i>Temperatura nominal salida condensador</i>	<i>36.7 °C</i>
<i>Caudal nominal condensador</i>	<i>10 m³/h</i>
<i>Temperatura nominal entrada generador</i>	<i>90.6 °C</i>
<i>Temperatura nominal salida generador</i>	<i>85 °C</i>
<i>Caudal nominal generador</i>	<i>6 m³/h</i>
<i>COP nominal (refrigeración)</i>	<i>0.7</i>

3.2.2 Campo Solar:

La instalación solar térmica está compuesta por 42 paneles tipo heat-pipe marca Viessman Vitosol 300 con un área total instalada de 84 m², ubicada sobre la cubierta del edificio con orientación sur y una inclinación de 45°. En la Figura 3.6 se puede observar el campo.



Figura 3.6. Campo solar tubos de calor instalado.

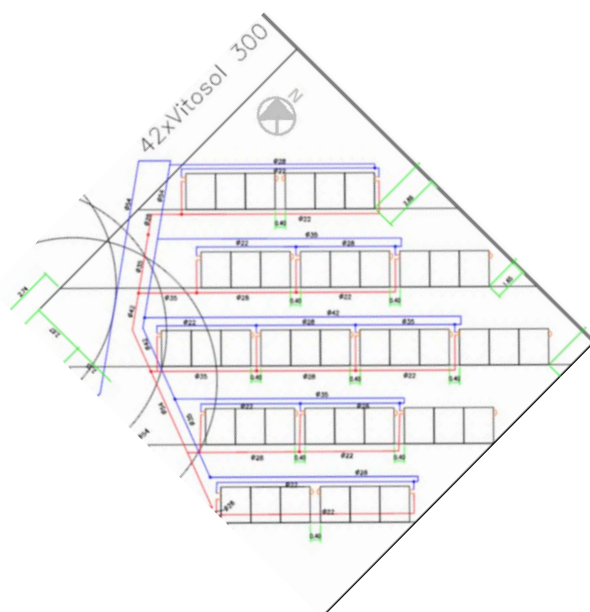
Las características principales de los paneles se presentan en la Tabla 3.4.

Tabla 3.4. Datos técnicos Vitosol 300 [77]

Descripción	Valor
<i>Área de apertura</i>	<i>2.189 m²</i>
<i>Área de captación</i>	<i>1.977 m²</i>
<i>Caudal mínimo</i>	<i>0.12 m³/h</i>

<i>Caudal máximo</i>	0.16 m ³ /h
<i>Presión de operación</i>	6 bar
<i>Temperatura máx de operación</i>	160°C
<i>Eficiencia</i>	0.77
<i>Coefficiente a1</i>	1.26 (W/ m ² K)
<i>Coefficiente a2</i>	0.0052 (W/ m ² K ²)

El campo de colectores está formado por 14 grupos de tres paneles en serie, estos grupos de captadores se conectan en paralelo. El campo esta alimentado en retorno invertido buscando de esta manera que todos los grupos de captadores tengan las mismas perdidas de carga y minimizar las perdidas térmicas por transporte. En la Figura 3.7a se presenta el plano de detalle del campo solar (las líneas azules son la impulsión y las líneas rojas el retorno) y en la Figura 3.7b la ubicación del campo en la azotea del edificio.



a. Plano de detalle del campo solar



b. Ubicación del campo solar

Figura 3.7 Plano de detalle y localización del campo solar.

El fluido de trabajo es una mezcla agua –glicol al 40% como protección contra heladas. Adicionalmente se tiene un control de las bombas del circuito primario las cuales se ponen en funcionamiento cuando la temperatura ambiente es menor a 0°C. Más adelante se explica el control de manera más detallada.

Las bombas del circuito primario son marca Grundfos “TPR serie 200” con unos caudales nominal de funcionamiento de 6 m³/h, las del circuito secundario, al

igual que las del circuito primario, son marca Grundfos “Magna 32-100” con un caudal nominal de funcionamiento de 6 m³/h.

La energía térmica generada por el campo solar tiene varias posibilidades de uso dependiendo de la estación del año y de las demandas del edificio:

- En el invierno es posible el uso directo desde los depósitos de acumulación solar al suelo radiante del edificio, sin apoyo de la caldera de gas.
- Precalentamiento del circuito de baja temperatura (35-40°C), elevando la temperatura del fluido de retorno del suelo radiante, siendo necesario un postcalentamiento con la caldera de gas.
- Precalentamiento del circuito de alta temperatura (65-70°C), elevando la temperatura del fluido de retorno pero sin llegar a la temperatura de consigna del generador de la bomba de calor, siendo necesario un postcalentamiento con la caldera de gas.
- En verano es posible el uso directo de los depósitos de acumulación a la generación de la bomba de calor por absorción, siempre y cuando la temperatura de depósitos sea mayor a 75°C.

3.2.3 Sistema de Acumulación

El sistema de acumulación del campo solar admite diferentes configuraciones, permitiendo la variación del ratio de acumulación con respecto a la superficie de captación solar, siendo posible incluso trabajar sin acumulación. Se puede tomar y retornar agua, tanto de la parte solar, como de los consumos en diferentes puntos de la acumulación, en función de los niveles térmicos. El sistema está compuesto por 4 depósitos de 2 m³ cada uno. Las diferentes posibilidades de configuración se describen a continuación:

- Los cuatro depósitos en serie
- Los cuatro depósitos en paralelo
- Dos depósitos en serie y conectados con los otros dos en paralelo.
- Sin acumulación

Todas estas posibilidades dan una gran flexibilidad al sistema, a partir de un control avanzado se puede definir de qué depósito consumir y abastecer agua

caliente en función de las temperaturas. Toda la combinación del sistema de almacenamiento se hace mediante válvulas motorizadas. En la Figura 3.8 se presentan los cuatro depósitos de acumulación solar de agua caliente y un esquema de la conexión entre cada uno de ellos.

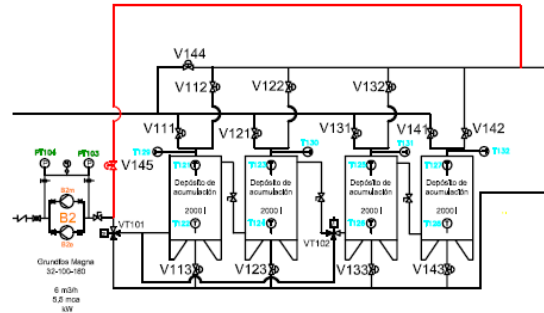


Figura 3.8. Depósitos de Acumulación solar instalados y esquema de principio de conexión.

3.2.4 Caldera.

La caldera utilizada como sistema de apoyo de la bomba de calor de absorción es la misma de la instalación de climatización convencional del edificio. Para las necesidades de calefacción del edificio se dispone de una caldera de condensación a gas natural marca Viessman Vitocrossal 300 con una potencia nominal 330 kW. En la Figura 3.9 se muestra la caldera instalada.



Figura 3.9. Caldera de condensación

En invierno la caldera suministra energía a los siguientes sistemas:

- Agua caliente sanitaria.

- Sistema de calefacción convencional (baterías de calor, fancoils, etc.)
- Al generador de la bomba de calor por absorción.

En verano sus dos principales usos son:

- Para el agua caliente sanitaria demandada en algunos laboratorios.
- Fuente de apoyo energético para la refrigeración, mediante la bomba de calor por absorción cuando no se dispone de la suficiente temperatura en los depósitos de acumulación.

3.2.5 Campo Geotérmico.

El campo geotérmico instalado para la condensación/evaporación de la bomba de calor es un campo de baja entalpía cerrado. Está compuesta por 12 perforaciones, divididas en tres sectores de cuatro perforaciones cada uno, y una instalación interior en la que se conecta el intercambiador geotérmico a la bomba de calor por absorción. En la Figura 3.10 se muestra un esquema de la conexión de las 12 sondas y la ubicación en el terreno alrededor de CARTIF II.

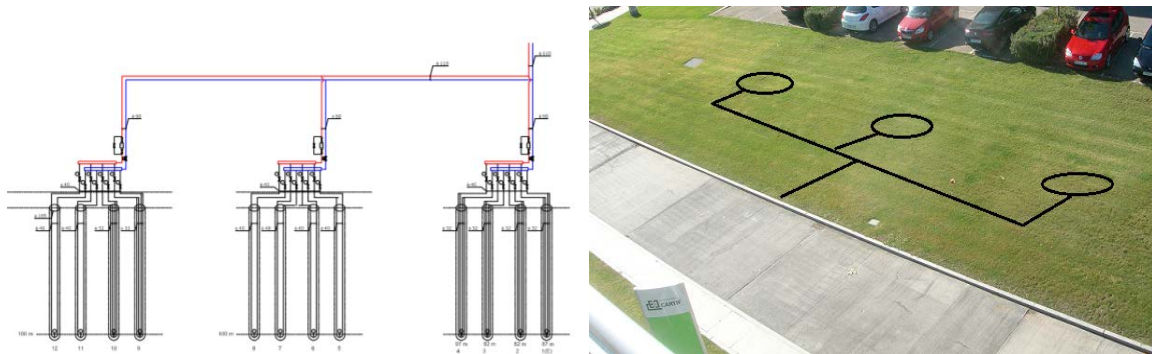


Figura 3.10. Esquema de la distribución de las sondas geotérmicas y posición en el terreno de CARTIF II.

En estos sistemas, el intercambio de calor se hace con el terreno y no es necesaria la extracción de agua, como en el caso de las instalaciones de geotermia abiertas. En cada uno de los pozos, se introduce la sonda y se rellena la perforación con una mezcla de arena, bentonita y cemento. La unión de las sondas con los colectores de ida y retorno situados en el edificio, se realiza a una profundidad de un metro para evitar congelaciones, ya que se ha utilizado agua sin anticongelantes. En la Figura 3.11 se muestran el tipo de sonda que fue instalada y la conexión entre un colector y las cuatro sondas.



a. Ejemplo de una de las sondas instaladas



b. Colector con varias sondas acoplada

Figura 3.11. Imágenes de las sondas geotérmicas instaladas.

En la Tabla 3.5 se muestra la configuración del campo geotérmico y el tipo de sonda usado.

Tabla 3.5. Características físicas de las sondas y la configuración del campo geotérmico

Descripción	Valor
<i>Tipo de sondas</i>	<i>Doble U (Mouvitech)</i>
<i>Diámetro exterior sonda</i>	<i>32mm</i>
<i>Diámetro de perforación</i>	<i>164 mm</i>
<i>Numero de sondas</i>	<i>12</i>
<i>Configuración</i>	<i>2 x 6 rectángulo –tresbolillo</i>
<i>Profundidad de sondeo</i>	<i>100 m</i>
<i>Separación entre ejes</i>	<i>6 m</i>

En la Figura 3.12 se muestra unas fotos durante el proceso de la perforación e instalación del campo geotérmico.

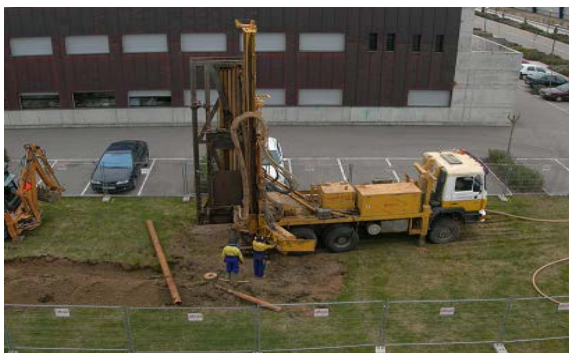


Figura 3.12. Instalación de las sondas geotérmicas y terreno después de instalado

3.2.6 Test de respuesta térmica del terreno (TRT).

Cuando se diseña un intercambiador de calor vertical para Almacenamiento de Energía Térmica Subterráneo (UTES, por sus siglas en inglés Underground Thermal Energy Storage) o como Fuente (de energía) Terrestre en Bombas de Calor Geotérmicas (GSHP, por sus siglas en inglés Ground Storage Heat Pump), lo más importante es el conocimiento de las propiedades térmicas del subsuelo. En pequeñas plantas (viviendas unifamiliares), estos parámetros normalmente son estimados. Sin embargo, para instalaciones mayores, como edificios de viviendas, centros comerciales o instalaciones por lo general mayores de 30 kW, tanto UTES como GSHP, el parámetro de conductividad térmica debe ser medida in situ. Los dos métodos más populares para medir la conductividad son:

- Muestreo de suelo sin injerencia (la perforación); de esta manera todas y cada una de las unidades litológicas tienen que ser muestreadas y su contenido natural en agua medido y evaluado.
- Test de respuesta térmica del terreno (TRT), este ensayo se realiza in situ sobre el intercambiador vertical instalado en el sondeo.

De los métodos propuestos, la complejidad del primer método hace que en la práctica casi no se utilice. El TRT como instrumento aporta de forma rápida y también precisa una determinación de los parámetros geotérmicos del suelo. La principal ventaja de este test es la grabación in situ de la temperatura sobre la longitud total de la perforación y también la inclusión exacta de las condiciones del terreno sin injerencia, el relleno del sondeo y el posible flujo de agua subterránea. En el diseño de instalaciones geotérmicas de tamaño medio, éste puede ser optimizado y apoyado con los datos aportados por medición del TRT.

Para un test de respuesta térmico (TRT), se inyecta una potencia constante, regulando la diferencia de temperatura entre la entrada y la salida de la perforación y el caudal. En la Figura 3.13, se observa el momento en el cual se realizó el test de respuesta térmica del terreno en las instalaciones de CARTIF.



Figura 3.13. Test de respuesta térmica en CARTIF II.

La evaluación del test se llevó a cabo mediante el programa GeRT-CAL. Con el test se obtuvo una conductividad térmica del terreno de $3.2 \text{ W/m}\cdot\text{K}$. Otro parámetro muy importante que se obtiene con el TRT es la resistencia térmica de la tierra (R_s), este parámetro depende del tipo de tubería, del tipo de suelo, del tipo de configuración del intercambiador de calor enterrado y del tiempo de funcionamiento. El R_s calculado para el intercambiador es: $R_s = 0.1693 \text{ m}\cdot\text{K}/\text{W}$.

El proceso de evaluación ofrece un procedimiento para chequear la fiabilidad técnica y estimar el error de los resultados de un ensayo térmico TRT. El programa calcula la conductividad térmica para cada espacio de tiempo, comenzando en el inicio del test. Por lo general, puede verse una gran fluctuación de las curvas entre las primeras 12 – 24 horas. Si la gráfica todavía muestra algunas fluctuaciones en la curva, se requiere un test de mayor duración. Un continuo crecimiento de la curva indica un elevado flujo de agua subterránea.

La Figura 3.14 muestra los resultados para el proceso de evaluación del test en el edificio CARTIF, el desarrollo lineal de la curva muestra un resultado final.

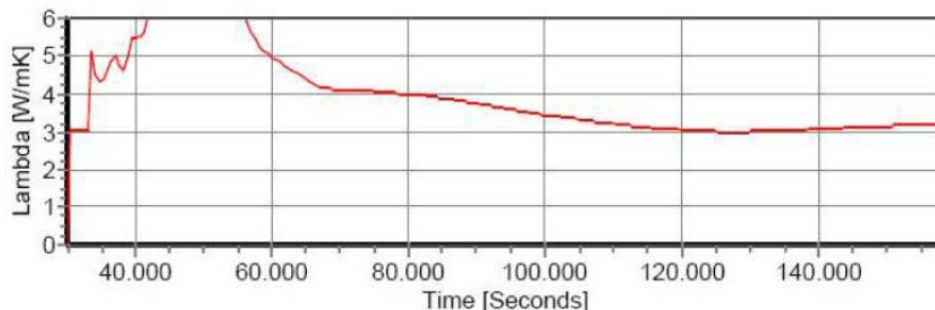


Figura 3.14. Resultados de la conductividad del terreno en CARTIF II.

Las propiedades térmicas del terreno obtenidas a partir de los resultados del TRT se presentan en la Tabla 3.6 :

Tabla 3.6. Propiedades térmicas del campo geotérmico obtenidos del test TRT.

Descripción	Valor
<i>Conductividad térmica del suelo</i>	3.2 W/m·K
<i>Conductividad del fluido del sellado en pozos</i>	0.694 W/m·K
<i>Conductividad térmica del fluido</i>	0.48 W/m·K
<i>Punto de congelación</i>	-14°C
<i>Capacidad calorífica específica</i>	3795 J/kgK
<i>Resistencia térmica fluido/sonda</i>	0.0053 K/(W/m)
<i>Resistencia térmica sonda/material</i>	0.0787 K/(W/m)
<i>Resistencia térmica efectiva del terreno</i>	0.1693 K/(W/m)

3.2.7 Suelo Radiante.

El sistema de distribución usado para climatizar la planta baja y primera planta del edificio, es el suelo radiante/refrescante con un área total de 1200 m². En la Figura 3.15, se muestra la distribución de los circuitos en la planta baja y la planta primera: Los circuitos verdes, son los que están próximos a un muro acristalado, orientado al sureste, y aportan una elevada ganancia solar, por lo cual, tiene una mayor carga tanto en verano como en invierno y se consideran de carácter prioritario; los de color rojo, están más alejados de las cristalerías y no están tan afectados por las condiciones climáticas; finalmente los de color azul que tiene una menor prioridad.

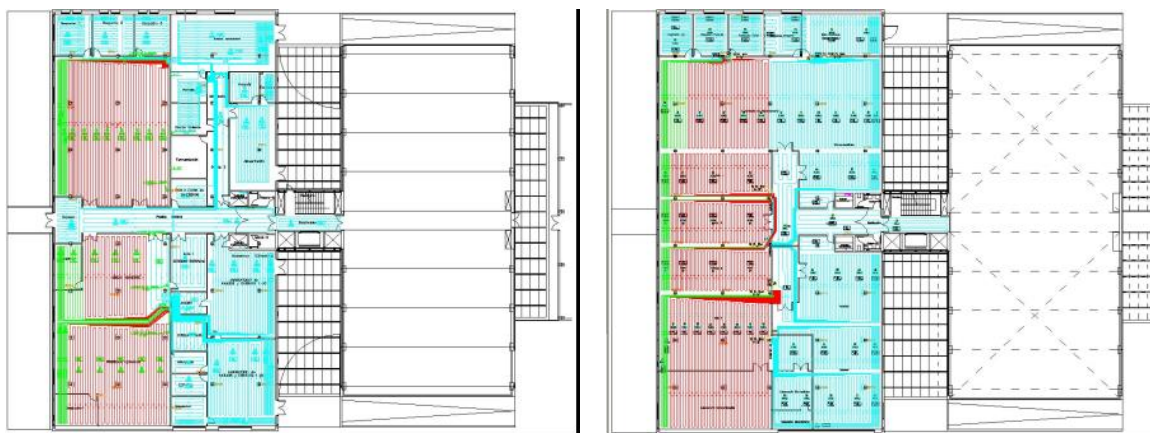
**a. Suelo planta baja****b. Suelo primera planta**

Figura 3.15. Distribución circuitos suelo radiante/refrescante en la planta baja y primera.

Los circuitos están controlados por una serie de válvulas motorizadas con un control todo o nada (0/100); se pueden controlar tanto de manera manual, como por la sonda de temperatura al interior de la sala. En la Figura 3.16 hay dos imágenes, una del suelo cuando se estaba instalando y otra de las válvulas que controlan cada uno de los circuitos.

**a. Sondas de suelo instalado****b. Válvulas para el control del suelo****Figura 3.16. Fotos de las Válvulas de control y suelo radiante/refrescante.**

En la siguiente sección se explicará con detalle la monitorización y el control implementado en la instalación para cada uno de los modos de operación disponibles.

3.3 Instrumentación y adquisición de datos de la instalación.

En esta sección se describirá la instrumentación disponible en la instalación para la monitorización del desempeño y control de cada uno de los elementos. La monitorización está compuesta básicamente por: sensores de temperatura y medidores de caudal que permiten cuantificar los consumos energéticos y hacer el control de acuerdo a las necesidades.

Para la medida de temperatura se disponen de sondas de NTC con una precisión de $\pm 0,5^{\circ}\text{C}$ Pt500, así como caudalímetros electromagnéticos con un error del 0,5% para la media de circuitos en los que se dispone de agua glicolada (circuito primario solar) y caudalímetros ultrasónicos para el resto.

Las señales son visualizadas y almacenadas en un i-Lon a través de la red de comunicación Lonworks®. Los datos son registrados cada 5 minutos y se almacenan en una base de datos centralizada para su posterior análisis.

Para el procesamiento de esta gran cantidad de información se ha desarrollado una herramienta de análisis con la que poder visualizar los parámetros fundamentales de explotación en tiempo real.

En la Figura 3.17 se presenta una vista general de la instalación con sus elementos principales y puntos de medición.

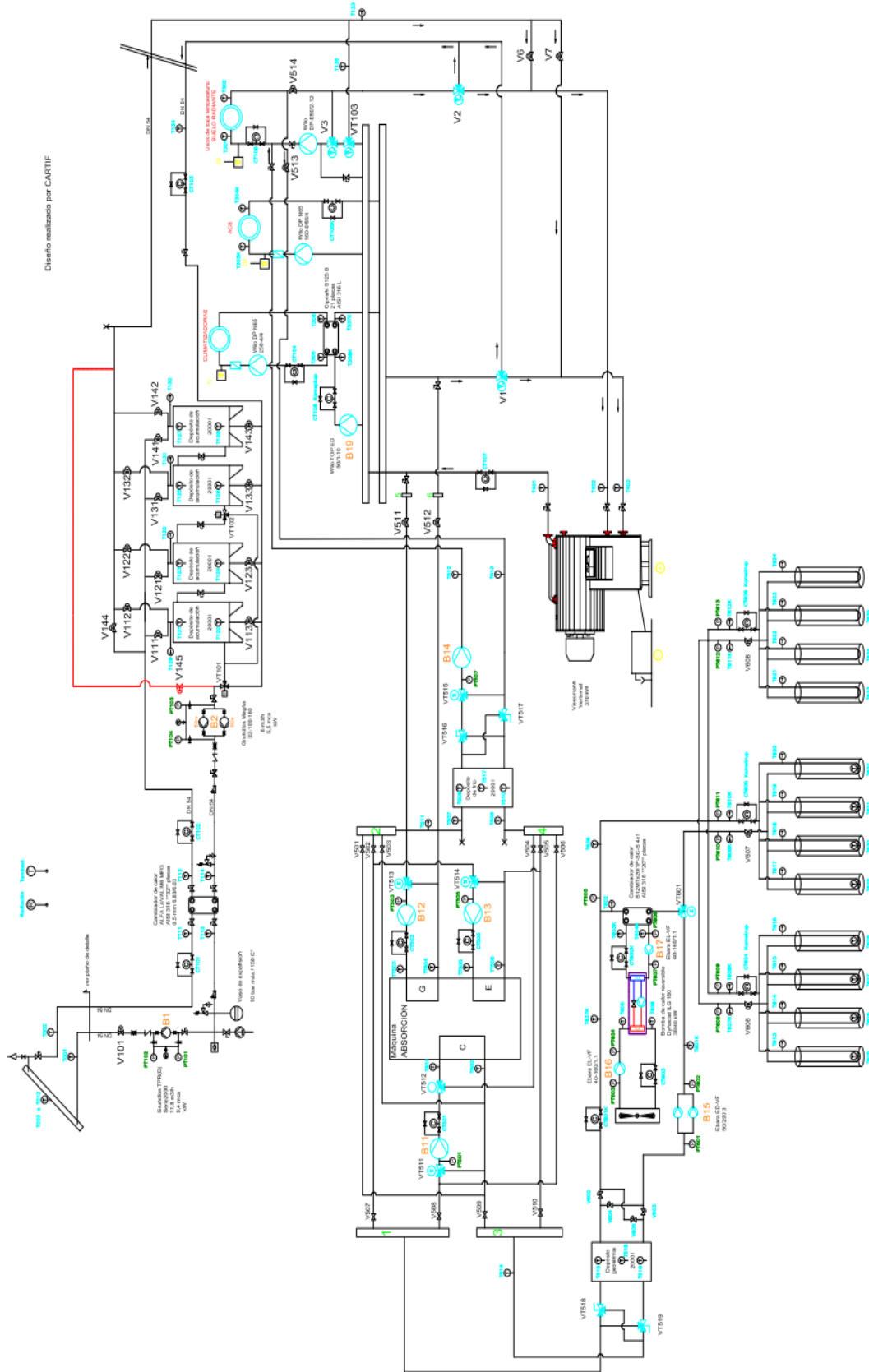


Figura 3.17. Esquema general de la instalación de climatización renovable de CARTIF II y la instrumentación

3.3.1 Bomba de calor por absorción.

En la Figura 3.18 se puede observar un esquema simplificado de la bomba de calor por absorción con la conexión a el depósito de geotermia y a el depósito de frío; con las bombas, válvulas y los diferentes puntos de medición.

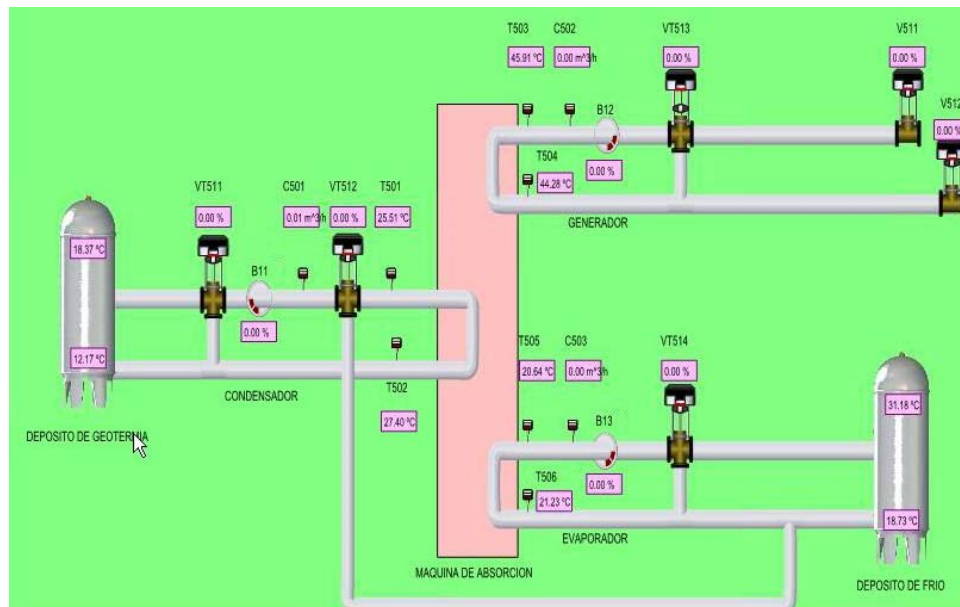


Figura 3.18. Esquema de la instrumentación de la bomba de calor de absorción

En la Tabla 3.7 se presentan toda la instrumentación disponible para la monitorización y control de la bomba de calor.

Tabla 3.7. Instrumentación del sistema de la bomba de calor

Código	Unidad	Sensor/Equipo	Nomenclatura
VT511	%	Válvula entrada condensador regula la temperatura de entrada	
B11	%	Bomba condensador	
C501	(m³/h)	Caudal condensador	q_{con}
T501	°C	Temperatura entrada condensador	$T_{L_{con}}$
T502	°C	Temperatura salida condensador	$T_{o_{con}}$
T503	°C	Temperatura entrada generador	$T_{L_{gen}}$
T504	°C	Temperatura salida generador	$T_{o_{gen}}$
C502	(m³/h)	Caudal generador	q_{gen}

B12	%	Bomba generador	
VT513	%	Válvula entrada generador, regula la temperatura entrada generador	
T505	°C	Temperatura entrada evaporador	T_{I_eva}
C503	m^3/h	Caudal evaporador	q_{eva}
VT514	%	Válvula entrada evaporador, regula la temperatura entrada evaporador	
T506	°C	Temperatura salida evaporador	T_{O_Eva}
B13	%	Bomba evaporador	

3.3.2 Campo solar.

En la Figura 3.19 se ilustra el esquema de campo solar simplificado con la instrumentación instalada para la monitorización y control.

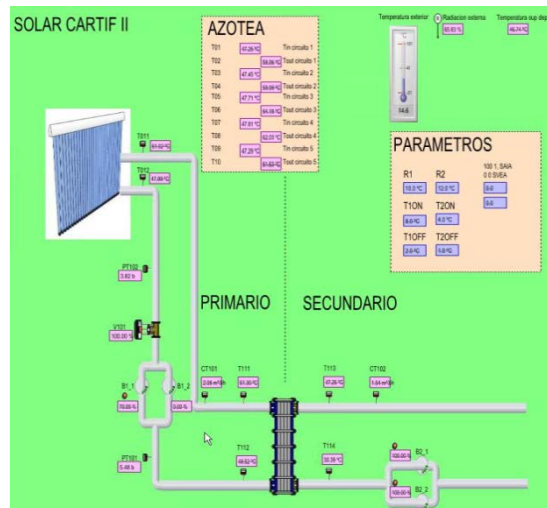


Figura 3.19. Instrumentación instalada en el campo solar.

En la Tabla 3.8 se presenta los sensores instalados en el campo solar para su monitorización y control.

Tabla 3.8. Instrumentación instalada para la monitorización del campo solar.

Código	Unidad	Sensor/Equipo	Nomenclatura
T011	°C	Temperatura impulsión	T_{I_sol}

<i>campo solar</i>			
<i>T012</i>	°C	<i>Temperatura retorno campo solar</i>	<i>T_{o_sol}</i>
<i>V101</i>	%	<i>Válvula motorizada antiretorno</i>	
<i>B1_1</i>	%	<i>Bomba circuito primario</i>	
<i>B1_2</i>	%	<i>Bomba circuito primario</i>	
<i>CT101</i>	(m ³ /h)	<i>Caudal circuito primario</i>	<i>q_p</i>
<i>T111</i>	°C	<i>Temperatura primario entrada intercambiador</i>	<i>T_{i_cs}</i>
<i>T112</i>	°C	<i>Temperatura primario salida intercambiador</i>	<i>T_{o_cs}</i>
<i>T113</i>	°C	<i>Temperatura secundario salida intercambiador</i>	<i>T_{o_sec}</i>
<i>T114</i>	°C	<i>Temperatura secundario entrada intercambiador</i>	<i>T_{i_sec}</i>
<i>CT102</i>	%	<i>Caudal circuito secundario</i>	<i>q_s</i>
<i>B2_1</i>	%	<i>Bomba circuito secundario</i>	
<i>B2_2</i>	%	<i>Bomba circuito secundario</i>	
<i>Temperatura exterior</i>	°C	<i>Temperatura ambiente</i>	<i>T_{out}</i>
<i>Radiación externa</i>	W/m ²	<i>Radiación</i>	

3.3.3 Acumulación

El sistema de acumulación de la instalación solar tiene diferentes modos de interconexión de los depósitos tal y como se describió en la sección anterior. Dependiendo de los perfiles de temperatura, disponibilidad solar, temperaturas en depósitos se puede controlar las válvulas. La instrumentación instalada para la monitorización y control del sistema de acumulación se representa en la Figura 3.20.

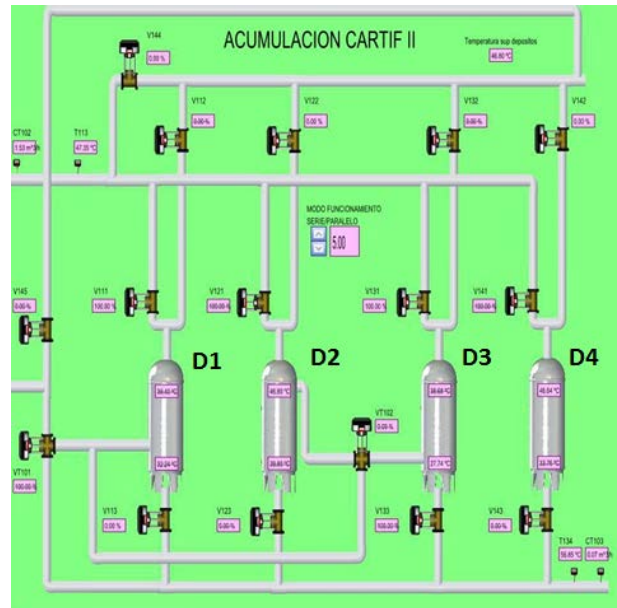


Figura 3.20. Esquema conexión depósitos e instrumentación instalada.

En la Tabla 3.9 se listan todos los sensores instalados en el sistema de acumulación y las válvulas motorizadas a controlar.

Tabla 3.9. Instrumentación instalada en el sistema de acumulación

Código	Unidad	Sensor/Equipo
V145	%	Válvula bypass
V144	%	Válvula recirculación
V111	%	Válvula superior D1
V112	%	Válvula salida superior D1
V113	%	Válvula entrada inferior D1
V122	%	Válvula salida superior D1
V121	%	Válvula entrada superior D2
V123	%	Válvula inferior depósito D2
V131	%	Válvula entrada superior D3
V132	%	Válvula salida superior D3
V133	%	Válvula entrada inferior D3
VT102	%	Válvula Conexión depósitos serie/paralelo
V141	%	Válvula entrada superior D4
V142	%	Válvula salida superior D4

V143	%	Válvula entrada inferior D4
T134	°C	Temperatura retorno a solar
CT103	m ³ /h	Caudal usos
T121	°C	Temperatura superior D1
T122	°C	Temperatura inferior D1
T123	°C	Temperatura superior D2
T124	°C	Temperatura inferior D2
T125	°C	Temperatura superior D3
T126	°C	Temperatura inferior D3
T127	°C	Temperatura superior D4
T128	°C	Temperatura inferior D4

3.3.4 Caldera.

La ubicación de la instrumentación instalada para la monitorización y control de la caldera de gas de apoyo se muestra en la Figura 3.21.

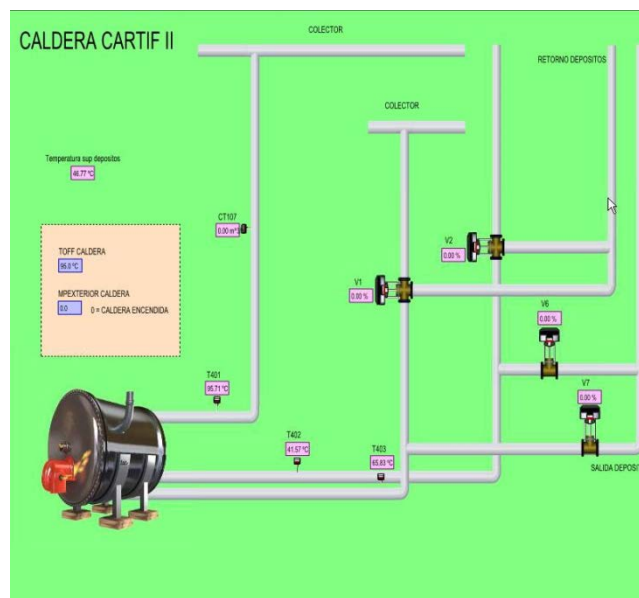


Figura 3.21. Instrumentación instalada en la caldera.

En la Tabla 3.10 se listan todos los sensores y equipos relacionados con la monitorización y control de la caldera.

Tabla 3.10. Sensores control Caldera

Código	Unidad	Sensor/Equipo	Nomenclatura
CT107	m ³ /h	Caudal caldera	q_{cal}
T401	°C	Temperatura salida de caldera	T_{o_cal}
T402	°C	Temperatura retorno de alta temperatura caldera	T_{i_cal}
T403	°C	Temperatura retorno de baja temperatura caldera	
V1	%	Válvula de dos vías para retorno por alta temperatura	
V2	%	Válvula de dos vías para retorno por baja temperatura	
V6	%	Válvula de dos vías para retorno a caldera desde solar baja temperatura	
V7	%	Válvula de dos vías para retorno de caldera desde solar a alta temperatura	

3.3.5 Campo Geotérmico

La ubicación de la instrumentación instalada para la monitorización y control del campo geotérmico se representa en la Figura 3.22

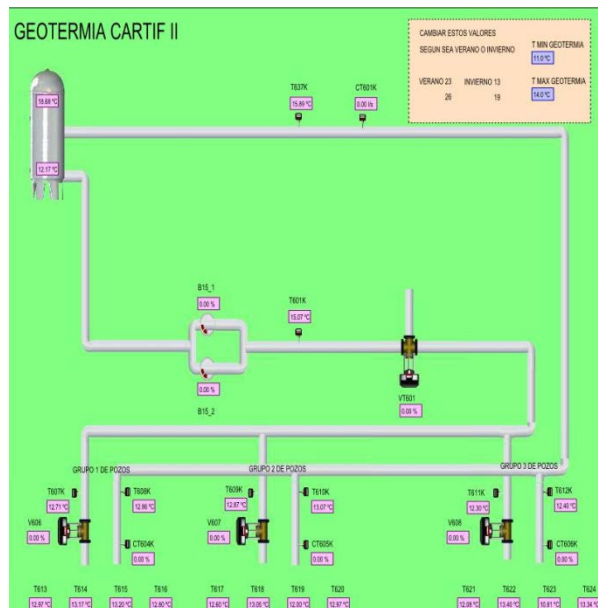


Figura 3.22. Instrumentación para el control y monitorización del campo geotérmico

El código, unidad de medida, el tipo de sensor y la nomenclatura usada por cada sensor o equipo del campo geotérmico, se listan en la Tabla 3.11.

Tabla 3.11. Sensores y equipos instalados para la monitorización del campo geotérmico

Código	Unidad	Sensor/Equipo	Nomenclatura
<i>T637K</i>	°C	<i>Temperatura entrada geotermia</i>	T_{i_geo}
<i>CT601K</i>	(m ³ /h)	<i>Caudal geotermia</i>	q_{geo}
<i>B15</i>	%	<i>Bomba geotermia</i>	
<i>T601K</i>	°C	<i>Temperatura salida geotermia</i>	T_{o_geo}
<i>VT601</i>	%	<i>Válvula entrada campo geotérmico</i>	
<i>T607K</i>	°C	<i>Temperatura entrada C1</i>	
<i>V606</i>	%	<i>Válvula entrada C 1</i>	
<i>T608K</i>	°C	<i>Temperatura salida C 1</i>	
<i>CT604K</i>	m ³ /h	<i>Caudal C 1</i>	
<i>T609K</i>	°C	<i>Temperatura entrada C2</i>	
<i>V607</i>	%	<i>Válvula entrada C2</i>	
<i>T610K</i>	°C	<i>Temperatura salida C 2</i>	
<i>CT605K</i>	m ³ /h	<i>Caudal C 2</i>	
<i>T611K</i>	°C	<i>Temperatura entrada campo geotérmico 3</i>	
<i>CT606K</i>	m ³ /h	<i>Caudal C3</i>	
<i>T612K</i>	°C	<i>Temperatura salida C3</i>	

3.3.6 Suelo Radiante

La posición de los sensores instalados para el control del suelo radiante/refrescante de la instalación se muestra en la Figura 3.23., En esta figura solo se considera el suelo alimentado desde la bomba de calor por absorción.

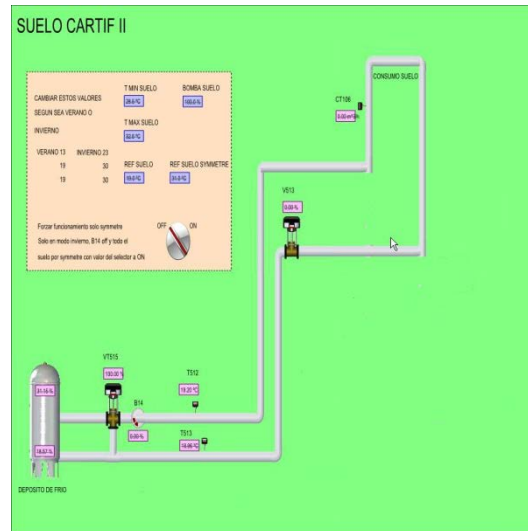


Figura 3.23. Control suelo radiante/refrescante

La lista de equipos y sensores instalados para el control y monitorización del suelo radiante/refrescante, se muestran en la Tabla 3.12.

Tabla 3.12. Sensores y equipos instalados para la monitorización del suelo radiante/refrescante

Código	Unidad	Sensor/Equipo	Nomenclatura
T301	°C	Temperatura entrada suelo	T_{I_sue}
T302	°C	Temperatura salida suelo	T_{O_sue}
CT106	m^3/h	Caudal suelo	q_{sue}
V513	%	Válvula entrada suelo desde absorción	
V514	%	Válvula retorno suelo para absorción	
T512	°C	Temperatura retorno suelo para absorción	
B14	%	Bomba de impulsión a suelo desde absorción	
VT515	%	Válvula reguladora suelo desde absorción	

3.4 Control de la instalación

Luego de presentar la gran cantidad de sensores de los que dispone la

instalación, en esta última sección se explicaran los diferentes modos de operación y las variables de control disponibles para cada uno de los sistemas.

3.4.1 Bomba de calor por Absorción

A continuación se explica los modos de operación en verano e invierno de la bomba de calor.

3.4.1.1 Modo Verano.

En este modo el evaporador va conectado al suelo refrescante y el condensador intercambia calor con el terreno. Como se describió anteriormente la fuente de calor puede ser solar o caldera de acuerdo a las condiciones de temperatura.

La bomba de calor se pone en marcha cuando cumple las siguientes condiciones:

- Verano: mayo a septiembre.
- Horario: 07:00 -15:00
- Temperatura de entrada al evaporador $> 6^{\circ}\text{C}$
- Temperatura de entrada al condensador debe estar entre 25° y 32°C

Las temperaturas de entrada a cada uno de los sistemas (generador, condensador, evaporador) se regulan a partir de válvulas 3 vías; la conexión con el suelo refrescante y el campo geotérmico es mediante dos depósitos de 2 m^3 . También se cuenta con bombas de caudal variable que permiten trabajar con la máquina a diferentes caudales.

3.4.1.2 Modo Invierno

En el modo invierno mediante un juego de válvulas que están conectados a la entrada y salida de los depósitos de evaporador y de condensador, se pueden cambiar los focos de intercambio de calor y de esta manera conectar el evaporador al campo geotérmico y el condensador al suelo radiante del edificio; y así usarla para la calefacción.

La bomba de calor se pone en marcha cuando se cumplen las siguientes condiciones:

- Modo invierno: octubre a abril
- Horario: 04:00 a 12:00
- Temperatura de entrada evaporador $>6^{\circ}\text{C}$
- Temperatura de entrada condensador entre 25°C y 32°C

En la Tabla 3.13 se presentan todas las variables de control para la bomba de calor.

Tabla 3.13. Variables de control de la bomba de calor

Nomenclatura	Unidad	Significado
<i>Orden encendido maquina</i>	<i>Switch</i>	<i>1=encender</i>
<i>Forzar encendido maquina</i>	<i>Switch</i>	<i>1=encender</i>
<i>Temp superior depósitos</i>	$^{\circ}\text{C}$	<i>Temperatura depósito</i>
<i>suelo desde caldera</i>	<i>Numérica</i>	<i>1=suelo desde caldera, 2=suelo dese absorción</i>
<i>Temp min Absorción</i>	$^{\circ}\text{C}$	<i>Temperatura referencia</i>
<i>Temp Max Absorción</i>	$^{\circ}\text{C}$	<i>Temperatura referencia</i>
<i>Referencia Generador</i>	$^{\circ}\text{C}$	<i>Temperatura referencia</i>
<i>Referencia Condensador</i>	$^{\circ}\text{C}$	<i>Temperatura referencia</i>
<i>Referencia Evaporador</i>	$^{\circ}\text{C}$	<i>Temperatura referencia</i>
<i>Verano Invierno</i>	<i>Numérica</i>	<i>1=Invierno, 2=Verano</i>

3.4.2 Campo solar.

El campo solar tiene un control básico en el cual solo se establece el arranque y paro de las bombas de circuito primario y secundario de acuerdo a las siguientes condiciones:

- **Circuito primario:**

La bomba de circuito primario (B11) se pone en marcha y la válvula anti-retorno (V111) se abre cuando:

Radiación global $>300 \text{ W/m}^2$.

La bomba B11 se pone en marcha a una velocidad del 40% hasta que la temperatura de entrada al intercambiador (T111) es mayor que la temperatura superior de depósitos de acumulación.

- **Circuito secundario:**

El secundario arranca al 100% cuando la temperatura de salida del intercambiador a depósitos (T113) sea mayor que la temperatura superior de depósitos más un determinado salto térmico.

Si en algún momento se reducen las condiciones de radiación y por lo tanto se reduce la temperatura de salida de los colectores, el flujo del programa vuelve al inicio, parando las bombas determinadas. En caso de darse alguna alarma de congelación fuera del horario de funcionamiento, el primario y secundario se ponen en marcha dependiendo del valor de temperatura exterior.

En la Tabla 3.8 se presenta las variables implementadas para el control del campo solar.

Tabla 3.14. Variables de control del campo solar.

Nomenclatura	Unidad	Variable
<i>T1ON</i>	°C	<i>Temperatura set point arranque circuito primario</i>
<i>T2ON</i>	°C	<i>Temperatura set point arranque circuito secundario</i>
<i>T1OFF</i>	°C	<i>Temperatura set point parada circuito primario</i>
<i>T2OFF</i>	°C	<i>Temperatura set point parada circuito secundario</i>
<i>Temperatura exterior</i>	°C	<i>Temperatura ambiente</i>
<i>Radiación externa</i>	W/m^2	<i>Radiación</i>
<i>Temp superior depósitos</i>	°C	<i>Temperatura conducto</i>

3.4.3 Acumulación

El sistema de acumulación de la instalación solar tiene diferentes modos de interconexión de los depósitos tal y como se describió en la sección anterior, dependiendo de los perfiles de temperatura, disponibilidad solar, temperaturas en depósitos se puede controlar las válvulas. Durante este trabajo se mantuvo siempre la configuración de los 4 depósitos en serie.

3.4.4 Caldera.

La caldera puede funcionar bajo diferentes modos dependiendo de las necesidades y de la temporada (verano o invierno). A continuación se describe cada uno de ellos y las variables de control que se han implementado.

3.4.4.1 Modo Verano

Durante el verano la caldera suministrara el calor a dos usos, el ACS y la bomba de calor por absorción, que a su vez generará frío para distribuir al edificio mediante el suelo refrescante. Los modos de funcionamiento de la caldera en verano son:

- Caldera sin solar

Si la temperatura de la parte alta de los depósitos es menor que la temperatura del retorno de los usos a la caldera, no se usa la solar hasta q no alcance la temperatura deseada.

La consigna de la caldera será de 75°C cuando la absorción este parada. Cuando la absorción se pone en marcha la temperatura de operación de caldera puede variar entre 85°C y 90°C.

- Caldera y precalentamiento con solar

Este modo se empleará cuando la temperatura de la parte alta de los depósitos sea mayor o igual que la temperatura de retorno de los usos, pero no sea suficiente para entrar a los usos sin apoyo de caldera.

Cuando se cumple esta condición se abre V7 y el retorno de los usos a la solar se hace por V1. Igual que en el modo anterior se tiene la posibilidad de trabajar calentando solo el ACS o bien, el ACS y la máquina de absorción.

- Solar

Caldera parada, cuando la temperatura de la parte alta de los depósitos sea superior a la temperatura de retorno de los usos y además superior a una temperatura mínima de entrada al generador más un salto térmico. Es importante aclarar que este modo de operación durante el invierno es muy difícil de obtener ya que son necesarias temperaturas mayores a los 60°C.

3.4.4.2 Modo invierno.

Los diferentes modos de operación de la caldera durante el invierno como aporte de calor son:

- Caldera sin solar:

En este modo existen dos posibles funcionamientos: Pre calentamiento con solar y sin apoyo de solar; aunque es importante aclarar que durante la investigación no se usó el modo de pre calentamiento.

- Caldera y pre calentamiento con solar.

Si la temperatura de la solar no es adecuada para entrar directamente al suelo radiante, pero es mayor que la temperatura de uno de los retornos (alta o baja temperatura), se utilizará para pre calentar el agua a la entrada de la caldera.

Por tanto, se controlarán las temperaturas de los retornos. Por un lado la del retorno del suelo radiante (T302) y por otro lado la del retorno de los usos de alta temperatura (T403).

Solar a baja temperatura

Si la temperatura de la parte alta de los depósitos es mayor que el retorno del suelo radiante (T302) y menor que el retorno de los usos de alta temperatura, desde la solar se entrará a la caldera por la entrada de baja temperatura (V6). El suelo radiante retorna a la solar abriendo (V2) y los usos de alta temperatura retornan a la caldera por la entrada de alta temperatura (V1).

Como el suelo radiante estará alimentado desde el colector caliente, se controla la entrada de la temperatura al suelo radiante mediante una válvula de 3 vías (V3) con una consigna de 45°C.

Solar alta temperatura

Cuando la temperatura de la parte alta de los depósitos sea mayor que el retorno de los usos de alta temperatura, se entra a la caldera por la entrada de alta temperatura. La caldera calentará el agua que viene de la solar hasta la temperatura requerida por los usos (ACS, climatizadoras, absorción). En el caso de que la solar ya llegue a esa temperatura, la caldera se parará.

En este caso se puede trabajar alimentando al suelo radiante desde la caldera o desde la bomba de calor.

En la Tabla 3.15 se listan las variables de control de la caldera, las demás variables y equipos involucrados en el control se pueden ver en la Tabla 3.10.

Tabla 3.15. Variables de control de la caldera

Nomenclatura	Unidad, Valor	Variable/sensor
<i>Temp superior depósitos</i>	°C	<i>Temperatura depósitos</i>
<i>TOFF caldera</i>	°C	<i>Temperatura referencia apagado</i>

3.4.5 Campo Geotérmico

El control de la geotermia se hace sobre la bomba B15 que hace circular el fluido entre el depósito y los pozos geotérmicos. Para verano e invierno tiene diferente rango de temperaturas que se describen a continuación:

3.4.5.1 Verano:

La bomba B15 se pone en marcha y las válvulas de cada uno de los pozos (V606, V607, V608) se abren cuando: la temperatura del depósito (T509) es mayor de 28°C y se detiene cuando es menor de 25°C.

3.4.5.2 Invierno.

La bomba B15 se pone en marcha y las válvulas de cada uno de los pozos (V606, V607, V608) se abren cuando: la temperatura del depósito (T510) es menor de 14°C y para cuando es menor de 11°C.

Con estos rangos de temperatura se busca que la máquina de absorción opere dentro de su régimen aunque para caracterizar la instalación se harán pruebas con diferentes valores de temperatura. En la Tabla 3.16 se presentan las variables definidas para el control del campo geotermia.

Tabla 3.16. Variables de control del campo geotérmico

Nomenclatura	Unidad	Significado
<i>TMIN GEOTERMIA</i>	°C	<i>Temperatura referencia</i>
<i>TMAX GEOTERMIA</i>	°C	<i>Temperatura referencia apagado</i>

3.4.6 Suelo Radiante

El suelo puede ser alimentado en invierno desde: la caldera, el campo solar o la bomba de calor. En verano solo puede ser alimentado desde la bomba de calor de absorción. Este trabajo está centrado solo en el análisis del sistema bomba de calor–suelo.

3.4.6.1 Verano:

La bomba B14 se pone en marcha y se abren todos los circuitos del edificio, si la temperatura del depósito es menor o igual a 10°C, y se detiene cuando la temperatura del depósito es mayor de 14°C.

3.4.6.2 Invierno.

La bomba B14 se pone en marcha y se abren todos los circuitos del edificio, si la temperatura del depósito es mayor de 30°C, y se detiene cuando la temperatura del depósito es menor de 28°C.

Las variables de control del suelo radiante/refrescante se presentan en la Tabla 3.17.

Tabla 3.17. Variables de control del suelo radiante/refrescante.

Nomenclatura	Unidad	Significado
<i>T MIN SUELO</i>	°C	<i>Temperatura mínima entrada suelo</i>
<i>T MAX SUELO</i>	°C	<i>Temperatura máxima entrada suelo</i>
<i>REF SUELO</i>	°C	<i>Temperatura set point suelo</i>

CAPITULO 4.

MODELADO DE LA INSTALACIÓN MEDIANTE TRNSYS

El objetivo de este capítulo es hacer una descripción detallada del modelado de cada uno de los componentes principales de la instalación en TRNSYS versión 16. Para cada uno de los componentes (bomba de calor, climatología, captadores solares, sistema de almacenamiento, bombas de circulación, intercambiador de calor, caldera de apoyo) se ha definido un type [78]. Se han establecido sus consideraciones matemáticas, los parámetros, variables de entrada y variables de salida que son requeridas, tanto para su operación en verano como en invierno.

Para el modelado del edificio se usó TRNBuild, que permite definir todas las características morfológicas del edificio y conectarlo con el sistema de climatización mediante un type específico, que será explicado de manera más detallada al final del capítulo.

En la Figura 4.1. Se puede observar un esquema del modelo desarrollado en TRNSYS para la simulación de la instalación y como están interrelacionados cada uno de los componentes de la instalación; desde las condiciones climáticas hasta el edificio.

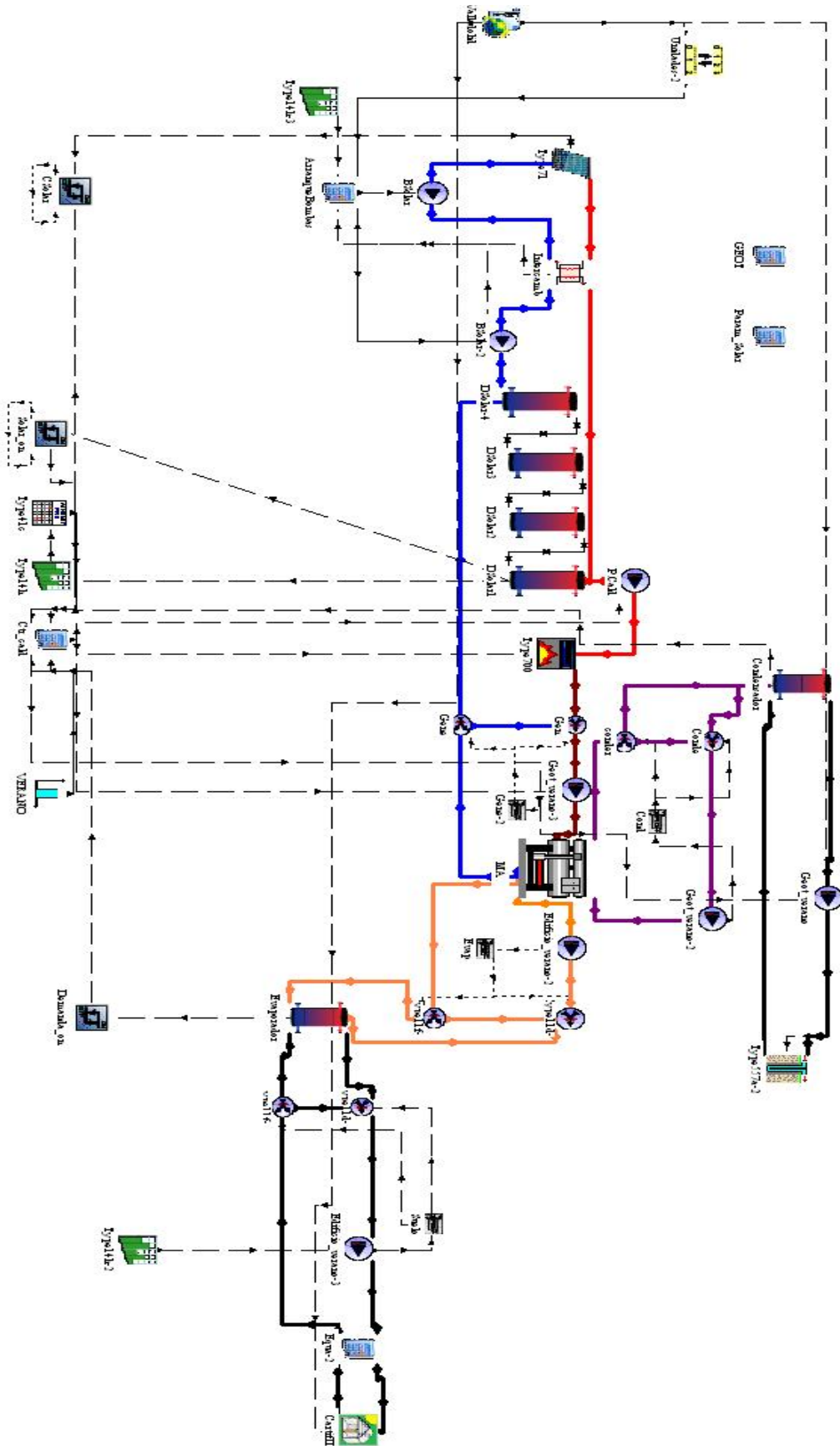


Figura 4.1. Modelo de la Instalación en TRNSYS.



4.1 Modelo de la bomba de calor

Para la simulación de la bomba de calor se ha usado el type 107 “Single effect hot water fired absorption chiller”. El término ‘*hot water fired*’ significa que la energía necesaria para la operación de la bomba de calor es mediante agua caliente.

El type 107 utiliza la información del catálogo de la bomba, que debe ser creada por el usuario para predecir el desempeño de la misma. En este sistema, el calor necesario para desorber el refrigerante es suministrado por una corriente de agua caliente en el generador. La energía desprendida en el proceso de absorción del refrigerante se retira con una corriente de agua de refrigeración en el absorbedor-condensador. La máquina está diseñada para enfriar en la tercera corriente de fluido a una temperatura que es designada por el usuario. Debido al enfoque de búsqueda de datos del catálogo, Type107 no se aplica sobre cada rango de condiciones de entrada. Al igual que con otros componentes que se basan en datos de catálogo, el rendimiento de la máquina se puede predecir e interpolar dentro del rango de datos disponibles, pero no se puede extrapolar fuera de este rango.

Una de las ventajas de este modelo, es que las características de la bomba de calor dadas por el fabricante se pueden incluir directamente en el modelo mediante un fichero, para este estudio se ha creado uno con las características de la bomba de calor Thermax LT 1. En la simulación se ha considerado los siguientes rangos de temperatura de entrada: el evaporador con temperaturas entre 7 y 15°C, la temperatura del condensador entre 24°C y 32°C y la temperaturas del generador entre 75°C y 95°C

Type107 requiere un único archivo de datos, que debe ser especificado en el formato de datos TRNSYS estándar para la subrutina DynamicData. Este archivo contiene los valores de fracción normalizada de la fracción de potencia de la bomba y la fracción de la energía de entrada, para varias condiciones de carga. Las fracciones de carga están en función de la temperatura de entrada al evaporador (°C), la temperatura de entrada al condensador (°C) y la temperatura de entrada al generador (°C).

Cuando la máquina de absorción está encendida, lo cual dependerá de la señal de control, el modelo determina la fracción de carga de diseño en la que debe operar mediante el cálculo de la cantidad de energía, que debe ser transferida en la corriente del evaporador para alcanzar la temperatura de consigna deseada. Esta energía se calcula bajo la ecuación 4.1:

$$\dot{Q}_{removida} = \dot{m}Cp_{evap}(T_{i_{evap}} - T_{setpoint_{evap}}) \quad 4.1$$

Luego con esta $Q_{removida}$ es posible calcular a qué condiciones de carga de diseño estará trabajando la bomba de calor. Esta fracción se obtiene mediante la ecuación 4.2

$$f_{cargadiseño} = \frac{Q_{removida}}{Potencia\ nominal} \quad 4.2$$

La potencia transferida en el generador tiene en cuenta: la potencia nominal, el COP instantáneo y la fracción de energía que entra a la máquina cuando la bomba trabaja a carga parcial. La potencia es obtenida mediante la ecuación 4.3

$$Q_{generador} = \frac{Potencia\ nominal}{COP_{instantaneo}} * f_{energia_input} \quad 4.3$$

La temperatura de salida del evaporador se deduce de la ecuación 4.4, en la cual toma el mínimo valor entre la energía removida o la capacidad.

$$T_{o_evap} = T_{i_evap} - \frac{MIN(Q_{removida}, Capacidad)}{\dot{m}_{evap} * CP_{evap}} \quad 4.4$$

Donde la Capacidad (Ecuación 4.5) es calculada como el producto entre: la fracción de carga total (fracción de la potencia total de la enfriadora durante su operación bajo condiciones actuales) y la fracción de carga nominal (fracción de la potencia nominal bajo condiciones actuales). La fracción de carga total y la fracción de carga nominal varían entre 0 y 1. Finalmente se multiplica por la potencia nominal.

$$Capacidad = f_{cargatotal} * f_{carganominal} * potencia\ nominal \quad 4.5$$

El calor transferido en el condensado-absorbedor se obtiene a través del balance de energía de la ecuación 4.6

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{Q}_{evap} + \dot{Q}_{generador} + \dot{Q}_{aux} \quad 4.6$$

El modelo de type 107 considera el Q_{aux} como la cantidad de energía consumida por varios equipos como la bomba de solución, los sistemas de control, etc.

El COP de refrigeración instantáneo se calcula mediante la ecuación 4.7

$$COP_{instanteo} = \frac{Q_{evap}}{Q_{aux} + Q_{generador}} \quad 4.7$$

En la Tabla 4.1 se muestran los parámetros, variables de entrada y variables de salida de la bomba de calor necesarias para el type 107, tanto para el modo verano como para el modo invierno.

Tabla 4.1. Características del modelo bomba de calor (Type 107) para el modo invierno y el modo verano

Parámetros		
	Verano	Invierno
<i>Potencia nominal de la bomba de calor</i>	35 kW (en el evaporador)	85 kW (en el condensador)
<i>COP</i>	0.7	1.7
<i>Capacidad calorífica específica del fluido generador</i>	4.19 (kJ/kg K)	4.19 (kJ/kgK)
<i>Capacidad calorífica específica del fluido condensador</i>	4.19 (kJ/kg K)	4.19 (kJ/kgK)
<i>Capacidad calorífica específica del fluido evaporador</i>	4.19 (kJ/kg K)	4.19 (kJ/kgK)
<i>Potencia eléctrica auxiliar</i>	20000 (kJ/h)	20000 (kJ/h)
Variables de Entrada		
<i>Temperatura de entrada evaporador</i>	14°C	12°C
<i>Caudal evaporador</i>	6.5 m ³ /h	6.5 m ³ /h
<i>Temperatura entrada condensador</i>	29°C	32°C
<i>Caudal condensador</i>	12 m ³ /h	10 m ³ /h
<i>Temperatura de entrada generador</i>	85°C	85°C
<i>Caudal generador</i>	5.5 m ³ /h	6 m ³ /h
<i>Set point temperatura evaporador</i>	7°C	7°C
<i>Señal de control</i>	1	1
Variables de Salida		
<i>Temperatura de salida evaporador</i>	°C	°C
<i>Caudal de salida evaporador</i>	kg/h	kg/h
<i>Temperatura de salida condensador</i>	°C	°C
<i>Caudal de salida condensador</i>	kg/h	kg/h
<i>Temperatura de salida generador</i>	°C	°C
<i>Caudal de salida generador</i>	kg/h	kg/h
<i>Potencia transferida evaporador</i>	kJ/h	kJ/h

<i>Potencia transferida condensador</i>	<i>kJ/h</i>	<i>kJ/h</i>
<i>Potencia transferida generador</i>	<i>kJ/h</i>	<i>kJ/h</i>
<i>Potencia eléctrica requerida</i>	<i>kJ/h</i>	<i>kJ/h</i>
<i>Fracción de la capacidad nominal</i>	-	-
<i>Fracción de la energía de entrada de diseño</i>	-	-
<i>COP</i>	-	-

4.2 Modelo de Generación Solar.

El modelo del sistema de generación térmica solar está constituida por diferentes componentes como son: las Condiciones Climáticas (Type 109), los Captadores solares (Type 71) y el Intercambiador de Calor (Type 5). Para cada uno de ellos se detallan a continuación las ecuaciones que rigen su comportamiento, así como, los parámetros, variables de entrada y variables de salida usados. Es importante aclarar que para el invierno, debido a la baja radiación solar, no se han considerado los captadores solares ni el sistema de acumulación.

4.2.1 Condiciones climáticas



Para el procesamiento y lectura de los valores de radiación se utilizó el Type 109 desarrollado. El principal propósito es la lectura de datos climatológicos en un intervalo de tiempo regular desde un fichero, convirtiéndolos al sistema de unidades deseado, procesando la radiación solar sobre la superficie inclinada y el ángulo de incidencia, para un número de superficies arbitrarias.

El Type 109 lee ficheros climatológicos estándar en formato TMY2 (segunda edición de typical meteorological year). Este tipo de formato es usado por la base de datos de radiación solar nacional (USA). Para este modelo se ha generado el fichero usando Meteonorm para la ciudad de Valladolid, considerando la climatología de un año tipo. En la Tabla 4.2 se presentan los parámetros, variables de entrada y variables de salida.

Tabla 4.2. Características de la meteorología Type 109.

Parámetros	
<i>Datos de lectura</i>	<i>TMY 2</i>
<i>Modelo de cielo para la radiación difusa</i>	<i>Modelo Perez</i>
<i>Modo de seguimiento</i>	<i>Superficie fija</i>
Variables de Entrada	
<i>Reflectancia del terreno</i>	<i>0.2 (terreno sin nieve)</i>
Variables de Salida	
<i>Temperatura ambiente</i>	<i>°C</i>
<i>Radiación total sobre horizontal</i>	<i>kJ/hm²</i>
<i>Ángulo de incidencia sobre superficie horizontal</i>	<i>Grados</i>
<i>Ángulo zenith solar</i>	<i>Grados</i>
<i>Ángulo azimuth solar</i>	<i>Grados</i>
<i>Radiación total superficie inclinada</i>	<i>kJ/hm²</i>

4.2.2 Captador solar



Los Heat Pipe Vitosol 300 es un tipo de captador solar adecuado para el aprovechamiento de la radiación solar difusa, manteniendo un buen rendimiento, no sólo a mediodía o en días soleados, sino también en invierno y en días nublados.

Para el modelo de los tubos de calor, TRNSYS dispone del Type 71 “Solar collector evacuated tube”, desarrollado por el laboratorio de energía solar de la Universidad de Wisconsin, que ha sido usado y validado por diferentes investigadores [79,80,81]. El modelo desarrollado en TRNSYS, es el mismo que para los captadores de placa plana pero con la diferencia que éste considera las variaciones del desempeño debido al ángulo de incidencia modificado de la radiación solar (IAM). Los modelos térmico y óptico para este tipo de sistemas se describen a continuación:

- Modelo Térmico

El modelo del desempeño térmico depende del total de colectores conectados en serie y las características de cada uno. El usuario debe ingresar los valores suministrados por el fabricante.

El calor útil de los captadores solares (Q_u), se obtiene a partir de la ecuación 4.8, que es función del flujo másico del fluido caloportador que circula por los captadores (\dot{m}), la capacidad específica calorífica del fluido caloportador (C_{pf}), la temperatura de entrada (T_i) y la temperatura de salida (T_o):

$$Q_u = \dot{m}C_{pf}(T_o - T_i) \quad 4.8$$

La eficiencia, es la relación entre el calor útil y el producto del área de captación (A) por la radiación global solar incidente sobre la superficie inclinada (I_T), como recoge la ecuación 4.9

$$\eta = \frac{Q_u}{AI_T} \quad 4.9$$

El modelo asume que la curva de la eficiencia es función de $\frac{\Delta T}{I_T}$ y puede ser modelada como una ecuación cuadrática, según la ecuación 4.10. Las correcciones son aplicadas a la pendiente, el intercepto y el parámetro de pérdidas por radiación, igual que para los colectores en serie [82].

$$\eta = K_o - K_1 \frac{\Delta T}{I_T} - K_2 \frac{(\Delta T)^2}{I_T} , \Delta T = T_i - T_a \quad 4.10$$

Donde (T_i) es la temperatura de entrada al colector, y (T_a) la temperatura ambiente. La eficiencia del captador (K_o), el coeficiente del captador de primer orden (K_1) y el coeficiente del captador de segundo orden (K_2) están disponibles para cualquier colector evaluado bajo ASHRAE, Española [83] o normas europeas [84].

Las curvas de eficiencia estándar son calculadas para un colector en días claros, incidencia normal del sol y flujo de agua nominal. Además una serie de factores de corrección son introducidos en el modelo de acuerdo a la cantidad de captadores en serie, nubosidades, etc. [81].

- Modelo Óptico.

Los colectores son evaluados en días claros y con incidencia normal, de modo que el producto transmitancia por absorptancia ($\tau\alpha$) sea casi el valor de la incidencia normal de la radiación directa $(\tau\alpha)_n$. La eficiencia en el intercepto,

$F_R(\tau\alpha)_n$ es corregido por el factor de la incidencia solar no normal $\frac{(\tau\alpha)}{(\tau\alpha)_n}$ [85].

Por definición $(\tau\alpha)$ es el ratio entre la radiación total absorbida y la radiación incidente, ecuación 4.11:

$$\frac{(\tau\alpha)}{(\tau\alpha)_n} = \frac{I_{bT} \frac{(\tau\alpha)_b}{(\tau\alpha)_n} + I_d \left(\frac{1 + \cos \beta}{2} \right) \frac{(\tau\alpha)_d}{(\tau\alpha)_n} + \rho_g I \left(\frac{1 - \cos \beta}{2} \right) \frac{(\tau\alpha)_g}{(\tau\alpha)_n}}{I_T} \quad 4.11$$

Donde:

I_{bT} : Radiación solar directa incidente sobre el colector solar [kJ/hm²]

I_d : Radiación solar difusa horizontal [kJ/hm²]

I : Radiación solar global incidente [kJ/hm²]

I_T : Radiación global incidente sobre el plano del colector [kJ/hm²]

β : Inclinación de captador solar respecto a la horizontal [°]

ρ_g : Reflectancia del terreno.

$(\tau\alpha)$: Producto de la transmitancia de la cubierta y absorptancia del absorbedor.

$(\tau\alpha)_b$: $(\tau\alpha)$ de la radiación directa (es función del ángulo de incidencia θ)

$(\tau\alpha)_n$: $(\tau\alpha)$ incidencia normal al plano del captador.

$(\tau\alpha)_d$: $(\tau\alpha)$ de la radiación difusa

$(\tau\alpha)_g$: $(\tau\alpha)$ de la radiación reflejada por el suelo.

Los captadores Heat Pipe son ópticamente no simétricos, para el modelo type 71 [81] es requerido el ángulo de incidencia biaxial modificado $\frac{(\tau\alpha)_b}{(\tau\alpha)_n}$. El ángulo

de incidencia longitudinal modificado (Θ_l) es medido en un plano que es perpendicular al plano del colector y contiene el azimuth del colector.

El ángulo de incidencia transversal (Θ_t) o corrección del azimuth es medido en un plano que es perpendicular al colector y al plano longitudinal. Ver

Figura 4.2 la dirección de los ángulos longitudinal y transversal [85].

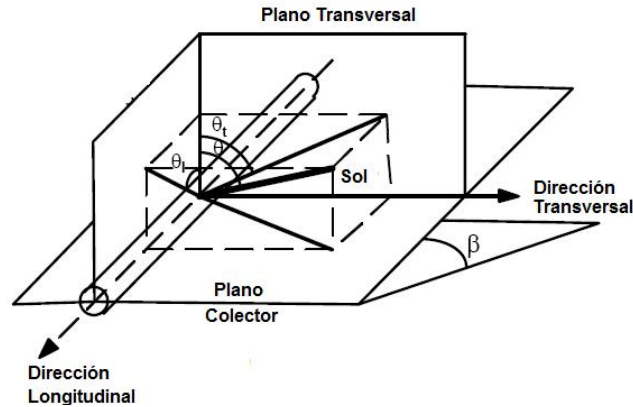


Figura 4.2. IAM Longitudinal y Transversal.

Los valores de IAM (Modificador del Ángulo de Incidencia) longitudinal y transversal son agregados al tipo en función del ángulo de incidencia. Estos valores son creados en un fichero de acuerdo a las curvas de desempeño del captador entregadas por el fabricante y disponibles en la página web del laboratorio SPF (Institut fur Solartechnik). En la Tabla 4.3 se muestran los valores.

Tabla 4.3. Variación del IAM en función del Ángulo de incidencia para captadores Vitosol 300

θ_t / θ_l	IAM Trans	IAM long
0	1	1
5	1	1
10	0.996	1
15	0.988	1
20	0.990	0.996
25	0.984	0.992
30	0.98	0.984
35	0.98	0.972
40	0.976	0.959
45	0.972	0.939
50	0.967	0.911
55	0.858	0.878
60	0.732	0.825

65	0.618	0.764
70	0.484	0.675
75	0.378	0.577
80	0.248	0.423
85	0.138	0.260
90	0	0.004

En la Tabla 4.4 se muestran los parámetros, variables de entrada y variables de salida del type 71 usadas para la simulación:

Tabla 4.4. Características del captador solar Type 71.

Parámetros	
<i>Área de captación</i>	84 (m ²)
<i>Capacidad específica calorífica del fluido</i>	3.9 (kJ/kgK) (agua glicolada)
<i>Eficiencia (K₀)</i>	0.765
<i>Coeficiente de primer orden (K₁)</i>	1.26 (W/m ² K)
<i>Coeficiente de segundo orden (K₂)</i>	0.0052 (W/m ² K ²)
<i>IAM ángulo longitudinal</i>	Vitosol 300
<i>IAM ángulo transversal</i>	Vitosol 300
Variables de entrada	
<i>Temperatura de entrada al campo</i>	30°C
<i>Flujo másico circuito primario</i>	100 kg/h (por defecto)
<i>Ángulo de inclinación</i>	45°
<i>Azimuth colectores</i>	0°
Variables de Salida	
<i>Temperatura de salida del fluido</i>	°C
<i>Flujo másico salida</i>	kg/h
<i>Potencia útil captada</i>	kJ/h



4.2.3 Intercambiador de calor

Para el modelo del intercambiador de calor se ha usado el Type 5 de la librería de componentes de TRNSYS. Este modelo considera un intercambio de calor sensible con cero capacitancia. Es válido para intercambiadores de flujo paralelo y flujo cruzado. Para todos los modos, se deben dar las entradas de la temperatura y caudales del lado frío y el lado caliente. La eficacia se calcula a partir del coeficiente global de transferencia de calor.

El modelo matemático de Type 5 se basa en el enfoque de la capacitancia térmica del flujo caliente o frío mínima efectiva del intercambiador de calor, bajo el supuesto de que el usuario debe dar el valor del coeficiente global del intercambiador de calor entre las variables de entrada al modelo. El modelo determina si el lado frío (carga) o el lado caliente (fuente) es el de menor capacitancia térmica, y calcula una efectividad basada en el flujo y el coeficiente global de intercambio de calor. La Figura 4.3 presenta un esquema del intercambio de calor.

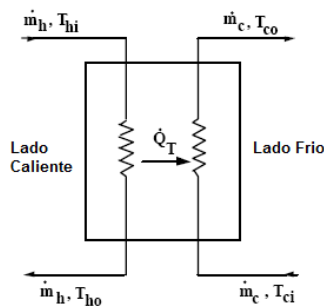


Figura 4.3. Esquema del intercambio de calor type 5.

La capacitancia térmica del flujo caliente y flujo frío, para cada uno de los lados del intercambiador, son calculadas con las ecuaciones 4.12 y 4.13 y teniendo en cuenta la nomenclatura de la Figura 4.3

Capacitancia térmica del flujo frío.

$$C_f = \dot{m}_c c_{pc} \quad 4.12$$

Capacitancia térmica del flujo caliente

$$C_h = \dot{m}_h c_{ph} \quad 4.13$$

C_{max} = Valor máximo de C_f y C_h , el C_{min} = Valor mínimo de C_f y C_h . Así la eficacia del intercambiador es calculado con la ecuación 4.14

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp\left(-\frac{UA}{C_{min}}\left(1 + \frac{C_{min}}{C_{max}}\right)\right)}{1 + \frac{C_{min}}{C_{max}}} \quad 4.14$$

Y el calor transferido en el intercambiador Q_T se obtiene mediante la ecuación 4.15

$$\dot{Q}_T = \epsilon C_{min}(T_{hi} - T_{ci}) \quad 4.15$$

En la Tabla 4.5 se describen los parámetros, variables de entrada y variables de salida del intercambiador de calor Type 5.

Tabla 4.5. Características del intercambiador de calor del campo solar Type 5

Parámetros	
<i>Capacidad calorífica específica del fluido del lado caliente (agua glicolada)</i>	3.9 kJ/kgK
<i>Capacidad calorífica específica del fluido del lado frío</i>	4.19 kJ/kgK
Variables de entrada	
<i>Temperatura de entrada lado caliente</i>	20°C (por defecto)
<i>Flujo másico lado caliente</i>	100 kg/h (por defecto)
<i>Temperatura de entrada lado frío</i>	20°C (por defecto)
<i>Flujo másico lado frío</i>	100 kg/h (por defecto)
<i>Coefficiente global de transferencia de calor (UA)</i>	7000 kJ/hK
Variables de Salida	
<i>Temperatura de salida lado caliente</i>	°C
<i>Flujo másico de salida lado caliente</i>	kg/h
<i>Temperatura de salida lado frío</i>	°C
<i>Flujo másico de salida lado frío</i>	kg/h
<i>Potencia transferida</i>	kJ/h
<i>Efectividad</i>	-

4.3 Caldera de apoyo



La caldera de apoyo de gas natural será simulada con el type 700 “Boiler-Efficiencies as inputs”. Este componente simula una caldera modulante con

una potencia y una eficiencia nominal determinada, a la que se fija una temperatura de consigna. El modelo ajusta la potencia para obtener la temperatura de salida deseada. En el caso de que la capacidad sea limitada y no se pueda llegar a la temperatura de consigna establecida, la caldera operará a la máxima potencia.

Cuando la caldera está encendida (control en 1), el modelo calcula la potencia requerida por el fluido para incrementar la temperatura hasta consigna de acuerdo a la ecuación 4.16.

$$\dot{Q}_{requerida} = \dot{m}_{liquido} * c_{pliquido} * (T_{consigna} - T_{in}) \quad 4.16$$

La $\dot{Q}_{requerida}$ está limitada por la potencia nominal de la caldera. El modelo no calcula energía negativa, así que cuando la temperatura de entrada es mayor que la temperatura de consigna $\dot{Q}_{requerida} = 0$. Si $\dot{Q}_{requerida}$ no es mayor que la potencia nominal de la caldera la energía transferida al fluido es igual a $\dot{Q}_{requerida}$.

El modelo define el ratio de carga parcial de la caldera, PLR, de acuerdo a la ecuación 4.17

$$PLR = \frac{\dot{Q}_{requerida}}{\dot{Q}_{nominal}} \quad 4.17$$

Como la potencia de la caldera es limitada, si en algún momento la potencia necesaria es mayor que la potencia máxima de la caldera, la potencia transferida al fluido se debe ajusta a la potencia máxima de la caldera y así el PLR se establece en la ecuación 4.17. La temperatura de salida del fluido se obtiene de acuerdo a la ecuación 4.18.

$$T_{outcaldera} = T_{consigna} + \frac{\dot{Q}_{nominal}}{\dot{m}_{liquido} * c_{pliquido}} \quad 4.18$$

La cantidad de combustible consumido se calcula con la ecuación 4.19

$$\dot{Q}_{combustible} = \frac{\dot{Q}_{requerido}}{\eta_{caldera}} \quad 4.19$$

Para la simulación de la caldera, los parámetros, variables de entrada y variables de salida usadas, se muestran en la Tabla 4.6. Para verano e invierno los valores no se modificaron.

Tabla 4.6. Parámetros y variables de entrada usados para la simulación de la caldera type 700

Parámetros	
<i>Potencia nominal de la caldera</i>	<i>300 kW</i>

<i>Capacidad calorífica específica del fluido</i>	4.19 kJ/kgK
Variables de entrada	
<i>Temperatura de entrada lado caliente</i>	60°C (por defecto)
<i>Flujo másico entrada</i>	0 kg/h (por defecto)
<i>Señal de control</i>	0 (por defecto)
<i>Temperatura de consigna</i>	90°C
<i>Eficiencia de la caldera</i>	0.78 (por defecto)
<i>Eficiencia de la combustión</i>	0.85 (por defecto)
Variables de Salida	
<i>Temperatura de salida del fluido</i>	°C
<i>Flujo másico de salida</i>	kg/h
<i>Potencia requerida</i>	kJ/h
<i>Perdidas de potencia</i>	kJ/h
<i>Potencia de humos</i>	kJ/h
<i>Potencia de gas consumida</i>	kJ/h
<i>Ratio de carga parcial (PLR)</i>	-

4.4 Campo geotérmico



Para simular el intercambiador geotérmico se ha utilizado el Type 557 “Vertical U- Tube Ground heat exchanger”, este modelo analiza la interacción térmica entre los captadores verticales y el terreno, e incluye tanto la transferencia térmica alrededor de las tuberías, como el intercambio global a través del volumen de relleno y el terreno circundante.

El type 557 considera que las sondas verticales tienen un volumen cilíndrico de terreno a su alrededor, existiendo una transferencia de calor del fluido caloportador por convección con las tuberías y por conducción con el volumen de terreno alrededor (ver Figura 4.4). El modelo permite que el usuario elija la geometría entre tubería en U simple o concéntrica.

La temperatura del terreno es calculada teniendo en cuenta tres condiciones: temperatura global del terreno, temperatura local en la zona de intercambio y condiciones de flujo estacionario. La evolución de la temperatura global del terreno y de la temperatura local en la zona de intercambio se resuelve mediante métodos explícitos de diferencias finitas, mientras que la solución del problema de intercambio con un flujo estacionario se obtiene analíticamente.

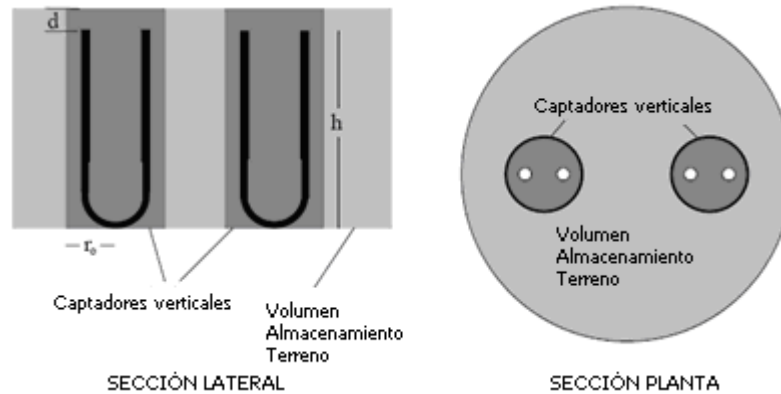


Figura 4.4 Vista de la geometría del modelo de intercambiador geotérmico en U usado por TRNSYS.

En la Tabla 4.7. se presentan los parámetros y características del modelo empleado, tanto para modo verano como para modo invierno (ver Capítulo 3). Los parámetros del modelo son definidos por el usuario de acuerdo a la configuración geométrica y potencia de intercambio deseada, que se mantienen constantes para ambos modos de operación.

Todos los parámetros y variables de entrada han sido definidos en el Capítulo 3 “Descripción y características de la instalación”. Respecto a la caracterización térmica del suelo, los parámetros que se deben definir en el modelo son: conductividad térmica (en el volumen de almacenamiento), capacidad térmica (en el volumen de almacenamiento), temperatura imperturbada del terreno, gradiente térmico inicial y conductividad térmica del relleno. Estos parámetros han sido obtenidos a partir del test de respuesta geotérmica realizado insitu (ver sección 3.2.6).

Tabla 4.7. Parámetros y variables de entrada usados para la simulación del intercambiador geotérmico type 557

Parámetros	
<i>Volumen de almacenamiento</i>	<i>37398 m³ (Calculado según Type)</i>
<i>Profundidad del captador vertical</i>	<i>100 m</i>
<i>Profundidad del ramal de cabecera</i>	<i>1 m</i>
<i>Numero de sondas</i>	<i>12</i>

<i>Radio de la sonda</i>	<i>0.08m</i>
<i>Numero de sondas en serie</i>	<i>1</i>
<i>Numero de regiones radiales</i>	<i>1 (por defecto)</i>
<i>Numero de regiones verticales</i>	<i>10 (por defecto)</i>
<i>Conductividad térmica del terreno</i>	<i>11.52 kJ/hmK</i>
<i>Capacidad térmica del terreno</i>	<i>2016 kJ/m³K (por defecto)</i>
<i>Radio exterior de la sonda</i>	<i>0.02m</i>
<i>Radio interior de la sonda</i>	<i>0.0163m</i>
<i>Distancia entre centros de la sonda</i>	<i>0.0254m</i>
<i>Conductividad térmica del relleno</i>	<i>6.48 kJ/hmK</i>
<i>Conductividad térmica de las sondas</i>	<i>1.51 kJ/hmK</i>
<i>Separación entre sonda y relleno</i>	<i>0 m</i>
<i>Caudal de referencia por sonda</i>	<i>613.04 kg/h (por defecto)</i>
<i>Temperatura de referencia</i>	<i>30°C (por defecto)</i>
<i>Intercambio de calor entre sondas</i>	<i>Tener en cuenta</i>
<i>Calor específico del fluido</i>	<i>4.186 kJ/kgK</i>
<i>Densidad del Fluido</i>	<i>1000 kg/m³</i>
<i>Aislamiento de las sondas</i>	<i>Ninguna</i>
<i>Temperatura inicial</i>	<i>16.1</i>
<i>Temperatura media del aire</i>	<i>12.3°C</i>
<i>Número de capas del terreno</i>	<i>1</i>
<i>Conductividad térmica de la capas</i>	<i>11.52 kJ/hmK</i>
<i>Capacidad térmica de las capas</i>	<i>2016 kJ/m³K</i>
<i>Espesor de las capas</i>	<i>100 m</i>
Variables de entrada	
<i>Temperatura de entrada del fluido</i>	<i>20°C (por defecto)</i>
<i>Flujo másico entrada</i>	<i>0 kg/h (por defecto)</i>
<i>Temperatura superficial terreno</i>	<i>20°C (por defecto)</i>
<i>Temperatura del aire</i>	<i>20°C</i>

<i>Modo de circulación del fluido</i>	<i>1 (por defecto)</i>
Variables de Salida	
<i>Temperatura de salida del fluido</i>	°C
<i>Flujo másico de salida</i>	kg/h
<i>Temperatura media de almacenamiento</i>	°C
<i>Ratio medio de transferencia de calor</i>	kJ/h
<i>Pérdidas de calor en la parte superior del volumen de almacenamiento</i>	kJ/h
<i>Pérdidas de calor en la parte superior del volumen de almacenamiento</i>	kJ/h
<i>Pérdidas de calor en la parte inferior del volumen de almacenamiento</i>	kJ/h
<i>Variación de la energía interna</i>	kJ/h

El volumen de almacenamiento del campo geotérmico según el type 557 se calcula de acuerdo a la ecuación 4.20.

$$\text{Volumen de almacenamiento} = \pi * \text{Número de sondas} * \text{profundidad del captador} * (0.525 * \text{espacio entre sondas})^2 \quad 4.20$$

El modelo considera que las propiedades del terreno dentro del volumen de almacenamiento son uniformes, mientras que fuera del volumen de almacenamiento las propiedades del terreno pueden ser descritas por varias capas como se indicó en el Test de Respuesta Geotérmica realizado.

4.5 . Modelo del Edificio



Para la simulación del edificio, TRNSYS dispone del Type 56 “Multi zone Building”. Este type modela el comportamiento térmico de un edificio hasta con 25 zonas térmicas, pero debido a la complejidad de las multizonas de un edificio el type 56 no se define directamente en TRNSYS. Toda la información respecto a la morfología del edificio, materiales, distribución interior, cargas térmicas, infiltraciones, propiedades de los materiales, debe ser creado en TRNBuild el cual genera dos ficheros: uno con la descripción del edificio (*.BDL) y otro con la función de transferencia de las paredes de ASHRAE (*.TRN) [86]

Luego de haber creado el edificio en TRNBuild se llama al fichero desde TRNSYS usando el type 56 y el edificio se conectará al sistema de climatización mediante las variables de entrada y salidas definidas.

A continuación se describirán las características del edificio como son materiales, zonas, horario de ocupación y cargas térmicas. Que deben ser tenidos en cuenta para el modelo desarrollado en TRNSYS.

4.5.1 Morfología del edificio

En la Tabla 4.8 se listan los materiales con sus propiedades (conductividad, capacidad calorífica específica y densidad) usados en el edificio CARTIF II, esta lista de materiales son los componentes que constituyen las diferentes capas que tiene cada uno de los muros y tabiques del edificio.

Tabla 4.8. Propiedades de los materiales usados en el edificio CARTIF II.

Material	Conductividad (kJ/hmK)	c_p (kJ/kgK)	Densidad (kg/m³)
<i>Acabado pintura</i>	<i>0.108</i>	<i>1.5</i>	<i>30</i>
<i>Aislante poliestireno</i>	<i>0.576</i>	<i>1.2</i>	<i>37</i>
<i>Aislante Styrodur poliestireno</i>	<i>0.5652</i>	<i>1.2</i>	<i>1050</i>
<i>Aislante suelo poliestireno</i>	<i>1.188</i>	<i>2.2</i>	<i>920</i>
<i>Aislante pladur</i>	<i>0.13</i>	<i>1</i>	<i>50</i>
<i>Arena exterior</i>	<i>1.872</i>	<i>0.795</i>	<i>1400</i>
<i>Azulejos</i>	<i>4.68</i>	<i>0.84</i>	<i>2300</i>
<i>Bovedilla</i>	<i>2.88</i>	<i>0.84</i>	<i>1800</i>
<i>Cámara aire falso</i>	<i>Resistencia 9.72 h.m² .K/kJ</i>		
<i>Cámaras de aire</i>	<i>Resistencia 6.25 h.m² .K/kJ</i>		
<i>Chapa exterior</i>	<i>180</i>	<i>0.46</i>	<i>7850</i>
<i>Chapa interior cubierta</i>	<i>180</i>	<i>0.46</i>	<i>7850</i>
<i>Enfoscado</i>	<i>5.04</i>	<i>1.05</i>	<i>2100</i>
<i>Enlucido yeso</i>	<i>1.08</i>	<i>0.92</i>	<i>800</i>
<i>Feltempres 300</i>	<i>0.684</i>	<i>1.35</i>	<i>1300</i>

<i>Filtrante feltemper</i>	0.684	1.35	1300
<i>Grava</i>	7.2	0.8	1500
<i>Hormigón armado</i>	9	0.837	2500
<i>Impermeable rhe</i>	0.9	1.5	1400
<i>Ladrillo muro</i>	3.132	1.38	1800
<i>Lamina impermeable</i>	828	0.909	2700
<i>Lámina geotextil</i>	<i>Resistencia 0.417 h.m² .K/kJ</i>		
<i>Lámina PVC</i>	0.612	1.5	1420
<i>Piedra caliza</i>	8.28	0.25	2800
<i>Pintura resina</i>	0.72	1.5	1050
<i>Placas poliestireno</i>	0.09	0.477	50
<i>Pladur</i>	0.9	1	900
<i>Suelo</i>	9	0.837	2500
<i>Recubrimiento poliéster</i>	0.1296	0.7	1800
<i>Techo</i>	0.9	0.695	900
<i>Vidrio</i>	3.42	0.8	2500

Cada tipo de pared del edificio, tanto exterior como interior, está formado por varios de los materiales que se han listado en la Tabla 4.8. De ellos dependerá el espesor final y la conductividad térmica. En la Tabla 4.9 se listan todos los tipos de pared creados en TRNBuild de acuerdo a las características constructivas disponibles en el edificio CARTIF II.

Tabla 4.9. Morfología de las paredes de CARTIF II en TRNBuild.

Tipo Pared	Materiales	Espesor (m)	U global (W/m²K)
<i>Cristal</i>	<i>Vidrio</i>	0.05	5.71
<i>Cubierta</i>	<i>Grava, lana geotextil, suelo recrecido, aislante poliestireno, hormigón armado, lamina impermeable de aluminio, bovedilla, yeso enlucido</i>	0.64	0.49
<i>Cubierta Nave</i>	<i>Chapa exterior, recubrimiento poliéster, chapa interior cubierta</i>	0.09	0.418
<i>Muro exterior</i>	<i>Piedra caliza, aislante styrodur poliestireno, homigon armado, enlucido yeso, acabado pintura plástico lisa.</i>	0.49	0.693

<i>Muro Exterior nave</i>	<i>Placas poliuretano, aislante styrodur poliestireno, ladrillo muro, enfoscado cemento gris</i>	<i>0.7</i>	<i>0.048</i>
<i>Forjado Interior</i>	<i>Pintura resina rinol, recrecido suelo, aislante suelo polietileno, hormigón armado, bovedilla, enlucido yeso, suelo radiante</i>	<i>0.535</i>	<i>1.28</i>
<i>Forjado interior ventana</i>	<i>Pintura resina rinol, recrecido suelo, aislante suelo polietileno, hormigón armado, bovedilla, enlucido yeso, suelo radiante</i>	<i>0.52</i>	<i>1.29</i>
<i>Forjado terreno</i>	<i>Pintura resina rinol, recrecido suelo, aislante suelo polietileno, lamina impermeable aluminio, hormigón armado</i>	<i>0.66</i>	<i>1.37</i>
<i>Paredes sotanos</i>	<i>Hormigón armado, aislante styrodur poliestireno, ladrillo muro, enlucido yeso, acabado pintura plástica liso</i>	<i>0.7</i>	<i>0.782</i>
<i>Suelo</i>	<i>Pintura resina rinol, recrecido suelo, feltemper 300, aislamiento suelo polietileno, hormigón armado, bovedilla, enlucido yeso</i>	<i>0.66</i>	<i>0.931</i>
<i>Tabiques</i>	<i>Acabado pintura, enlucido yeso, ladrillo muro.</i>	<i>0.17</i>	<i>0.91</i>
<i>Techo</i>	<i>Pintura resina, recrecido suelo, feltemper 300, aislamiento suelo polietileno, hormigón armado, bovedilla</i>	<i>0.69</i>	<i>0.92</i>

4.5.2 Distribución zonas

Luego de haber definido la composición de las paredes interiores y exteriores del edificio, es necesario definir la distribución del edificio. Como el principal objetivo de simular el edificio es identificar la demanda del edificio y cómo se comporta la bomba de calor de acuerdo a las cargas sin tener especial consideración en las condiciones de confort internas. Se decidió simplificarlo y dividirlo en cuatro zonas que son: Medio Ambiente, Alimentación, Mecánica y Procesos. Para cada una de estas zonas se definirán las paredes que los dividen, el área de cada tipo y la orientación de cada una de ellas.

La primera zona es la de Medio ambiente con un volumen total de 2956 m³ y una capacidad térmica global de 3547 kJ/K. En la Tabla 4.10 se muestran las paredes que la delimitan con la orientación y el área de cada una de ellas.

Tabla 4.10. Limites estructurales zona Medio Ambiente

Tipo de Pared	Área (m²)	Categoría	Orientación
<i>Exterior</i>	<i>185.82</i>	<i>Externa</i>	<i>Noroeste</i>

<i>Cristal</i>	157.51	<i>Externa</i>	<i>Noroeste</i>
<i>Tabique planta</i>	157.51	<i>Interior</i>	<i>Adyacente Procesos</i>
<i>Cubierta</i>	298.63	<i>Externa</i>	<i>Horizontal</i>
<i>Forjado interior</i>	298.63	<i>Interior (suelo radiante)</i>	

La zona de alimentación tiene un volumen total de 2895 m³ y una capacidad térmica global de 3474 kJ/K. En la Tabla 4.11 se muestran las paredes que la delimitan con la orientación y el área de cada una de ellas.

Tabla 4.11. Límites estructurales zona Alimentación

Tipo de Pared	Área (m²)	Categoría	Orientación
<i>Cristal</i>	154.2	<i>Externa</i>	<i>Noroeste</i>
<i>Tabique planta</i>	154.2	<i>Interior</i>	<i>Adyacente Procesos</i>
<i>Tabique planta</i>	185.8	<i>Interior</i>	<i>Adyacente Medio Ambiente</i>
<i>Tabique planta</i>	185.8	<i>Interior</i>	<i>Adyacente Mecánica</i>
<i>Forjado interior</i>	292.4	<i>Interior (suelo radiante)</i>	
<i>Cubierta</i>	292.4	<i>Exterior</i>	<i>Horizontal</i>

La zona de Mecánica tiene un volumen total de 2954 m³ y una capacidad térmica global de 3547 kJ/K. En la Tabla 4.12 se muestran las paredes que la delimitan con la orientación y el área de cada una de ellas.

Tabla 4.12. Límites estructurales zona Mecánica

Tipo de Pared	Área (m²)	Categoría	Orientación
<i>Tabique</i>	157.5	<i>Interior</i>	<i>Adyacente procesos</i>
<i>Cristal</i>	157.5	<i>Externa</i>	<i>Noroeste</i>
<i>Exterior</i>	185.8	<i>Externa</i>	<i>Sureste</i>
<i>Tabique planta</i>	185.8	<i>Interior</i>	<i>Adyacente Alimentación</i>
<i>Cubierta</i>	298.6	<i>Externa</i>	<i>Horizontal</i>
<i>Forjado interior</i>	298.6	<i>Interior (suelo radiante)</i>	

La zona de Procesos tiene un volumen total de 2956 m³ y una capacidad térmica global de 3547 kJ/K. En la Tabla 4.13 se muestran las paredes que la delimitan con la orientación y el área de cada una de ellas.

Tabla 4.13. Límites estructurales zona procesos

Tipo de Pared	Área (m²)	Categoría	Orientación
<i>Tabique</i>	<i>157.5</i>	<i>Interior</i>	<i>Adyacente mecánica</i>
<i>Cristal</i>	<i>469.2</i>	<i>Externa</i>	<i>Suroeste</i>
<i>Exterior</i>	<i>62.4</i>	<i>Externa</i>	<i>Sureste</i>
<i>Tabique planta</i>	<i>157.5</i>	<i>Interior</i>	<i>Adyacente Medio Ambiente</i>
<i>Tabique planta</i>	<i>157.5</i>	<i>Interior</i>	<i>Adyacente Alimentación</i>
<i>Exterior</i>	<i>62.3</i>	<i>Externa</i>	<i>Noroeste</i>
<i>Cubierta</i>	<i>298.6</i>	<i>Externa</i>	<i>Horizontal</i>
<i>Forjado interior</i>	<i>298.6</i>	<i>Interior (suelo radiante)</i>	

4.5.3 Cargas del edificio

Las cargas del edificio han sido definidas a partir de la ocupación de cada una de las zonas; solo se ha tenido presente el número de personas, la iluminación y los ordenadores durante el horario de uso desde las 07:00 a las 15:00 y con una ocupación del 100%. Para la simulación se han considerado a personas sentadas que representan 100 W/persona y los ordenadores son 140 W/ordenador. Las cargas térmicas por cada una de las zonas se muestran en la Tabla 4.14.

Tabla 4.14. Cargas térmicas por zona del edificio.

Tipo de Carga	Medio Ambiente	Alimentación	Mecánica	Procesos
<i>Ordenadores</i>	<i>40</i>	<i>15</i>	<i>38</i>	<i>48</i>
<i>Ocupación (personas)</i>	<i>40</i>	<i>15</i>	<i>38</i>	<i>48</i>
<i>Iluminación</i>	<i>13 W/m²</i>	<i>13 W/m²</i>	<i>13 W/m²</i>	<i>13 W/m²</i>
<i>Temperatura</i>	<i>20°C</i>	<i>20°C</i>	<i>20°C</i>	<i>20°C</i>

<i>interior</i>				
<i>Humedad</i>	50%	50%	50%	50%

4.5.4 Suelo radiante

El suelo radiante que será el responsable, tanto en verano como en invierno, de la distribución de energía proveniente de la bomba de calor por absorción, está embebido dentro del límite estructural definido como *forjado interior* (Ver Tabla 4.9) este límite estructural está presente en las cuatro zonas. TRBuild considera al suelo radiante como una capa activa lo cual quiere decir, que contiene tubos por los que circula un fluido caloportador para la refrigeración o calefacción. El modelo de suelo radiante/refrescante necesita 5 parámetros que se describen en la Tabla 4.15.

Tabla 4.15. Parámetros de diseño del suelo radiante/refrescante

	c_p fluido (kJ/kgK)	Separación entre centros (m)	Diámetro externo de tubos (m)	Espesor de pared (m)	Conductividad tubo (kJ/hmK)
<i>Suelo radiante (refrescante)</i>	4.19	0.25	0.016	0.0018	1.26

El perfil de la capa de forjado interior donde está la capa activa del suelo radiante se puede ver en la Figura 4.5. El forjado tiene una capa de aislamiento de 20 mm de poliestireno que aísla de la zona adyacente inferior. El tubo empleado para la realización de los circuitos es de polietileno reticulado de 16 mm de diámetro, 1.2 mm de espesor de pared y separados 20 cm. Todos ellos están embutidos en una capa de mortero de compresión de 46 mm (30+16); finalmente, hay una plaqueta cerámica con pintura de resina.

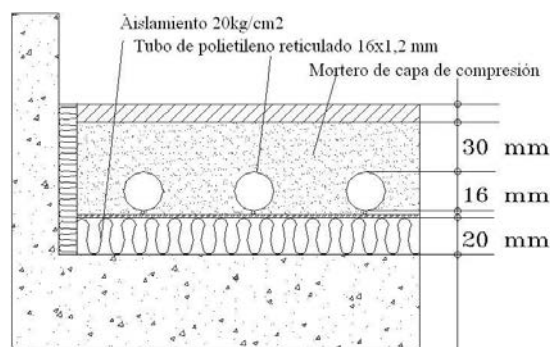


Figura 4.5. Perfil del suelo radiante/refrescante

4.6 Componentes periféricos del modelo y elementos comunes en diferentes circuitos.

Además de los componentes principales del modelo que han sido descritos anteriormente, existen una serie de componentes (types) periféricos que son necesario para la correcta simulación y control de la instalación; en los siguientes apartado se hará una breve descripción de cada uno de ellos. Además hay algunos elementos que son comunes a varios circuitos y por lo cual no se han explicado anteriormente tales como los depósitos de acumulación y las bombas de circulación.



4.6.1 Depósitos de acumulación

Para todos los depósitos de acumulación de calor sensible con agua como fluido de trabajo, que son todos los usados en la instalación, se ha utilizado el modelo acumulación estratificada Type 4 (Modo 1).

El desempeño térmico de los depósitos de almacenamiento por calor sensible con estratificación puede ser modelado asumiendo que el tanque tiene N ($N < 15$) segmentos de igual volumen y perfectamente mezclados como se muestra en la Figura 4.6, el grado de estratificación se define por el número de N . Si N es igual a 1 el depósito se modela como totalmente mezclado y la estratificación se considera despreciable.

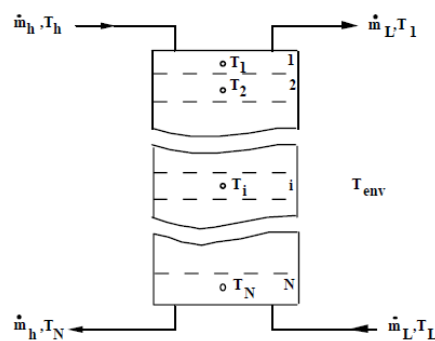


Figura 4.6. Estratificación térmica del fluido en el depósito [85]

El type 4, modo 1, considera que el flujo de agua siempre entra al depósito en una posición fija. El flujo de agua fría siempre entra en la parte baja del depósito y el flujo de agua caliente siempre entra por la parte superior justo por debajo del calentador auxiliar, si el depósito cuenta con alguno.

Para el modelo de los depósitos se ha considerado el modo1, de acuerdo a lo explicado anteriormente, ya que cumple con los requerimientos de la

instalación. También es importante tener presente al momento de conectar los depósitos con los equipos de generación y consumo lo siguiente: los depósitos de calor (campo solar y geotermia modo verano) la conexión hacia los puntos de consumo se realiza en la parte superior, que es dónde se encuentra la temperatura más elevada. Sin embargo, en el caso del agua fría, la conexión al consumo se debe realizar desde la parte inferior ya que éste es el nivel que se encuentra a una temperatura inferior, siempre y cuando la temperatura no sea inferior a 4°C. El motivo de este límite se debe a que por debajo de esta temperatura el agua presenta densidades menores, lo cual invierte la estratificación pues al tener una densidad menor tendera a subir y no cumplirá la suposición de la estratificación y generará error en el modelo. Para este modelo se cumple con la condición pues nunca se llegaron a temperatura menores de 5°C [85].

Los parámetros, variables de entrada y variables de salida de los depósitos de acumulación de energía térmica solar se muestran en la Tabla 4.16

Tabla 4.16. Características del modelo de acumulación de energía del campo solar type 4.

Parámetros	
<i>Volumen del tanque</i>	<i>2 m³</i>
<i>Capacidad calorífica específica del fluido</i>	<i>4.19 kJ/kgK</i>
<i>Densidad del fluido</i>	<i>1000 kg/m³</i>
<i>Coefficiente de pérdidas de calor</i>	<i>5 kJ/h.m²K</i>
<i>Número de segmentos, N</i>	<i>5</i>
<i>Temperatura de ebullición</i>	<i>100°C</i>
Variables de entrada	
<i>Temperatura de entrada lado caliente</i>	<i>20°C (por defecto)</i>
<i>Flujo másico lado caliente</i>	<i>100 kg/h (por defecto)</i>
<i>Temperatura de entrada lado frío</i>	<i>20°C (por defecto)</i>
<i>Flujo másico lado frío</i>	<i>100 kg/h (por defecto)</i>
<i>Temperatura exterior depósitos</i>	<i>30°C</i>
Variables de Salida	
<i>Temperatura de salida hacia fuente de calor</i>	<i>°C</i>

<i>Flujo másico de salida hacia fuente de calor</i>	<i>kg/h</i>
<i>Temperatura de salida hacia usos</i>	<i>°C</i>
<i>Flujo másico de salida hacia usos</i>	<i>kg/h</i>
<i>Perdidas térmica</i>	<i>kJ/h</i>
<i>Potencia transferida a usos</i>	<i>kJ/h</i>

Antes de presentar las variables del depósito de acumulación de geotermia es importante aclarar que durante el verano y el invierno el deposito cambia sus focos: En verano el deposito acumula agua caliente, así la salida del condensador de la bomba de calor va conectado a la parte alta del depósito; en el invierno la salida del evaporador de la bomba de calor va conectado a la parte baja del depósito y acumula agua fría. En la Tabla 4.17 se pueden ver los parámetros y variables de entrada y salida para el modo verano e invierno.

Tabla 4.17 . Características del modelo de acumulación del depósito del geotermia type 4.

Parámetros		
	Verano	Invierno
<i>Volumen del tanque</i>	<i>2 m³</i>	<i>2 m³</i>
<i>Capacidad calorífica específica del fluido</i>	<i>4.19 kJ/kgK</i>	<i>4.19 kJ/kgK</i>
<i>Densidad del fluido</i>	<i>1000 kg/m³</i>	<i>1000 kg/m³</i>
<i>Coefficiente de pérdidas de calor</i>	<i>0.1 kJ/h.m²K</i>	<i>0.1 kJ/h.m²K</i>
<i>Número de nodos</i>	<i>2</i>	<i>2</i>
<i>Temperatura de ebullición</i>	<i>100°C</i>	<i>100°C</i>
VARIABLES DE ENTRADA		
	Verano	Invierno
<i>Temperatura de entrada lado caliente</i>	<i>20°C (por defecto)</i>	<i>10</i>
<i>Flujo másico lado caliente</i>	<i>100 kg/h (por defecto)</i>	<i>100 kg/h (por defecto)</i>
<i>Temperatura de entrada lado fría</i>	<i>20°C (por defecto)</i>	<i>20°C (por defecto)</i>
<i>Flujo másico lado frío</i>	<i>100 kg/h (por defecto)</i>	<i>100 kg/h (por defecto)</i>
<i>Temperatura exterior depósitos</i>	<i>22°C</i>	<i>10°C</i>
VARIABLES DE SALIDA		

	Verano	Invierno
<i>Temperatura de salida hacia fuente de calor</i>	°C	°C
<i>Flujo másico de salida hacia fuente de calor</i>	kg/h	kg/h
<i>Temperatura de salida hacia usos</i>	°C	°C
<i>Flujo másico de salida hacia usos</i>	kg/h	kg/h
<i>Perdidas térmica</i>	kJ/h	kJ/h
<i>Potencia transferida a usos</i>	kJ/h	kJ/h

Del mismo modo, en el depósito de suelo radiante/refrescante se deben cambiar los focos, en verano la salida del evaporador de la bomba de calor va conectado a la parte baja del depósito acumulando agua fría; en invierno la salida del condensador de la bomba de calor va conectado a la parte alta del depósito acumulando agua caliente. En la Tabla 4.18 se observan los parámetros, variables de entrada y variables de salida de depósito en verano e invierno.

Tabla 4.18 Características del modelo de acumulación del depósito de suelo type 4.

Parámetros		
	Verano	Invierno
<i>Volumen del tanque</i>	2 m ³	2 m ³
<i>Capacidad calorífica específica del fluido</i>	4.19 kJ/kgK	4.19 kJ/kgK
<i>Densidad del fluido</i>	1000 kg/m ³	1000 kg/m ³
<i>Coefficiente de pérdidas de calor</i>	5 kJ/h.m ² K	50 kJ/h.m ² K
<i>Número de segmentos, N</i>	2	2
<i>Temperatura de ebullición</i>	100°C	100°C
Variables de entrada		
	Verano	Invierno
<i>Temperatura de entrada lado caliente</i>	15°C (por defecto)	45°C
<i>Flujo másico lado caliente</i>	100 kg/h (por defecto)	100 kg/h (por defecto)
<i>Temperatura de entrada lado fría</i>	20°C (por defecto)	20°C (por defecto)

<i>Flujo másico lado frío</i>	100 kg/h (por defecto)	100 kg/h (por defecto)
<i>Temperatura exterior depósitos</i>	22°C	10°C
Variables de Salida		
	Verano	Invierno
<i>Temperatura de salida hacia fuente de calor</i>	°C	°C
<i>Flujo másico de salida hacia fuente de calor</i>	kg/h	kg/h
<i>Temperatura de salida hacia usos</i>	°C	°C
<i>Flujo másico de salida hacia usos</i>	kg/h	kg/h
<i>Perdidas térmica</i>	kJ/h	kJ/h
<i>Potencia transferida a usos</i>	kJ/h	kJ/h

4.6.2 Bombas de circulación



Para el modelado de las bombas de circulación del sistema de generación (circuito primario y secundario del campo solar) se ha utilizado el Type 3 [85]. El modelo está basado en balances de masa y energía. El modelo considera la transferencia de energía desde el motor al fluido y las pérdidas al ambiente. El modelo usa una señal de control f cuyo valor debe estar comprendido entre 0 y 1; el flujo máximo de la bomba es fijado por el usuario. La temperatura de salida (T_o) del fluido, se calcula a partir de la temperatura de entrada (T_i) la potencia consumida por la bomba (P), las pérdidas por transmisión (f_{par}), el flujo másico (\dot{m}) y el poder calorífico del fluido (C_{pf}). (ver ecuación 4.21)

$$T_o = T_i + \frac{P * f_{par}}{\dot{m} C_{pf}} \tag{4.21}$$

El flujo másico que pasa a través de la bomba se representa bajo la ecuación 4.22 teniendo presente la señal de control f .

$$\dot{m} = f \dot{m}_{max} \tag{4.22}$$

La potencia consumida por la bomba en cada instante de tiempo es una relación lineal entre la potencia máxima consumida y el flujo; se representa con la ecuación 4.23.

$$\dot{P} = f\dot{P}_{max} \quad 4.23$$

La ecuación 4.23 se asume lineal, esta simplificación es aceptable desde que la demanda eléctrica de la bomba sea despreciable con respecto a la demanda eléctrica de todo el sistema; lo cual se cumple para esta instalación.

En la Tabla 4.19 se presentan los parámetros, variables de entrada y variables de salida para las bombas del circuito primario y del circuito secundario.

Tabla 4.19. Características bombas del circuito primario y secundario del campo solar Type 3.

Parámetros	
<i>Caudal máximo circuito primario</i>	5.5 m ³ /h
<i>Caudal máximo circuito secundario</i>	4.1 m ³ /h
<i>Capacidad específica calorífica del fluido en el circuito secundario</i>	4.19 kJ/kgK
<i>Potencia máxima consumida primario</i>	2000 kJ/h
<i>Potencia máxima consumida secundario</i>	1500 kJ/h
<i>Fracción de la potencia convertida en energía térmica f_{par}</i>	0.05 (por defecto)
Variables de Entrada	
<i>Temperatura de entrada del fluido</i>	20°C
<i>Caudal másico entrada (por defecto)</i>	100 (kg/h)
<i>Señal de control f</i>	1 (por defecto)
Variables de Salida	
<i>Temperatura de salida del fluido</i>	°C
<i>Caudal másico de salida</i>	kg/h
<i>Potencia eléctrica consumida</i>	kJ/h



4.6.3 Válvulas de tres vías

Las válvulas de tres vías, que son las responsables de regular la temperatura de entrada a cada uno de los focos de la bomba de calor (evaporador, generador y condensador), han sido simuladas usando el type 11.

4.6.4 Sistemas de control

Para implementar las diferentes estrategias de control descritas en el Capítulo 3 para el modo invierno y verano se han usado dos tipos de controladores: Control diferencial ON/ OFF y Control PID:

- Control Diferencial ON/OFF



Los controladores diferencial ON/OFF (Type 2) regula el arranque y paro de las bomba en función de las estrategias de control definidas en el capítulo 3 y dan una señal de salida de 0 o 1.

- Control PID



Para asegurar una temperatura de entrada constante a cada uno de los circuitos de la bomba de calor y al suelo radiante se ha usado el controlador PID type 23 que regulara la posición de las válvulas de tres vías.

4.6.5 Horario.

Para el control de las horas de operación de la instalación de acuerdo al uso del edificio y definir la temporada de verano o de invierno se ha usado el type 14. Además para definir los días de la semana que la instalación está en operación se utilizó el type 41.

Finalmente y como resumen del capítulo del modelo de la instalación en la Tabla 4.20 se listan todos los elementos principales de la instalación y el type usado para cada uno de ellos.

Tabla 4.20. Lista de elementos y types principales usados para el modelo de la instalación

Elemento	Type
<i>Bomba de calor</i>	107
<i>Condiciones climáticas</i>	109
<i>Captadores solares</i>	71
<i>Bombas de circulación</i>	3
<i>Intercambiador de calor</i>	5
<i>Depósitos de acumulación</i>	4
<i>Caldera</i>	700
<i>Campo geotérmico</i>	557
<i>Edificio</i>	56
<i>Válvulas tres vías</i>	11
<i>Control diferencial</i>	2
<i>Control PID</i>	23
<i>Horario</i>	41

CAPITULO 5.

ANÁLISIS DE LA INSTALACIÓN EN MODO VERANO

El objetivo de este capítulo es el análisis y caracterización de la instalación operando en modo verano. Usando la bomba de calor como enfriadora y condensando con el campo geotérmico, teniendo como fuente energética el campo solar y la caldera como sistema de apoyo en los momentos de baja radiación o sin energía almacenada en los depósitos.

El capítulo comienza con la definición de los indicadores energéticos de desempeño que permiten caracterizar el comportamiento de cada uno de los elementos principales en modo verano, luego se describirán las pruebas experimentales realizadas durante varios días del verano del año 2011 y una evaluación de los resultados obtenidos. Se definen los parámetros para la simulación de la instalación en TRNSYS y la validación con los datos experimentales obtenidos y finalmente se analiza la influencia de algunas variables como son la temperatura del generador y la temperatura del condensador en el desempeño global de la instalación bajo simulación.

5.1 Indicadores energéticos de desempeño de la instalación en modo verano.

Los indicadores usados para la evaluación del desempeño de la instalación en modo verano son: la potencia y energía intercambiada en cada uno de los elementos principales, el coeficiente de operación (COP) y la eficacia global de la instalación. A continuación se define cada uno de ellos:

5.1.1 Potencia y energía intercambiada

La potencia y energía útil de cada uno de los focos de intercambio de calor principales (campo solar, generador, condensador, evaporador, suelo refrescante e intercambio geotérmico) de la instalación serán calculadas a partir de las siguientes ecuaciones:

- Potencia y Energía captada por el campo solar

La potencia solar captada (\dot{Q}_{solar}) se define bajo la ecuación 5.1

$$\dot{Q}_{\text{solar}} = \dot{m}_p c_{pp} (T_{i_cs} - T_{o_cs}) \quad 5.1$$

Dónde:

\dot{m} : Flujo másico del agua del campo solar

c_{pp} : Capacidad calorífica específica del agua glicolada del circuito primario del campo solar

T_{i_cs} : Temperatura de entrada del agua glicolada al campo solar

T_{o_cs} : Temperatura de salida del agua glicolada al campo solar

La energía total captada (Q_{solar}) por el campo solar durante un periodo de tiempo (Δt) se calcula a partir de la ecuación 5.2.

$$Q_{\text{solar}} = \sum \dot{Q}_{\text{solar}} \Delta t \quad 5.2$$

- Potencia y Energía transferida al generador

La potencia térmica transferida en el generador (\dot{Q}_{gen}) se define bajo la ecuación 5.3:

$$\dot{Q}_{\text{gen}} = \dot{m}_{\text{gen}} c_p (T_{i_gen} - T_{o_gen}) \quad 5.3$$

Dónde:

\dot{m}_{gen} : Flujo másico del agua en el generador

c_p : Capacidad calorífica específica del agua en el generador

T_{i_gen} : Temperatura de entrada del agua al generador

T_{o_gen} : Temperatura de salida del agua al generador

La energía transferida al generador (Q_{gen}) durante el tiempo de uso (Δt) de la bomba de calor se define con la ecuación 5.4:

$$Q_{gen} = \sum_{t=0}^{t=i} \dot{Q}_{gen} \Delta t \quad 5.4$$

- Potencia y Energía rechazada por el condensador

La potencia térmica rechazada por el condensador (\dot{Q}_{con}) se define con la ecuación 5.5:

$$\dot{Q}_{con} = \dot{m}_{con} c_p (T_{o_{con}} - T_{i_{con}}) \quad 5.5$$

Dónde:

\dot{m}_{con} : Flujo másico del agua en el condensador

c_p : Capacidad calorífica específica del agua en el condensador

$T_{i_{con}}$: Temperatura de entrada del agua al condensador

$T_{o_{con}}$: Temperatura de salida del agua al condensador

La energía transferida por el condensador (Q_{con}) durante el tiempo de uso (Δt) de la bomba de calor se define con la ecuación 5.6:

$$Q_{con} = \sum \dot{Q}_{con} * \Delta t \quad 5.6$$

- Potencia y Energía absorbida por el evaporador

La potencia térmica absorbida por el evaporador (\dot{Q}_{eva}) se define con la ecuación 5.7:

$$\dot{Q}_{eva} = \dot{m}_{eva} c_p (T_{i_{eva}} - T_{o_{eva}}) \quad 5.7$$

Dónde:

\dot{m}_{eva} : Flujo másico del agua en el evaporador

c_p : Capacidad calorífica específica del agua en el evaporador

$T_{i_{eva}}$: Temperatura de entrada del agua al evaporador

$T_{o_{eva}}$: Temperatura de salida del agua al evaporador

La energía total transferida al evaporador (Q_{eva}) durante el tiempo de uso (Δt) de la bomba de calor se define con la ecuación 5.8:

$$Q_{eva} = \sum \dot{Q}_{eva} * \Delta t \quad 5.8$$

- Potencia y Energía absorbida por el campo geotérmico

La potencia térmica transferida al terreno por el intercambiador geotérmico (\dot{Q}_{geo}) se define con la ecuación 5.9:

$$\dot{Q}_{geo} = \dot{m}_{geo} c_p (T_{i_geo} - T_{o_geo}) \quad 5.9$$

Dónde:

\dot{m}_{geo} : Flujo másico del agua intercambiador geotérmico

c_p : Capacidad calorífica específica del agua

T_{i_geo} : Temperatura de entrada del agua al intercambiador geotérmico

T_{o_geo} : Temperatura de salida del agua del intercambiador geotérmico

La energía total transferida al campo geotérmico (Q_{geo}) durante el tiempo de uso (Δt) se calcula con la ecuación 5.10:

$$Q_{geo} = \sum \dot{Q}_{geo} * \Delta t \quad 5.10$$

- Potencia y Energía suelo refrescante

El calor retirado por el suelo refrescante (\dot{Q}_{suelo}) se calcula bajo la ecuación 5.11:

$$\dot{Q}_{suelo} = \dot{m}_{suelo} c_p (T_{o_suelo} - T_{i_suelo}) \quad 5.11$$

Dónde:

\dot{m}_{suelo} : Flujo másico del agua en el suelo refrescante

c_p : Capacidad calorífica específica del agua

T_{i_suelo} : Temperatura de entrada del agua al suelo refrescante

T_{o_suelo} : Temperatura de salida del agua del suelo refrescante

La energía total transferida al suelo refrescante (Q_{suelo}) durante el tiempo de uso (Δt) está definido con la ecuación 5.12:

$$Q_{\text{suelo}} = \sum \dot{Q}_{\text{suelo}} * \Delta t \quad 5.12$$

5.1.2 Coeficiente de operación de la bomba de calor en modo verano (COP)

La ecuación 5.13 define el Coeficiente de Operación de la bomba de calor (COP) que relaciona la potencia refrigeradora útil del evaporador con la potencia térmica aportada a la bomba de calor en el generador.

$$COP = \frac{\dot{Q}_{\text{eva}}}{\dot{Q}_{\text{gen}}} \quad 5.13$$

5.1.3 Eficiencia global de la instalación en modo verano

La eficiencia global de la instalación es un indicador que relaciona la potencia refrigeradora útil retirada por el suelo refrescante con la potencia térmica captada por el campo solar.

$$Eficiencia = \frac{\dot{Q}_{\text{suelo}}}{\dot{Q}_{\text{solar}}} \quad 5.14$$

Se han definido, por tanto, un total de 14 indicadores energéticos (potencia y energía intercambiadas en el campo solar, en el generador, condensador y evaporador de la bomba de calor, en el campo geotérmico y en el suelo refrescante, así como el coeficiente de operación de la bomba y la eficiencia global de la instalación) que permitirán evaluar y caracterizar la instalación operando en modo verano.

5.2 Funcionamiento de la instalación en modo verano

Cómo se ha comentado anteriormente, uno de los objetivos de la tesis es la caracterización de una instalación de bomba de calor por absorción, accionada por un campo solar térmico y condensada/evaporada mediante geotermia, para su uso a lo largo de todo el año. Por ello es importante en la medida de lo posible la realización de ensayos encaminados a obtener información sobre su comportamiento.

En el modo verano, la instalación toma calor del campo solar para la activación del generador. El condensador se interconecta con el intercambiador geotérmico y el evaporador acondiciona el edificio mediante suelo refrescante.

Con el fin de disponer de la mayor información de modo experimental y así poder caracterizar la instalación bajo diferentes modos de operación, se hicieron una serie de experiencias en modo verano entre junio y agosto de 2011; pero debido a las condiciones climáticas, no fue posible obtener temperaturas mayores a los 75°C a la entrada del generador durante todos los días de ensayo, que es la condición mínima para activar la bomba de calor. Debido a ello fue necesario usar la caldera como fuente auxiliar durante algunos días.

5.2.1 Ensayos realizados

En la Tabla 5.1 se listan las características de los ensayos (fecha, horario de funcionamiento de la bomba de calor, temperatura de entrada en el generador, temperatura de entrada en el condensador y temperatura de entrada en el evaporador). Además se especifica la fuente de calor utilizada (solar o caldera) para cada uno de los 12 días de ensayos

Tabla 5.1 Lista de las experiencias realizadas en verano, especificando la fuente de calor usada

<i>Fecha</i>	<i>Horario de funcionamiento</i>	<i>Ti_gen</i>	<i>Ti_con</i>	<i>Ti_eva</i>	<i>Solar</i>	<i>Caldera</i>
21/06/2011	11:00 – 14:30	85	28	20	X	
22/06/2011	09:00 – 15:00	88	28	20		X
23/06/2011	11:00 – 15:00	80	28	20	X	
24/06/2011	11:00 -15:00	85	28	20	X	
27/06/2011	9:00 – 14:30	85	28	20	X	
7/06/2011	10:45 -14:30	85	28	20	X	
11/07/2011	12:25 – 15:00	90	28	20	X	
12/07/2011	11:00 – 15:00	90	28	15	X	
13/07/2011	11:00- 15:00	86	28	15		X
8/07/2011	11:00 – 14:00	92	28	17	X	
17/08/2011	10:40 – 13:40	92	26	17	X	

25/08/2011	11:00 – 16:30	92	26	17	X
------------	---------------	----	----	----	---

Como se muestra en la Tabla 5.1 el horario de arranque y parada no es el mismo todos los días, la duración de los ensayos dependía de la temperatura de los depósitos, iniciaba cuando la temperatura era mayor que la temperatura de consiga en el generador, se finalizaba el ensayo cuando la temperatura de los depósitos era menor que la temperatura de consigna.

5.2.2 Potencia y energía captada por el campo solar

En la Figura 5.1 se muestra la energía obtenida en el circuito primario y el circuito secundario del campo solar, durante el día 21 de junio del 2011.

La potencia máxima instantánea en el circuito primario es de 45 kW que equivalen a 535 W/m² de captador. También se observa que el campo solar aporta energía entre las 11:00 y 16:00 que corresponde a las horas de mayor radiación, coincidiendo con el horario de funcionamiento del centro. Sin embargo, hay una serie de horas a lo largo de la tarde cuya energía debe ser almacenada en los depósitos, que corresponde con los momentos de baja ocupación del edificio CARTIF II, causando que la energía captada deba ser almacenada en depósitos para su uso al día siguiente. La energía total captada durante el día en el circuito primario es de 245 kWh/día (2.9 kWh/día·m² instalado).

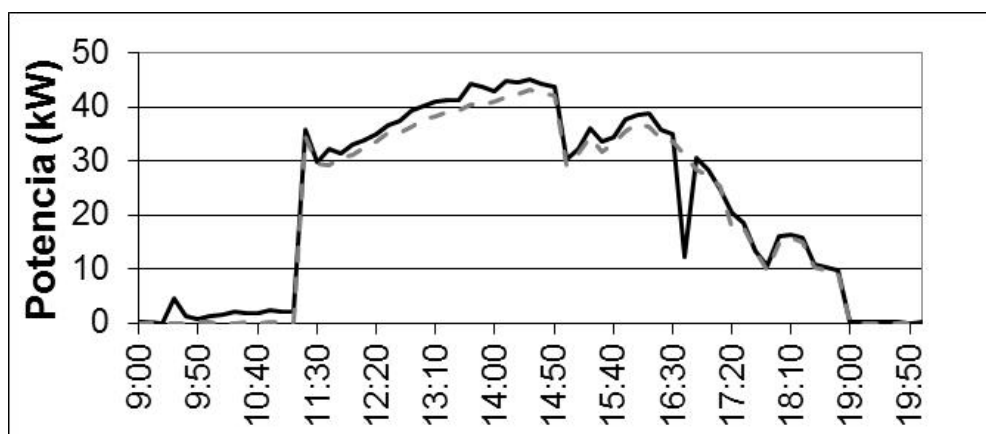


Figura 5.1. Potencia solar instantánea calculada a partir de datos experimentales: (—) \dot{Q}_{prim} , (---) \dot{Q}_{sec}

Los perfiles de temperatura de los depósitos de acumulación solar se muestran en la Figura 5.2.

En la Figura 5.2a se ve claramente que las temperaturas de los depósitos caen drásticamente cuando la bomba de calor comienza a funcionar, pasando de 85°C a 70°C en menos de una hora. Por otro lado, se pone de manifiesto que el campo solar no es capaz de cubrir la demanda de la bomba de calor, durante el tiempo que la bomba está en marcha, las temperaturas de los depósitos siempre están disminuyendo y alcanzan el valor mínimo de consigna y por consiguiente la bomba de calor se para. Luego de que la bomba de calor se detiene, se puede ver cómo los depósitos recuperan la temperatura con valores mayores a los 80°C solo con el aporte de solar.

Las medidas realizadas, han puesto de manifiesto que el campo solar no es capaz de satisfacer la demanda debido a dos motivos: por un lado, está la configuración hidráulica de la instalación, ya que la energía procedente del campo solar alimenta no solo al generador de la bomba de calor sino que además cubre la demanda de agua caliente sanitaria (ACS); por otro lado, se tiene que el horario del edificio no favorece el aprovechamiento de la energía solar, ya que parte de la energía que se almacena después que el edificio cierra se pierde por conducción en los depósitos durante la noche.

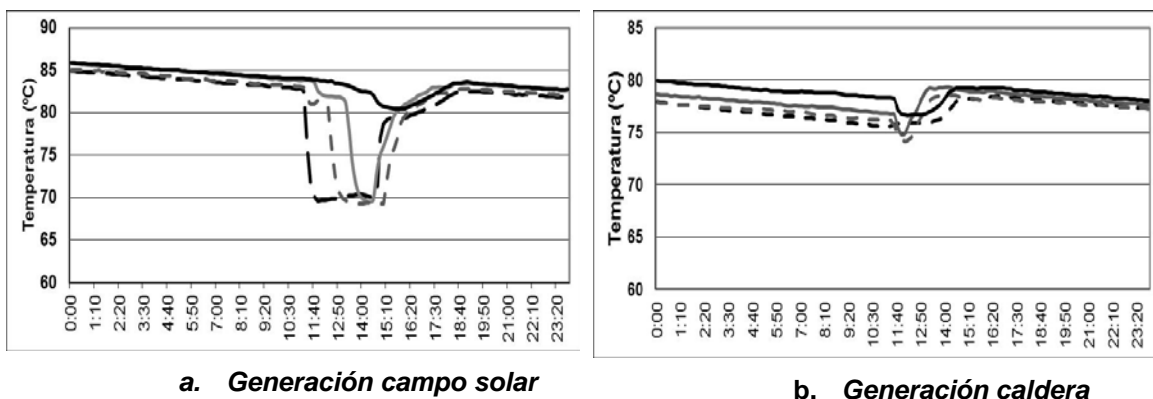


Figura 5.2. Perfil de temperatura de los depósitos de acumulación para las dos fuentes de generación, campo solar y caldera de apoyo: (—) $T_{\text{superior_depósito1}}$, (▪▪▪) $T_{\text{inferior_depósito1}}$, (—) $T_{\text{inferior_depósito4}}$, (▪▪▪) $T_{\text{inferior_depósito4}}$,

La Figura 5.2b muestra el perfil de temperatura de los depósitos cuando la caldera suministra la energía al generador de la bomba de calor. Se ve claramente como la caldera no solo aporta energía para el generador sino que debido al diseño de la instalación parte de esa energía es usada para calentar los depósitos, causando que la temperatura en ellos se incremente durante el día.

Para hacer un mejor aprovechamiento de la energía solar y permitir el acoplamiento entre la caldera y el campo solar la instalación, se debería permitir baipasear los depósitos cuando la caldera está en operación, de esta

manera el campo solar suministraría energía al sistema de almacenamiento y a la vez la caldera podría suministrar calor al generador de la bomba de calor.

5.2.3 Potencia y energía intercambiada en el generador, condensador y evaporador de la bomba de calor

Los perfiles de temperatura del generador, condensador y evaporador de la bomba de calor operando con el campo solar el día 21 de junio 2011 y con la caldera el día 13 de julio del 2011 se muestran en la Figura 5.3.

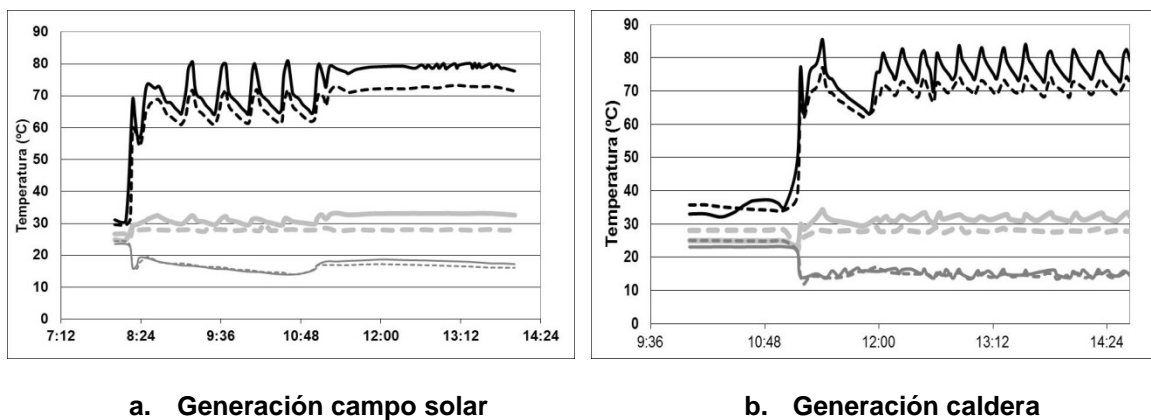
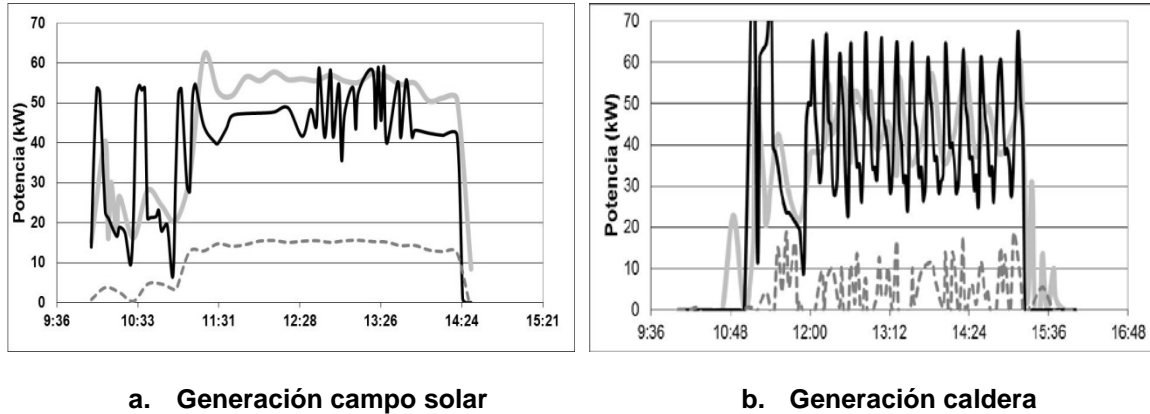


Figura 5.3. Temperaturas experimentales de entrada y salida de los tres principales circuitos de la bomba de calor para las dos fuentes de generación, campo solar y caldera de apoyo: (—) T_{i_gen} , (---) T_{o_gen} , (—) T_{i_con} , (---) T_{o_con} , (—) T_{i_eva} , (....) T_{o_eva} ,

Al comparar la generación usando el campo solar o la caldera, se ve como con la caldera la temperatura del generador oscila prácticamente todo el tiempo y no logra llegar a un régimen estacionario de operación como se puede evidenciar en la variación de la potencia instantánea en la Figura 5.4b. El motivo de tanta variación es por el control de la caldera, que tiene unos saltos térmicos muy grandes de arranque y parada del quemador, causando que no se tenga una temperatura constante durante el ensayo. Por el contrario cuando la bomba opera con la solar, la temperatura se mantiene constante y la bomba de calor logra operar en un régimen estacionario.

La potencia instantánea del generador, condensador, evaporador para los días referidos anteriormente se presentan en la Figura 5.4.



a. Generación campo solar

b. Generación caldera

Figura 5.4 Potencias instantáneas experimentales de los tres principales circuitos de la bomba de calor para las dos fuentes de generación, campo solar y caldera de apoyo: :(

—) \dot{Q}_{gen} , (---) \dot{Q}_{con} , (···) \dot{Q}_{eva}

En la Figura 5.4a se observa una variación en la potencia del generador entre las 12:20 y 13:30, debido a un desequilibrio hidráulico en la modulación del caudal de entrada, que se hace a través de un control PID de la válvula de mezcla. Sin considerar ese periodo, las potencias durante el día de ensayo se pueden considerar que se mantienen estables. Por el contrario cuando la generación proviene de la caldera, la bomba de calor no logra estar estable. Esto en condiciones normales de operación, no presenta ningún tipo de problema, sin embargo si influye a la hora de intentar realizar una caracterización del comportamiento de una instalación en régimen estacionario.

En la Figura 5.5 se muestran las potencias medias diarias del generador, condensador y evaporador durante todos los días de prueba, se han calculado como: la energía total diaria dividida por las horas de operación de la bomba de calor. Las fechas con (*) son los días que se usó la caldera como fuente de energía.

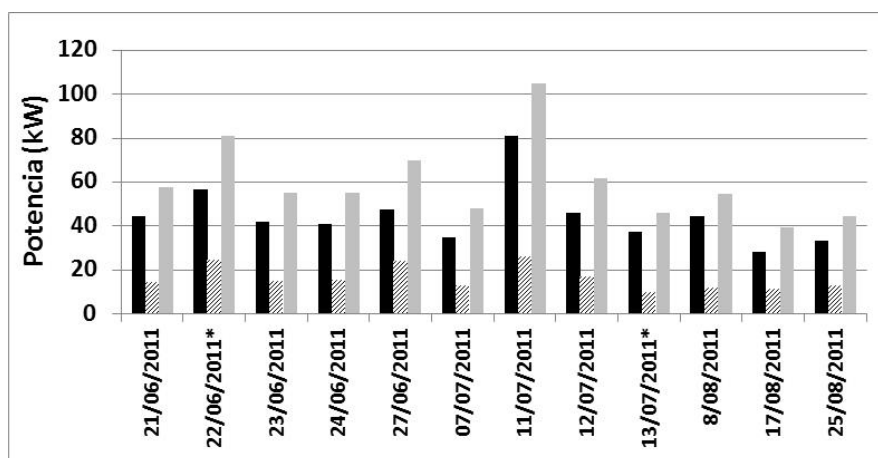


Figura 5.5 Potencias medias diarias experimentales de los tres circuitos de la bomba de calor durante todas las experiencias. :(■) \dot{Q}_{gen} , (■) \dot{Q}_{con} , (▨) \dot{Q}_{eva}

La variación de las potencias medias de la Figura 5.5 se deben a las diferentes condiciones de operación para cada una de las pruebas. De manera general, se observa que la potencia del evaporador ningún día alcanza los 35 kW nominales de la bomba de calor, algunos de los motivos es porque en ninguna de las pruebas se logró trabajar a las condiciones nominales que recomienda el fabricante.

5.2.4 Potencia y energía intercambiada por el suelo refrescante

La potencia instantánea del suelo refrescante del día 21 de junio del 2011 para la generación solar y el día 13 de julio para la generación con la caldera se pueden ver en la Figura 5.6.

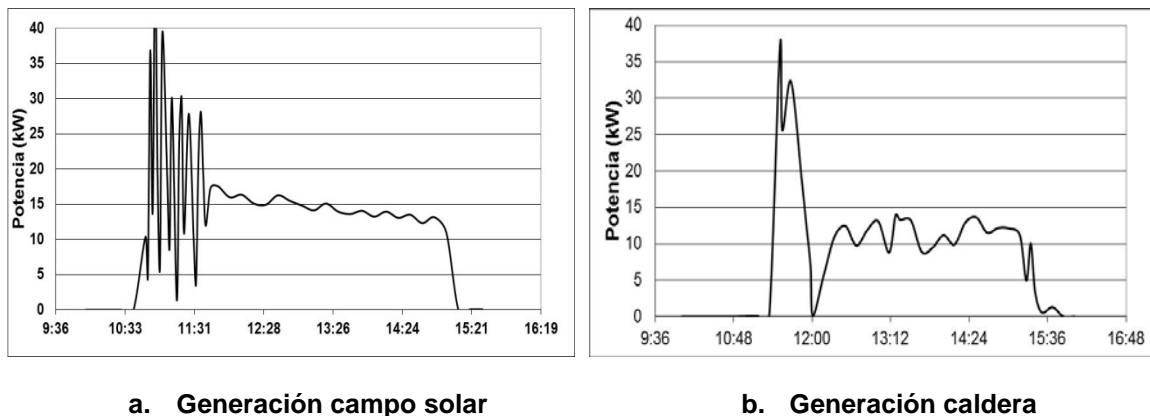


Figura 5.6 Potencias instantáneas experimentales intercambiadas con el suelo refrescante para las dos fuentes de generación.

La potencia instantánea para los días de ensayo mostrados en la Figura 5.6 se puede considerar constante durante todo el día con valores de 15 kW y 10 kW. También se ve que la demanda de potencia no está influenciada por las condiciones externas y depende de la potencia generada en el evaporador de la bomba de calor.

La potencia media diaria del evaporador y del suelo refrescante durante los días de prueba se observan en la Figura 5.7. Los días 22 de junio y 13 de julio son los días que se usó la caldera como fuente de apoyo.

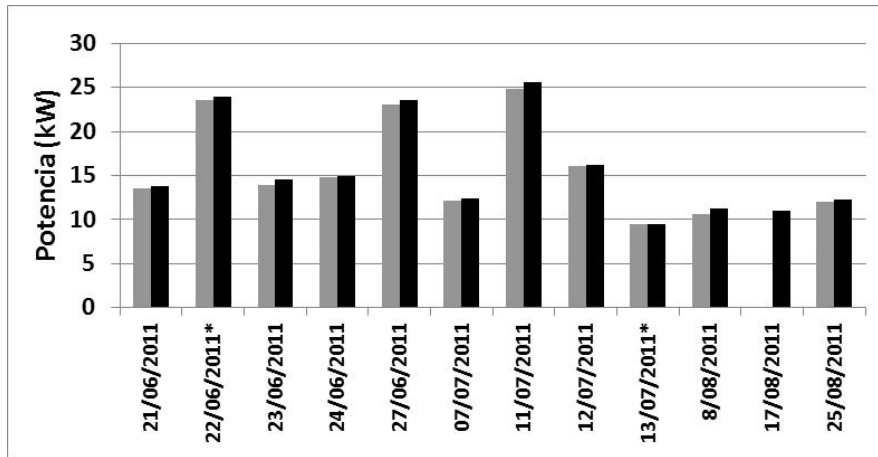


Figura 5.7. Potencias medias diarias experimentales intercambiado con el suelo refrescante y el evaporador : (■) \dot{Q}_{suelo} , (■) \dot{Q}_{eva}

En la Figura 5.7 se ve que la diferencia entre la potencia media del evaporador y la potencia media diaria del suelo radiante es mínima, excepto el día 14 de julio. Este resultado muestra que el suelo tiene la suficiente capacidad para disipar la potencia generada por la bomba de calor durante el verano.

Por otro lado, se detectan dos tipos de situaciones: los días 11 de julio, 22 y 27 de junio, la potencia media del suelo refrescante es de 23 kW, que se corresponden con una potencia específica de 20 W/m² de suelo, que es cercano a los 25W/m² de diseño. Sin embargo, el resto de los días ha estado entre 10 y 15 kW, que se corresponde con una potencia específica 13W/m²; estas diferencias se deben fundamentalmente a la temperatura de generador. Si los depósitos son capaces de superar los 85°C, la instalación opera de manera adecuada, de no ser así, los ratios de potencia son bajos. Como se ha visto el lograr estas altas temperaturas durante el verano no son fáciles para la configuración actual.

El día 17 de agosto la bomba de circulación del fluido del suelo refrescante no funcionó y por lo tanto, solo se pudo monitorizar la bomba de calor funcionando sin carga.

5.2.5 Potencia y energía intercambiada en el campo geotérmico

La potencia instantánea intercambiada con el campo geotérmico para dos días de prueba, uno usando el campo solar como fuente de generación y otro la caldera, que corresponden a los días 21 de junio del 2011 y 13 de julio del 2011 respectivamente se presentan en la Figura 5.8.

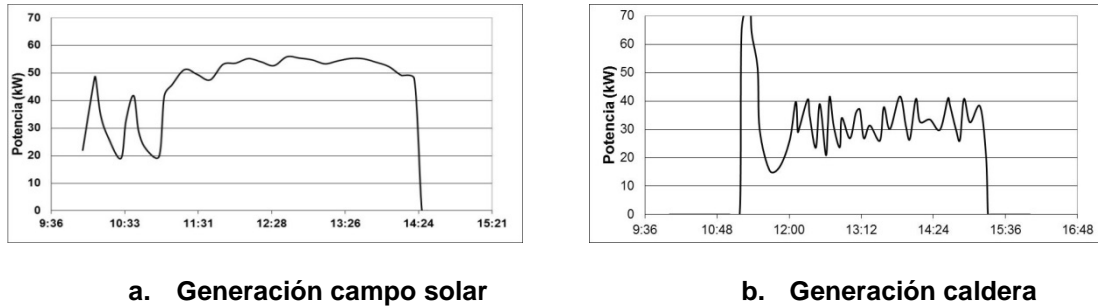


Figura 5.8 Potencias instantánea intercambiada con el campo geotérmico para las dos fuentes de generación.

Al comparar las potencias instantáneas para los dos días de ensayo de la Figura 5.8, se ve como para el día 21 de junio la potencia es constante con un valor de 55 kW. Por el contrario para el día 13 de julio, la potencia varía constantemente entre los 20 y 40 kW, estas fluctuaciones son debidas a las dificultades de control de la temperatura de impulsión de la caldera como se explicó anteriormente. A pesar de esto, se ve claramente cómo este tipo de instalación tiene un gran cantidad de variables que se deben tener en cuenta a la hora de hacer un control y buscar las mejores condiciones de operación.

La menor potencia de intercambio geotérmico al usar la caldera comparado con el ensayo con el campo solar, se debe a una menor temperatura de entrada en el evaporador pasando de 20°C a 15°C, que representa a su vez que la bomba de calor esté funcionando a unas condiciones menos favorables.

La potencia diaria transferida al campo geotérmico y comparado con la potencia del condensador se muestra en la Figura 5.9.

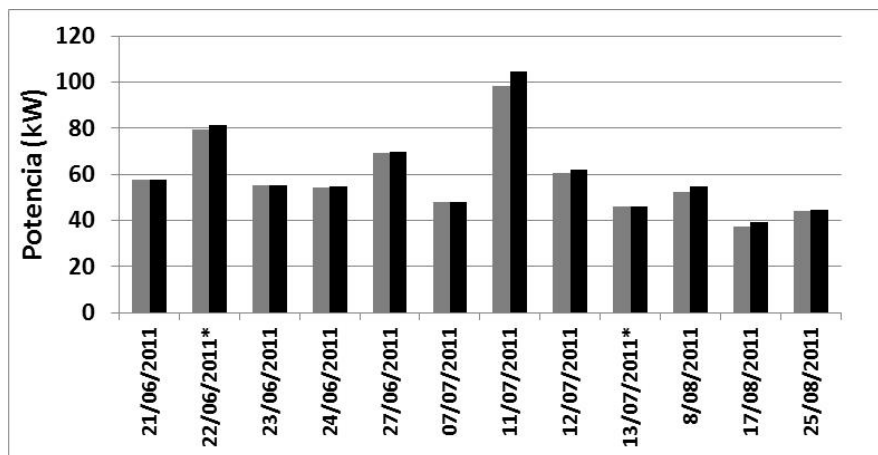


Figura 5.9 Potencias medias diarias experimentales intercambiadas con el terreno y el condensador: (■) \dot{Q}_{geo} , (■) \dot{Q}_{con}

A partir del análisis de la Figura 5.9 se pueden obtener las siguientes conclusiones:

- El intercambiador geotérmico cumple con las necesidades de la bomba de calor y puede disipar la potencia del condensador, demostrando su correcto funcionamiento para esta instalación.
- Aunque a partir de los test de respuesta geotérmica y del diseño del intercambiador geotérmico se estimó una potencia pico de 68 kW, los resultados experimentales han mostrado alcanzar una potencia media diaria de 100 kW y unos valores mínimos de 50 kW, revelando que el terreno tiene todas las características para cumplir con la demanda de instalación y con un comportamiento mejor de lo esperado.

5.2.6 Coeficiente de operación (COP) y eficiencia global de la instalación

El COP medio de la bomba de calor y la eficiencia diaria de la instalación se presentan en la Figura 5.10. El COP diario de la bomba de calor varía entre 0.3 y 0.5 que está por debajo del COP nominal de 0.7. El mejor día de ensayo fue el día 27 de junio con un COP de 0.5 debido a que la bomba operó durante más horas que los demás días y sólo con solar, lo que permitió que estuviera en régimen durante un largo periodo de tiempo sin oscilaciones ni cambios fuertes de temperatura. Este resultado demuestra que la bomba de calor debe estar en funcionamiento de manera continua y con condiciones estables.

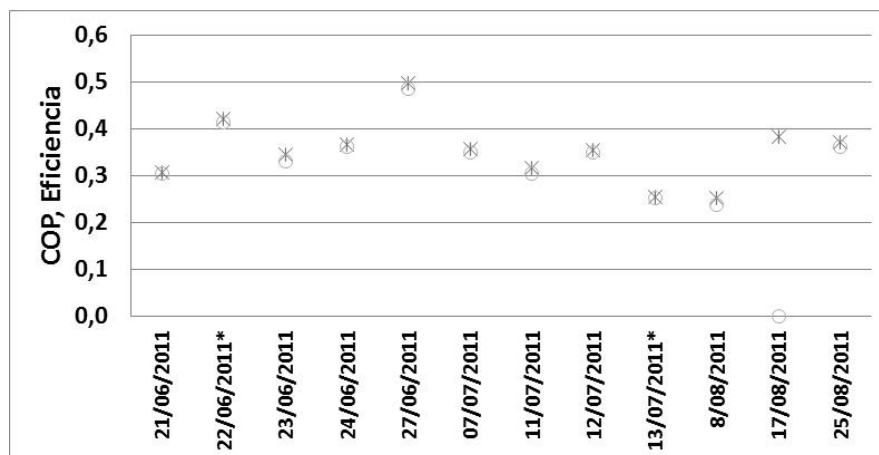


Figura 5.10 COP (*) y eficiencia (o) diaria de la instalación durante todos los días de ensayo en modo verano.

La eficiencia global tiene un comportamiento similar al COP que es lo esperado de acuerdo a la Figura 5.7, donde se observó que no había mayor diferencia entre la potencia transferida al suelo refrescante y la potencia del evaporador.

El día 17 de agosto la eficiencia es 0 pues el suelo no se puso en marcha y solo se hizo pruebas con la bomba de calor como fue explicado anteriormente.

A partir de los resultados experimentales ha sido posible analizar el desempeño de la instalación para valores concretos de las principales variables de influencia. La modificación de los valores de estas variables en amplios rangos es difícil de conseguir en modo experimental, por lo que se ve la necesidad de desarrollar un modelo teórico que permita simular el funcionamiento de la instalación en distintas condiciones de funcionamiento y durante periodos largos de tiempo. Los resultados experimentales, muy costosos de obtener, se utilizarán para validar dicho modelo. En las siguientes secciones se harán una serie de simulaciones a partir del modelo desarrollado en TRNSYS, validado con los resultados experimentales obtenidos durante el verano, con el fin de poder analizar de una forma más pormenorizada la influencia de ciertas variables en el desempeño global de la instalación.

5.3 Simulación de la instalación en modo verano

En esta sección se hará el análisis de los resultados de operación de la instalación en modo verano. En esta simulación se analiza la influencia de algunos parámetros como la temperatura del generador y del condensador en el desempeño global del sistema de climatización. El periodo de uso va desde el 1 de junio hasta el 30 de septiembre, el horario de ocupación del edificio es de lunes a viernes entre 07:00 – 15:00.

Para la simulación solo se considera la energía generada desde el campo solar sin ningún tipo de apoyo de la caldera, y funcionando solo durante los periodos en los cuales la temperatura de los depósitos de almacenamiento de energía solar está por encima de los 85°C. La evaluación se hará en términos del COP, energías y eficiencia global de la instalación. Los valores iniciales del modelo se resumen en la Tabla 5.2

Tabla 5.2. Valores iniciales del modelo en TRNSYS en verano.

<i>Variable</i>	<i>Valor</i>
Edificio	
Área	1200 m ²
Bomba de Calor	
Thermax LT 1	35 kW

<i>Caudal condensador</i>	12 m ³ /h
<i>Caudal evaporador</i>	6.5 m ³ /h
<i>Caudal generador</i>	5.5 m ³ /h
<i>COP</i>	0.7
<i>Tanque de almacenamiento condensador</i>	2 m ³
<i>Tanque de almacenamiento evaporador</i>	2 m ³
Campo solar	
<i>Área de captación</i>	84 m ²
<i>Eficiencia</i>	0.77
<i>Coefficiente de primer orden</i>	1.26 W/m ² K
<i>Coefficiente de segundo orden</i>	0.0052 W/m ² K ²
<i>Caudal circuito primario</i>	5.5 m ³ /h
<i>Caudal circuito secundario</i>	4.1 m ³ /h
<i>Capacidad calorífica específica circuito primario</i>	3.9 kJ/kgK
<i>Capacidad calorífica específica circuito secundario</i>	4.19 kJ/kgK
<i>Almacenamiento solar</i>	8 m ³
<i>Inclinación captadores</i>	45 °
Intercambiador geotérmico	
<i>Número de sondas</i>	12
<i>Profundidad de sondas</i>	100 m
<i>Radio de las sondas</i>	0.08 m
<i>Conductividad térmica del terreno</i>	11.52 kJ/hmK
<i>Distancia media entre centros</i>	0.02 m
<i>Conductividad térmica del relleno</i>	1.8 kJ/hmK
<i>Conductividad térmica tubo</i>	0.42 kJ/hmk
<i>Caudal intercambiador</i>	8 m ³ /h
Suelo refrescante	
<i>Espacio entre tubos (centro a centro)</i>	0.25 m
<i>Diámetro exterior del tubo</i>	0.016 m

<i>Espesor del tubo</i>	<i>0.0018 m</i>
<i>Conductividad del tubo</i>	<i>1.26 kJ/hmK</i>
<i>Capacidad calorífica específica</i>	<i>4.19 kJ/kgK</i>
Parámetros de simulación	
<i>Inicio de la simulación</i>	<i>1 junio</i>
<i>Final de la simulación</i>	<i>30 de septiembre</i>
<i>Tiempo de paso</i>	<i>1 min</i>
<i>Tolerancia de integración</i>	<i>0.001</i>
<i>Tolerancia de convergencia</i>	<i>0.001</i>
<i>TMY</i>	<i>Valladolid</i>

5.3.1 Validación del modelo con datos experimentales

Para la validación del modelo, los flujos energéticos de cada uno de los elementos principales, generador, condensador, evaporador, geotermia, suelo refrescante, fueron calculados a partir del tiempo total de operación durante los 13 días de experimentación explicados en la sección anterior. Estos resultados han sido comparados con los obtenidos del modelo en TRNSYS.

En la Tabla 5.3 se resumen los resultados. La desviación entre los resultados experimentales y los de simulación es menor al 13.9 % que está dentro de los márgenes aceptables en la literatura para sistemas similares [87, 88].

Tabla 5.3. Comparación entre los resultados simulados y medidos de la instalación en modo verano

	<i>Qgen (kWh)</i>	<i>Qcon (kWh)</i>	<i>Qeva (kWh)</i>	<i>Qgeo (kWh)</i>	<i>Qsuelo (kWh)</i>	<i>COP</i>
<i>Valor Medido</i>	<i>1965.5</i>	<i>2601.3</i>	<i>662.5</i>	<i>2558.5</i>	<i>647.5</i>	<i>0.337</i>
<i>Valor Simulado</i>	<i>2195.9</i>	<i>3020.3</i>	<i>742.2</i>	<i>2944.4</i>	<i>666.8</i>	<i>0.338</i>
<i>Desviación (%)</i>	<i>10.5</i>	<i>13.9</i>	<i>10.7</i>	<i>13.1</i>	<i>2.9</i>	<i>0.3</i>

5.3.2 Resultados de la simulación

Después de la validación del modelo, a continuación se hace un estudio teórico del comportamiento de la instalación para diferentes condiciones de operación.

5.3.2.1 Influencia de la temperatura del generador en el desempeño global de la instalación.

El rango de operación de la temperatura del generador de acuerdo a las especificaciones del fabricante va desde 75°C hasta 90°C. Las simulaciones con el modelo de TRNSYS fueron hechas para temperaturas de 76, 78, 80, 82, 84, 85 y 90°C. La temperatura de entrada al condensador para la simulación se mantuvo con un valor constante de 28°C que es la temperatura nominal, la temperatura de entrada en el evaporador es de 15°C, definida como parámetro de diseño para la climatización de edificios mediante suelo refrescante.

La Tabla 5.4 muestra la energía obtenida con la simulación para los diferentes componentes (generador, condensador, evaporador, geotermia, suelo refrescante) durante todo el verano.

Tabla 5.4. Valores de la energía transferida y desempeño de la instalación para diferentes temperaturas del generador en modo verano.

T_{i_gen}	Q_{gen} (kWh)	Q_{con} (kWh)	Q_{eva} (kWh)	Q_{suelo} (kWh)	Q_{geo} (kWh)	Q_{solar} (kWh)	COP	Eficiencia global
76	10041	14053	2295	2227	14435	16118	0.23	0.14
78	9020	12432	2120	2102	12772	15306	0.24	0.14
80	7399	10122	1832	1877	10410	13959	0.25	0.13
82	5828	8198	1703	1771	8395	12642	0.29	0.13
84	4438	6404	1483	1573	6535	11429	0.33	0.13
85	3793	5543	1348	1452	5646	10944	0.36	0.12
90	1301	1976	556.2	707.7	2016	8896	0.43	0.063

En la Figura 5.11, se presenta la relación entre la temperatura del generador, el COP de la bomba de calor y la eficiencia global de la instalación. El COP tiene un pequeño incremento desde 0.23 a 0.24 cuando la temperatura del generador aumenta desde 76°C hasta 80°C. Para altas temperaturas del generador el COP aumenta considerablemente alcanzando un valor máximo de 0.43 para una temperatura de 90°C, tal y como se dijo con los resultados experimentales.

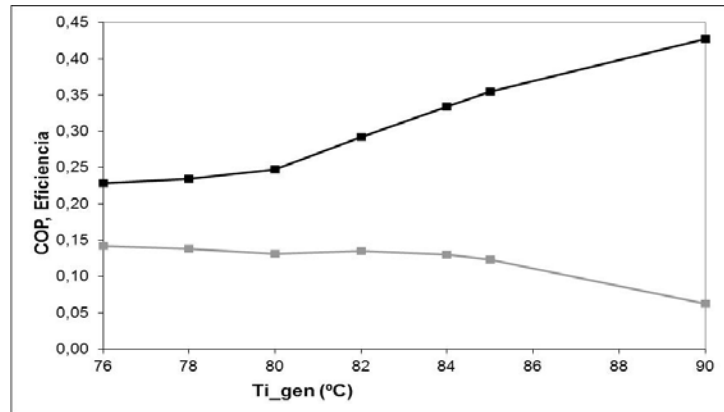


Figura 5.11. COP de la bomba de calor (■) y eficiencia global (■) como función de la temperatura de entrada del generador

Por otro lado la eficiencia global de la instalación se puede considerar constante con un valor medio de 0.135 para temperaturas del generador entre 76°C y 84°C. Para altas temperaturas la eficiencia global disminuye cuando la temperatura del generador se incrementa, alcanzado un valor mínimo de 0.063 para una temperatura de 90°C en el generador.

Los resultados muestran que la temperatura óptima del generador para obtener el mejor COP, no es la mejor temperatura en términos del coeficiente global de la instalación. Esto se debe al hecho que al funcionar con una temperatura alta del generador se reduce las horas de operación del campo solar. Por otro parte cuando la instalación trabaja con temperaturas bajas del generador (75°C-80°C), el COP es menor que con altas temperaturas pero tiene la ventaja de que el campo solar tenga una mayor aporte de energía a la bomba de calor. Incluso se puede llegar a tener la bomba de calor trabajando solo con energía solar durante todo el periodo.

Los valores obtenidos con la simulación para la eficiencia global varía desde 0.14 (para $T_{i_gen} = 76^{\circ}\text{C}$) hasta 0.06 (para $T_{i_gen} = 90^{\circ}\text{C}$). Estos relativamente bajos valores, comparados con los reportados en la literatura para otros sistemas de refrigeración solar [88], son justificados por la baja ocupación del edificio de 8 horas por día durante 5 días a la semana y la energía solar captada por el campo solar ha sido estimada usando la ecuación 5.2; que considera las horas totales de sol al día durante los 7 días de la semana. En otras palabras mientras la energía del evaporador es consumida solo durante el periodo de uso del edificio, la captación de energía solar se considera durante todos los días y por lo tanto hace que la eficiencia sea menor de lo real.

5.3.2.2 Influencia de la temperatura del condensador en el desempeño global del sistema

De acuerdo a las especificaciones del fabricante la temperatura de entrada al condensador puede variar entre 25°C y 29°C. Las simulaciones con el modelo

de TRNSYS se hicieron para temperaturas del condensador de T_{i_con} 25, 26, 27, 28 y 29°C. La temperatura de entrada al generador fue constante de 85°C, que es la temperatura nominal de operación. La temperatura de entrada al evaporador fue de 15°C como parámetro de diseño para la climatización por suelo refrescante. En la Tabla 5.5 se resumen los resultados obtenidos en la simulación para todo el verano.

Tabla 5.5. Valores de la energía transferida y desempeño de la instalación para diferentes temperaturas del condensador en modo verano

T_{i_con}	Q_{gen} (kWh)	Q_{con} (kWh)	Q_{eva} (kWh)	Q_{suelo} (kWh)	Q_{geo} (kWh)	Q_{solar} (kWh)	COP	Eficiencia
25	4437	6808	1889	1971	6825	11478	0.43	0.165
26	4440	6685	1763	1845	6743	11479	0.4	0.154
27	4441	6548	1625	1713	6653	11483	0.37	0.142
28	4438	6404	1483	1573	6535	11429	0.33	0.13
29	4441	6256	1332	1424	6403	11492	0.3	0.116

En la Figura 5.12 se grafica la influencia de la temperatura de entrada en el condensador en el COP de la bomba de calor y en la eficiencia global de la instalación.

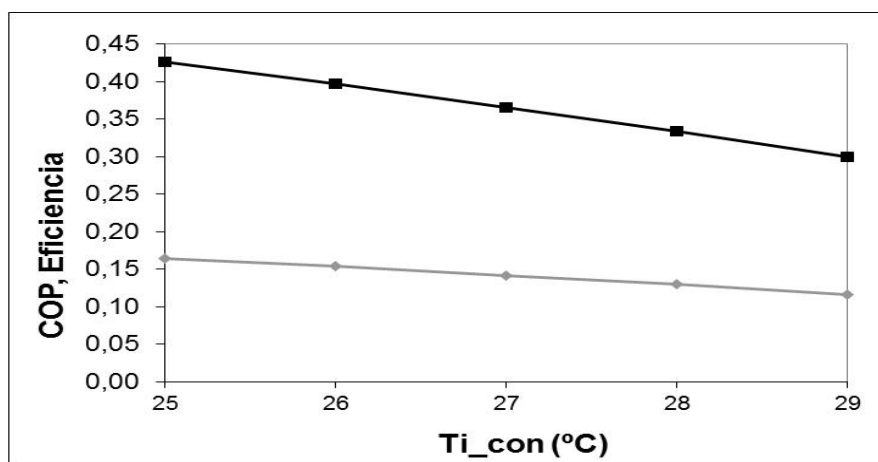


Figura 5.12. COP de la bomba de calor (■) y eficiencia global (▲) como función de la temperatura de entrada del generador

Como se esperaba, la Figura 5.12 muestra que para bajas temperaturas de entrada al condensador se obtienen mayores COP y una mayor eficiencia global de la instalación. Si la temperatura del condensador disminuye desde 28°C hasta 25°C, la eficiencia global de la instalación aumenta desde 0.13 hasta 0.17 y el COP incrementa desde 0.33 hasta 0.43, que representan un incremento del 30% en ambas.

5.3.2.3 Influencia de las temperaturas del generador y condensador en el desempeño global del sistema

Para un estudio más global del desempeño de la instalación se hizo una evaluación simultánea de la variación de los dos parámetros (T_{i_gen} y T_{i_con}). La simulación con el modelo fue hecha para temperaturas de entrada en el generador (T_{i_gen}) que varían así: 76, 78, 80, 82, 84, 85 y 90°C y para temperaturas de entrada en el condensador (T_{i_con}) 25, 26, 27, 28 y 29°C. Lo que ha permitido obtener como resultado 35 diferentes condiciones de operación. Dos de esas condiciones de operación (T_{i_gen} 85°C y 90°C con T_{i_con} 25°C) fueron excluidas ya que la bomba de calor no trabaja en esta zona por riesgos de cristalización. Los resultados obtenidos se pueden ver en la Figura 5.13.

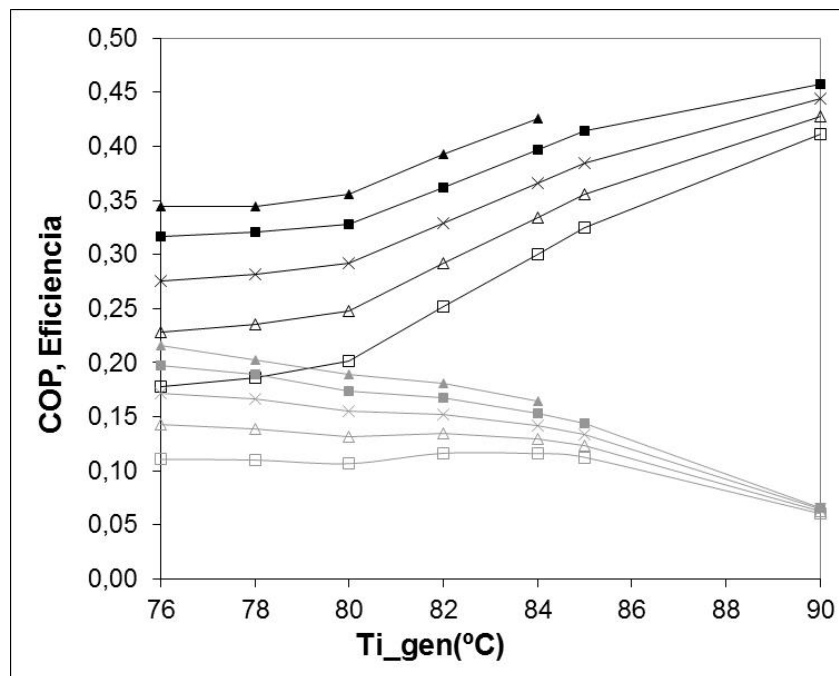


Figura 5.13. COP de la bomba de calor y eficiencia global como función de la temperatura del generador para diferentes temperaturas del condensador (▲) COP T_{i_con} =25°C, (▲) Eficiencia T_{i_con} =25°C, (■) COP T_{i_con} =26°C, (■) Eficiencia T_{i_con} =26°C, (×) COP T_{i_con} =27°C, (×) Eficiencia T_{i_con} =27°C, (△) COP T_{i_con} =28°C, (△) Eficiencia T_{i_con} =28°C, (◻) COP T_{i_con} =29°C, (◻) Eficiencia T_{i_con} =29°C

Los resultados de la Figura 5.13 muestran que para cada valor de temperatura del generador y del condensador el comportamiento del COP y la eficiencia son cualitativamente similares al estudio realizado previamente en la influencia del generador y condensador de manera separada.

Respecto a la eficiencia global de la instalación, se puede concluir que para altas temperaturas del condensador entre 28 y 29°C, la influencia de la temperatura del generador es despreciable entre 76 y 85°C, con una eficiencia global casi constante. Sin embargo para temperaturas bajas del condensador

entre 25 y 26°C la influencia de la temperatura del generador es apreciable, para temperaturas del condensador de 25°C la eficiencia global incrementa alrededor del 40% cuando la temperatura del generador pasa de 84 a 76°C.

Los resultados muestran que altas temperaturas del generador aumentan el COP de la bomba de calor pero no es la mejor condición para la eficiencia global de la instalación; el tener altas temperaturas del generador significa una disminución de las horas de uso de la instalación y un menor rendimiento de la instalación solar. Por el contrario, una menor temperatura del generador significa un menor COP, pero es compensado con mayores horas de uso de la instalación trabajando solo con energía solar.

Por otro lado, para temperaturas fijas del generador los resultados muestran que una baja temperatura en el condensador incrementa el rendimiento global de la instalación y el COP de la bomba de calor. Si la temperatura de entrada al condensador disminuye de 28°C a 25°C la eficiencia global y el COP aumentan alrededor de un 30%.

La eficiencia global de la instalación para altas temperaturas del condensador de 28 y 29°C es similar independientemente de la temperatura del generador cuando esta varía entre 76°C y 85°C, sin embargo para bajas temperaturas del condensador 25 y 26°C la influencia de la temperatura del generador es significativa. Por ejemplo para la temperatura del condensador de 25°C la eficiencia global aumenta un 40% cuando la temperatura del generador disminuye de 84 a 76°C.

CAPITULO 6.

ANÁLISIS DE LA

INSTALACIÓN EN MODO

INVIERNO

En este capítulo se hace el análisis experimental y bajo simulación del desempeño global de los principales elementos de la instalación en modo invierno. El objetivo es identificar y caracterizar la instalación bajo diferentes condiciones de uso.

Para lograr el objetivo, este capítulo esta en cuatro secciones: la primera parte se definen doce indicadores energéticos de desempeño de la instalación que serán usando para la caracterización y análisis en modo invierno; en la segunda sección se hará una descripción de las experiencias realizadas durante el invierno 2014 -2015 y el análisis de los resultados obtenidos; la tercera sección es la definición del modelo para modo invierno y la validación con los resultados experimentales; la última sección se simula la instalación y se analiza la influencia del horario y la relación entre la potencia de la bomba de calor y la demanda del suelo radiante.

6.1 Indicadores energéticos de desempeño de la instalación en modo invierno

A continuación se definirán todos los indicadores usados para la evaluación del desempeño de la instalación en modo invierno.

6.1.1 Potencia y energía intercambiada

La potencia y energía útil de cada uno de los focos de intercambio de calor principales (generador, condensador, evaporador, suelo radiante, intercambio geotérmico) de la instalación serán calculadas a partir de las ecuaciones definidas a continuación:

- Potencia y Energía transferida al generador

La potencia transferida en el generador (\dot{Q}_{gen}) se define bajo la ecuación:

$$\dot{Q}_{gen} = \dot{m}_{gen} c_p (T_{i_gen} - T_{o_gen}) \quad 6.1$$

Dónde:

\dot{m}_{gen} : Flujo másico del agua del generador

c_p : Capacidad calorífica específica del agua del generador

T_{i_gen} : Temperatura de entrada del agua al generador

T_{o_gen} : Temperatura de salida del agua al generador

La energía transferida al generador (Q_{gen}) durante el tiempo de uso (Δt) de la bomba de calor se define con la ecuación:

$$Q_{gen} = \sum \dot{Q}_{gen} \Delta t \quad 6.2$$

- Potencia y Energía rechazada por el condensador

El calor transferido al condensador (\dot{Q}_{con}) se define con las siguientes ecuaciones:

$$\dot{Q}_{con} = \dot{m}_{con} c_p (T_{o_con} - T_{i_con}) \quad 6.3$$

Dónde:

\dot{m}_{con} : Flujo másico del agua del condensador

c_p : Capacidad calorífica específica del agua del condensador

T_{i_con} : Temperatura de entrada del agua al condensador

T_{o_con} : Temperatura de salida del agua al condensador

La energía transferida al condensador (Q_{con}) durante el tiempo de uso (Δt) de la bomba de calor se define con la ecuación:

$$Q_{con} = \sum \dot{Q}_{con} * \Delta t \quad 6.4$$

- Potencia y Energía absorbida por el evaporador

El calor transferido al evaporador (\dot{Q}_{eva}) se define bajo las ecuaciones:

$$\dot{Q}_{eva} = \dot{m}_{eva} c_p (T_{i_eva} - T_{o_eva}) \quad 6.5$$

Dónde:

\dot{m}_{eva} : Flujo másico del agua del evaporador

c_p : Capacidad calorífica específica del agua del evaporador

T_{i_eva} : Temperatura de entrada del agua al evaporador

T_{o_eva} : Temperatura de salida del agua al evaporador

La energía total transferida en el evaporador (Q_{eva}) durante el tiempo de uso (Δt) de la bomba de calor se define con la ecuación:

$$Q_{eva} = \sum \dot{Q}_{eva} * \Delta t \quad 6.6$$

- Potencia y Energía absorbida por el intercambiador geotérmico

La potencia térmica absorbida al intercambiador desde el terreno (\dot{Q}_{geo}) se define bajo la ecuación:

$$\dot{Q}_{geo} = \dot{m}_{geo} c_p (T_{o_geo} - T_{i_geo}) \quad 6.7$$

Dónde:

\dot{m}_{geo} : Flujo másico del agua en el intercambiador geotérmico

c_p : Capacidad calorífica específica del agua del intercambiador geotérmico

T_{i_geo} : Temperatura de entrada del agua al intercambiador geotérmico

T_{o_geo} : Temperatura de salida del agua al intercambiador geotérmico

La energía total transferida al campo geotérmico (Q_{geo}) durante el tiempo de uso (Δt) es:

$$Q_{\text{geo}} = \sum \dot{Q}_{\text{geo}} * \Delta t \quad 6.8$$

- Potencia y Energía suelo radiante

El calor transferido al suelo radiante (\dot{Q}_{suelo}) se calcula bajo la ecuación:

$$\dot{Q}_{\text{suelo}} = \dot{m}_{\text{suelo}} c_p (T_{i_{\text{suelo}}} - T_{o_{\text{suelo}}}) \quad 6.9$$

Dónde:

\dot{m}_{suelo} : Flujo másico del agua en el intercambiador geotérmico

c_p : Capacidad calorífica específica del agua del intercambiador geotérmico

$T_{i_{\text{suelo}}}$: Temperatura de entrada del agua al intercambiador geotérmico

$T_{o_{\text{suelo}}}$: Temperatura de salida del agua al intercambiador geotérmico

La energía total transferida al suelo radiante (Q_{suelo}) durante el tiempo de uso (Δt) es:

$$Q_{\text{suelo}} = \sum \dot{Q}_{\text{suelo}} * \Delta t \quad 6.10$$

6.1.2 Coeficiente de operación de la bomba de calor (COP) en modo invierno

Para evaluar el rendimiento de la bomba de calor en la ecuación 6.11 se define el COP. Que permite conocer la relación entre la energía la energía térmica entregada por el condensador y la energía térmica aportada al generador.

$$COP = \frac{Q_{\text{con}}}{Q_{\text{gen}}} \quad 6.11$$

6.1.3 Eficiencia global en modo invierno

La eficiencia es la relación entre la energía transferida al suelo radiante y la energía aportada al generador. Este indicador permite hacer la evaluación global de la instalación y conocer cuál es la relación entre la energía que

aportada al generador y la que realmente se usa para la calefacción del edificio.

$$eficiencia = \frac{Q_{suelo}}{Q_{gen}} \quad 6.12$$

Se han definido, por tanto, un total de 12 indicadores energéticos (potencia y energía intercambiadas en el en el generador, condensador y evaporador de la bomba de calor, en el campo geotérmico y en el suelo radiante, así como el coeficiente de operación de la bomba de calor y la eficiencia global de la instalación) para hacer un estudio en detalle del comportamiento de la instalación en condiciones reales para un edificio de uso terciario e identificar que variables influyen de manera positiva.

6.2 Funcionamiento de la instalación en invierno

A continuación se describen las experiencias realizadas entre los meses de diciembre del 2014 y marzo del 2015. En este periodo de tiempo se han realizado medidas durante un total de 47 días de funcionamiento de la instalación de bomba de calor por absorción evaporando en el campo geotérmico y trabajando bajo diferentes regímenes de operación, permitiendo identificar su desempeño y como es influenciada para cada una de sus variables.

6.2.1 Ensayos realizados

Las experiencias se dividieron en dos: ensayos a caudal nominal de generador, condensador y evaporador, y ensayos a caudal parcial de estos tres circuitos. Para cada uno de estos dos modos de operación se identificaron: los perfiles de temperatura, potencias instantáneas para diferentes temperaturas de entrada al generador y temperaturas de entrada al evaporador. Todas estas pruebas fueron hechas durante el horario laboral de CARTIF (07:00 – 15:00).

Es importante aclarar que durante todo el periodo de pruebas se usó como fuente energética la caldera de gas, debido a que el campo solar no logro las temperaturas necesarias para cumplir con las demandas energéticas de la bomba de calor, ni en uso directo ni en precalentamiento.

En la Tabla 6.1 se listan las condiciones de operación durante los ensayos a caudal nominal y a caudal parcial. Estas condiciones se mantienen constantes

durante todos los ensayos, excepto algunos días en los cuales hubo fluctuaciones en el caudal, debido a desequilibrios hidráulicos o fallos con las válvulas.

Tabla 6.1. Parámetros de operación de la instalación durante los ensayos en invierno para condiciones de caudal nominal y de caudal parcial.

<i>Parámetros</i>	<i>Caudal nominal</i>	<i>Caudal parcial</i>
<i>Caudal evaporador</i>	<i>6.4 m³/h</i>	<i>4.5 m³/h</i>
<i>Caudal condensador</i>	<i>10.7 m³/h</i>	<i>8.5 m³/h</i>
<i>Caudal generador</i>	<i>6.0 m³/h</i>	<i>4.5 m³/h</i>
<i>Caudal geotermia</i>	<i>7.2 m³/h</i>	<i>7.2 m³/h</i>
<i>Caudal suelo radiante</i>	<i>10 m³/h</i>	<i>10 m³/h</i>
<i>Área de suelo radiante</i>	<i>1200 m²</i>	<i>1200 m²</i>
<i>Horario bomba de calor</i>	<i>04:00 – 12:00</i>	<i>04:00 – 12:00</i>

En la Tabla 6.2 se listan los 16 días de pruebas de la instalación a caudal nominal, que fueron hechos durante febrero y marzo del año 2015. En esta tabla se presenta la fecha del ensayo, la temperatura de consigna de entrada al generador (T_{i_gen}), la temperatura de consigna de entrada al condensador (T_{i_con}) y la temperatura de consigna de entrada al evaporador (T_{i_eva}) para cada uno de los días.

Tabla 6.2. Días de ensayos en invierno a caudal nominal con las diferentes condiciones de temperaturas de entrada en el generador (T_{i_gen}), condensador (T_{i_con}) y evaporador (T_{i_eva}).

<i>Fecha</i>	<i>T_{i_gen}</i> <i>(°C)</i>	<i>T_{i_con}</i> <i>(°C)</i>	<i>T_{i_eva}</i> <i>(°C)</i>	<i>Fecha</i>	<i>T_{i_gen}</i> <i>(°C)</i>	<i>T_{i_con}</i> <i>(°C)</i>	<i>T_{i_eva}</i> <i>(°C)</i>
<i>02/02/2015</i>	<i>79</i>	<i>30</i>	<i>13</i>	<i>23/02/2015</i>	<i>80</i>	<i>31</i>	<i>11</i>
<i>03/02/2015</i>	<i>79</i>	<i>30</i>	<i>13</i>	<i>24/02/2015</i>	<i>80</i>	<i>31</i>	<i>12</i>
<i>04/02/2015</i>	<i>79</i>	<i>30</i>	<i>13</i>	<i>25/02/2015</i>	<i>80</i>	<i>31</i>	<i>12</i>
<i>05/02/2015</i>	<i>83</i>	<i>29</i>	<i>9</i>	<i>26/02/2015</i>	<i>80</i>	<i>31</i>	<i>13</i>

06/02/2015	82	29	10	27/02/2015	80	31	13
09/02/2015	82	29	11	02/03/2015	80	31	13
16/02/2015	80	31	11	19/03/2015	85	31	13
20/02/2015	80	31	11	20/03/2015	85	31	13

En la Tabla 6.3 se listan los 24 días de ensayo a caudal parcial entre los meses de diciembre del 2014 a marzo del 2015. En la tabla se presentan la fecha del ensayo, la temperatura de consigna de entrada al generador (T_{i_gen}), la temperatura de consigna de entrada al condensador (T_{i_con}) y la temperatura de consigna de entrada al evaporador (T_{i_eva}).

Tabla 6.3. Días de ensayos en invierno a caudal parcial con las diferentes condiciones de temperaturas de entrada en el generador (T_{i_gen}), condensador (T_{i_con}) y evaporador (T_{i_eva}).

<i>Fecha</i>	T_{i_gen} (°C)	T_{i_con} (°C)	T_{i_eva} (°C)	<i>Fecha</i>	T_{i_gen} (°C)	T_{i_con} (°C)	T_{i_eva} (°C)
02/12/2014	83	29	11	23/01/2015	83	33	11
03/12/2014	83	29	11	26/01/2015	83	30	10
04/12/2014	83	29	12	27/01/2015	82	29	11
15/12/2014	83	29	13	28/01/2015	83	29	13
16/12/2014	83	29	13	29/01/2015	79	29	11
18/12/2014	83	29	13	03/03/2015	82	31	13
19/12/2014	83	29	12	05/03/2015	80	31	13
23/12/2014	82	28	11	09/03/2015	83	31	12
14/01/2015	82	33	11	10/03/2015	83	30	12
16/01/2015	82	29	11	11/03/2015	86	31	12
21/01/2015	82	33	11	13/03/2015	84	31	11
22/01/2015	83	33	11	16/03/2015	84	31	12

El objetivo de todos estos ensayos es obtener la mayor variedad posible de condiciones de operación de la instalación que faculte la identificación desde un punto de vista experimental de la influencia de las diferentes variables en desempeño global y de cada uno de sus elementos. Además estos ensayos serán usados para la validación del modelo.

Para el estudio de los resultados experimentales obtenidos tanto para caudal nominal y caudal parcial se han empleado:

- Datos experimentales de temperatura de generador y evaporador constantes.
- Perfiles de temperatura de entrada y salida de los tres principales circuitos de la bomba de calor.
- Potencias instantáneas de la bomba de calor.
- Perfiles de operación del suelo radiante.
- Perfiles de operación del intercambiador geotérmico.
- Potencias medias diarias del generador, condensador, evaporador, suelo radiante e intercambiador geotérmico.
- Evaluación del coeficiente global de operación y el rendimiento global en condiciones estacionarias.
- Potencia del suelo radiante en función de la temperatura de entrada al suelo y el caudal.
- Potencia instantánea transferida al campo geotérmico en función de la temperatura de entrada al campo.
- Eficiencia global de la instalación en función de la temperatura de entrada al generador.

6.2.2 Potencia y energía intercambiada en los principales elementos durante la operación a caudal nominal

Para el estudio a caudal nominal los resultados de los ensayos serán divididos en dos: las experiencias con temperaturas de entrada al generador a 80°C y las experiencias con temperatura de entrada al evaporador a 13°C. Se han decidido estos dos rangos de temperatura porque han sido donde se han tenido más horas de operación.

6.2.2.1 Experiencias con temperatura constante del generador a 80°C.

En esta sección se enseñarán los perfiles de temperatura, potencias instantáneas de la bomba de calor, perfiles de operación del suelo radiante y del intercambiador geotérmico para una temperatura de entrada al generador constante de 80°C y para dos temperaturas de entrada al evaporador de 11°C y 13°C.

- Perfiles de Temperatura.

En la Figura 6.1a, se presenta el perfil de temperatura para los días 16, 20 y 23 de febrero que representaron 1260 minutos de trabajo. La instalación funcionó con temperatura de entrada al generador de 80°C, temperatura de entrada al condensador de 31°C y con temperatura de entrada al evaporador de 11°C. En la Figura 6.1b se presenta el perfil de temperatura para los días 26, 27 de febrero y 2 de marzo que representan 1265 minutos de trabajo y con una temperatura de entrada al evaporador de 13°C.

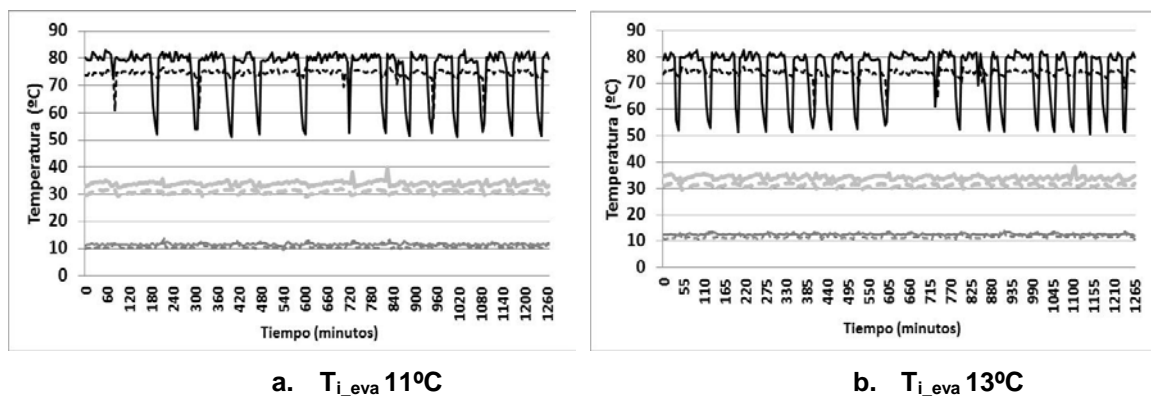


Figura 6.1. Temperaturas experimentales de entrada y salida de los tres principales circuitos de la bomba de calor a caudal nominal para una temperatura constante del generador $T_{i_gen} = 80^{\circ}\text{C}$ y para dos temperaturas de entrada al evaporador $T_{i_eva} 11^{\circ}\text{C}$ y 13°C : (—) T_{i_gen} , (···) T_{o_gen} , (---) T_{i_con} , (-.-) T_{o_con} , (—) T_{i_eva} , (.....) T_{o_eva} ,

En la Figura 6.1 se percibe que para la temperatura en el evaporador a 13°C la bomba de calor realiza un mayor número de paradas que para la temperatura en el evaporador de 11°C. Estas paradas se ven cuando la temperatura de entrada al generador cae abruptamente hasta los 50°C; la temperatura en el evaporador y condensador no varían durante estas paradas. Visto que los tiempos de paro son tan cortos que la bomba de calor no tiene el tiempo suficiente para hacer todo el proceso de paro. Estos paros de la bomba de calor son debido al control, si la temperatura del condensador es mayor a los 32°C la bomba para por protocolo de seguridad. Demostrando que el suelo no logra disipar toda la potencia generada por la bomba de calor para estas

condiciones, en consecuencia, la temperatura del depósito sube y a su vez la temperatura de entrada al condensador.

En la Figura 6.1 igualmente se perciben fluctuaciones constantes en la temperatura de entrada al generador. Estas son causadas por la variación de la temperatura del agua a la salida de la caldera, al tener un control de arranque y parada todo o nada se hace difícil tener una temperatura fija a la entrada del generador.

- Potencia instantánea de la bomba de calor

En la Figura 6.2 se presenta la potencia instantánea en el generador, condensador y evaporador para una temperatura en el evaporador de 11°C y 13°C que corresponden a los días 16 y 26 de febrero respectivamente.

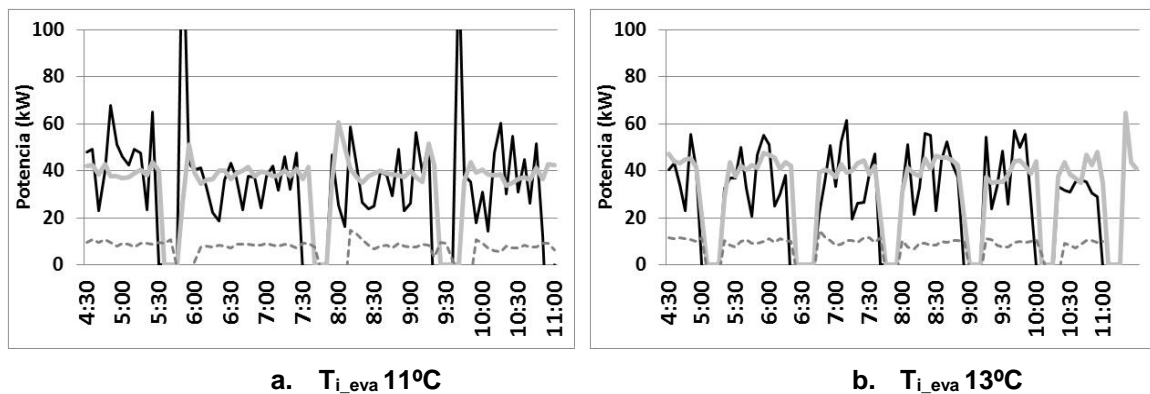


Figura 6.2. Potencias instantáneas experimentales de los tres principales circuitos de la bomba de calor a caudales nominales para dos temperatura del evaporador de 11°C y 13°C con una temperatura constante en el generador de 80°C : $(\text{—}) \dot{Q}_{gen}$, $(\text{---}) \dot{Q}_{con}$, $(\text{...}) \dot{Q}_{eva}$

En la Figura 6.2a, se muestran dos picos de potencia en el generador que son producidos durante el arranque de la bomba. Además se ve como la potencia del generador tiene muchas fluctuaciones variando entre los 20 kW y los 60 kW, que son mucho más acentuadas que la potencia del condensador. Estas fluctuaciones son causadas por lo explicado anteriormente respecto a la dificultad de hacer un control fino de la caldera, ocasionando que la temperatura de salida de caldera tenga variaciones con mucha frecuencia.

Por el contrario la potencia del condensador y evaporador tienen una menor fluctuación ya que las condiciones de temperatura y caudal se mantienen casi constantes gracias a la inercia de la bomba de calor y que las paradas de la bomba de calor sean tan cortas que no se llega a cumplir todo el protocolo de parada.

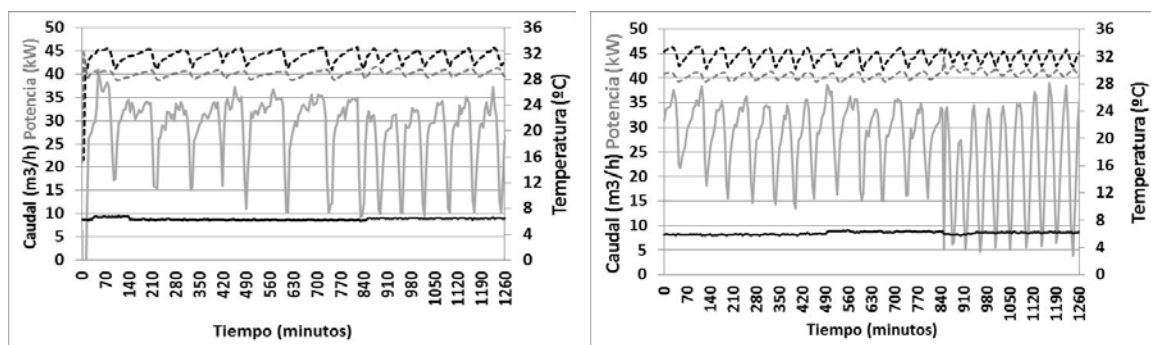
Cuando la bomba de calor funciona con temperatura de entrada al evaporador de 13°C la potencia media instantánea en el condensador es de 42 kW, la

potencia media instantánea en el evaporador es de 9.4 kW y la potencia media instantánea del generador es de 32.6 kW. Por otro lado, cuando la bomba de calor funciona con la temperatura de entrada al evaporador de 11°C, la potencia media instantánea en el condensador disminuye a los 38 kW, la potencia media instantánea en el evaporador es de 7 kW y la potencia media instantánea es de 31 kW. Este aumento de potencia del condensador es debido al incremento de la temperatura del evaporador de los 11°C a los 13°C. Por consiguiente, al aumentar la temperatura de entrada al evaporador, la bomba de calor mejora su rendimiento y el suelo no logra disipar toda la energía del condensador, generando un aumento en la temperatura del depósito, que a su vez causa un aumento en la temperatura de entrada al condensador y ocasionando que la bomba pare con mayor frecuencia.

Los resultados también muestran que la bomba está trabajando a la mitad de su capacidad. De los 85 kW de potencia nominal en el condensador solo alcanza un potencia instantánea de 42 kW.

- Perfil de operación del suelo radiante.

Los perfiles de temperatura, caudal y potencia transferida al suelo radiante para temperatura de evaporador de 11°C y 13°C se observan en la Figura 6.3.



a. $T_{i_eva} 11^{\circ}\text{C}$

b. $T_{i_eva} 13^{\circ}\text{C}$

Figura 6.3 Perfiles experimentales de la temperatura de entrada y salida, caudal y potencia transferida al suelo radiante a caudal nominal de la bomba de calor para una temperatura constante del generador $T_{i_gen} = 80^{\circ}\text{C}$ y para dos temperaturas de entrada al evaporador $T_{i_eva} 11^{\circ}\text{C}$ y 13°C : (---) T_{i_suelo} , (-.-.-) T_{o_suelo} , (—) \dot{m}_{suelo} , (· · ·) \dot{Q}_{suelo}

Para una temperatura de entrada al suelo que varía entre los 30°C y 32°C la potencia instantánea transferida al suelo radiante para ambas condiciones de operación es muy similar (tanto para $T_{i_eva} 11^{\circ}\text{C}$, como para $T_{i_eva} 13^{\circ}\text{C}$), con una potencia media instantánea menor de 35 kW (30 W/m²), como se puede ver en la Figura 6.3. El desequilibrio entre la producción de calor en el condensador, frente a la potencia constante transferida al suelo radiante, es absorbido por el depósito de inercia. Este resultado permite concluir lo que se

había dicho anteriormente: la potencia rechazada por el condensador es mayor que la potencia transferida por el suelo radiante, cuando la temperatura de evaporador es mayor aumentado el ciclo de paro de la bomba de calor.

- Perfil de operación del intercambiador geotérmico

En la Figura 6.4 se pueden observar los perfiles de temperatura, caudal y potencia térmica absorbida del terreno para una temperatura de evaporador de 11°C y 13°C durante todos los ensayos.

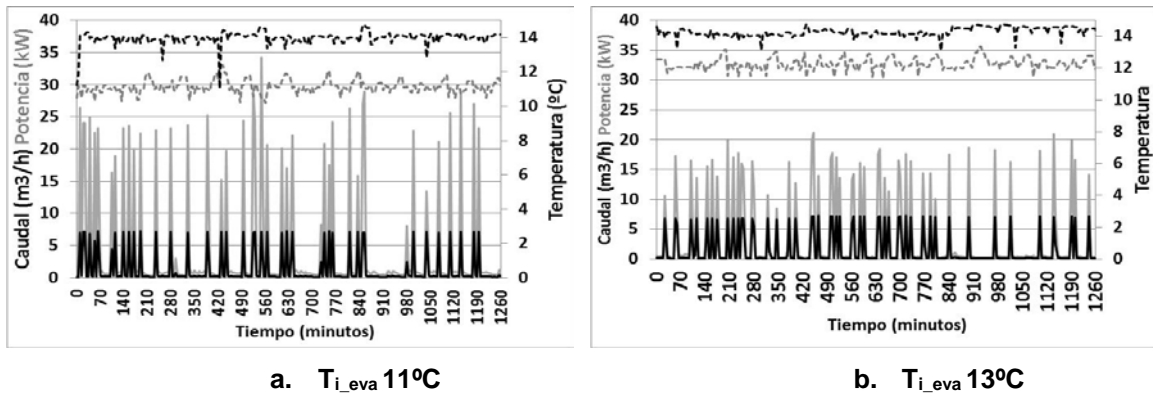


Figura 6.4. Perfiles experimentales de la temperatura de entrada y salida, caudal y potencia absorbida por el terreno a caudal nominal de la bomba de calor para una temperatura constante del generador $T_{i_gen} = 80^{\circ}\text{C}$ y para dos temperaturas de entrada al evaporador $T_{i_eva} 11^{\circ}\text{C}$ y 13°C : (---) T_{i_geo} , (---) T_{o_geo} , (—) \dot{m}_{geo} , (—) \dot{Q}_{geo}

En la Figura 6.4 se percibe que al aumentar la temperatura de entrada al evaporador de los 11°C a los 13°C la potencia térmica instantánea intercambiada con el terreno pasa de los 25 kW de media a los 15 kW. También se observa que para ambas temperaturas de entrada al intercambiador geotérmico, la temperatura de salida es de 14°C generando que a una mayor temperatura de entrada la potencia disminuye. Sin embargo, como se ha visto anteriormente la potencia en el evaporador se comporta de manera opuesta. Al igual que ocurre con el suelo radiante, el desequilibrio es compensado por el depósito de geotermia. Más adelante se hará un estudio en detalle de la influencia de la temperatura del evaporador en la potencia transferida al terreno.

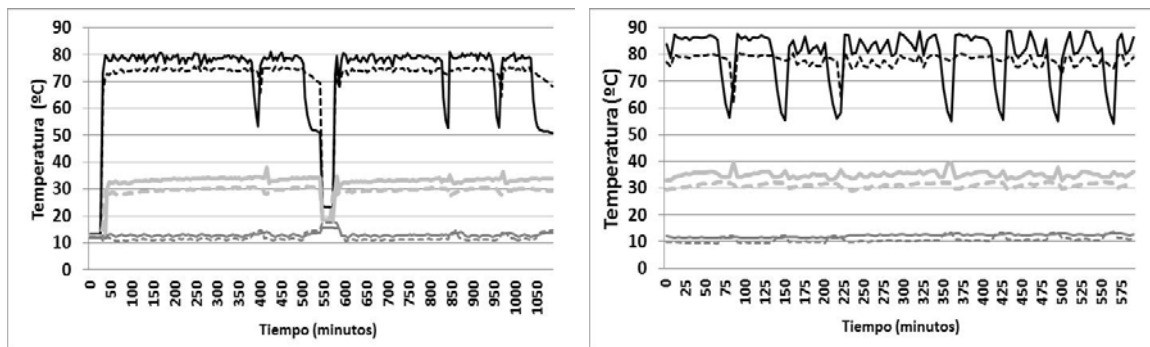
Como principal conclusión de estas experiencias se puede decir que para un funcionamiento a caudal nominal y con una temperatura del generador constante de 80°C la variación de la temperatura del evaporador de 11°C a 13°C causa un aumento en la potencia térmica instantánea rechazada por el condensador y la potencia térmica absorbida por el evaporador. Por el contrario el aumentar la temperatura en el evaporador disminuye la potencia absorbida por el terreno, mientras que la potencia transferida al suelo radiante es prácticamente constante.

6.2.2.2 Experiencias con temperatura constante del evaporador a 13°C

A diferencia del apartado anterior aquí se pretende evaluar el efecto que tiene la temperatura de generador, y para ello se analizarán los ensayos con la temperatura de entrada al evaporador constante de 13°C frente a dos temperaturas de entrada al generador de 79°C y 85°C. Se enseñarán los perfiles de temperatura, potencias instantáneas de la bomba de calor, perfiles de operación del suelo radiante y del intercambiador geotérmico.

- Perfiles de Temperatura

En la Figura 6.5a se presenta el perfil de temperatura para los días 2, 3 y 4 de febrero con una temperatura en el generador de 79°C y en la Figura 6.5b se presentan los perfiles de temperatura de los días 19 y 20 de marzo para un temperatura en el generador de 85°C.



a. $T_{i,gen} 79^{\circ}\text{C}$

b. $T_{i,gen} 85^{\circ}\text{C}$

Figura 6.5. Temperaturas experimentales de entrada y salida de los tres principales circuitos de la bomba de calor a caudal nominal para una temperatura constante del evaporador $T_{i,eva} = 13^{\circ}\text{C}$ y para dos temperaturas de entrada al evaporador $T_{i,gen} 79^{\circ}\text{C}$ y 85°C : (—) $T_{i,gen}$, (---) $T_{o,gen}$, (- · -) $T_{i,con}$, (—) $T_{o,con}$, (—) $T_{i,eva}$, (---) $T_{o,eva}$,

En estos días se presenta la misma dificultad para el control de la caldera que los explicados en los ensayos anteriores. Los paros de la bomba de calor con la temperatura de entrada al generador de 79°C son menores que con la temperatura de entrada a 85°C. Los perfiles son similares, con temperaturas del condensador y evaporador invariables y variaciones periódicas en las temperaturas del generador.

- Potencia instantáneas de la bomba de calor

La potencia instantánea del generador, condensador y evaporador para una temperatura del generador de 79°C y 85°C correspondientes a los días 3 de febrero y el 20 de marzo se pueden observar en la Figura 6.6a y Figura 6.6b respectivamente.

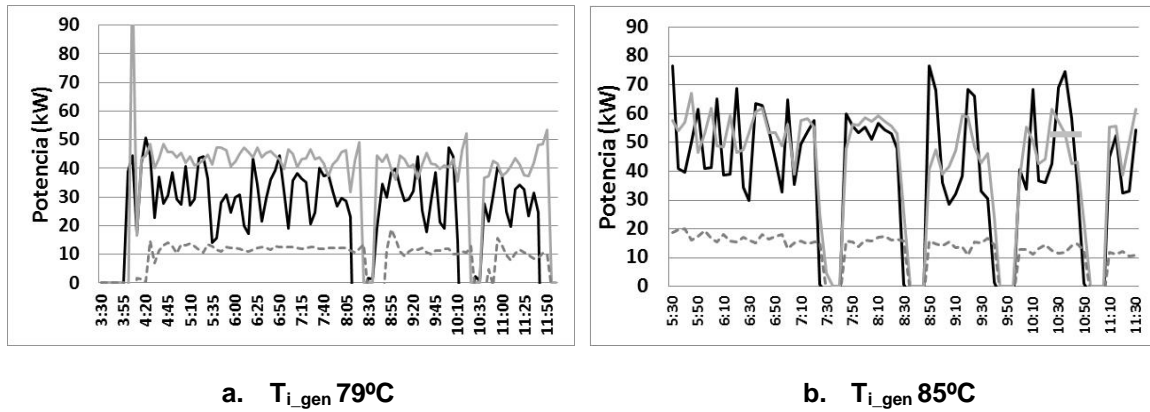


Figura 6.6 Potencias instantáneas experimentales de los tres principales circuitos de la bomba de calor a caudales nominales para dos temperatura del generador de 79°C y 85°C con una temperatura constante en el evaporador de 13°C : (—) \dot{Q}_{gen} , (---) \dot{Q}_{con} , (· · ·) \dot{Q}_{eva}

Para la temperatura de entrada al generador de 79°C (Figura 6.6a) la potencia instantánea del generador fluctúa entre los 20 kW y los 40 kW debido a las causas explicadas anteriormente, mientras que la potencia instantánea del condensador con 40 kW y la potencia instantánea en el evaporador de 10 kW son casi constantes.

Para la temperatura de entrada al generador de 85°C (Figura 6.6b) la potencia del generador tiene mayores fluctuaciones que para la temperatura de 79°C, pasando de los 30 kW a los 70 kW, causado por las variaciones en las temperaturas de entrada. Estas oscilaciones además producen que en ciertos momentos la potencia instantánea del generador sea mayor que la potencia instantánea del condensador y por lo tanto el COP sea menor que uno. Respecto a las otras dos potencias, la potencia media instantánea del condensador es de 50 kW y la potencia media del evaporador es de 15 kW.

Al aumentar la temperatura del generador de 79°C a 85°C, hay un incremento del 25% en la potencia del condensador, pasando de 40 kW a 50 kW. Este aumento de la potencia está bien, si se traduce en un aumento del rendimiento de la bomba de calor. Este análisis se hará más adelante.

A continuación se analizará la potencia transferida al suelo radiante en función de la temperatura de entrada al generador.

- Perfil de operación del suelo radiante

Los perfiles de temperatura, caudal y potencia transferida al suelo a condiciones nominales, para las temperaturas del generador de 79°C y 85°C, se pueden ver en la Figura 6.7.

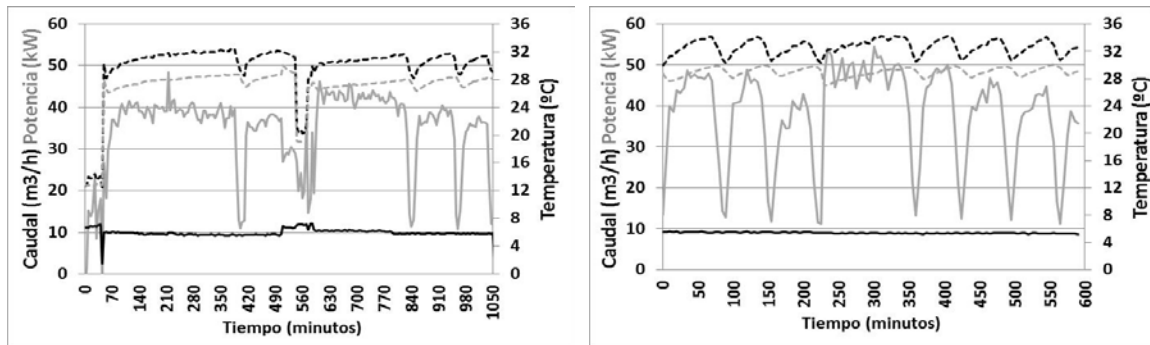
a. $T_{i_gen} 79^{\circ}\text{C}$ b. $T_{i_gen} 85^{\circ}\text{C}$

Figura 6.7 Perfiles experimentales de la temperatura de entrada y salida, caudal y potencia transferida al suelo radiante a caudal nominal de la bomba de calor para una temperatura constante del evaporador $T_{i_gen} = 13^{\circ}\text{C}$ y para dos temperaturas de entrada al generador $T_{i_gen} 79^{\circ}\text{C}$ y 85°C : (---) T_{i_suelo} , (-.-) T_{o_suelo} , (—) \dot{m}_{suelo} , (—) \dot{Q}_{suelo}

Al aumentar la temperatura de entrada al generador de 79°C a 85°C la potencia instantánea transferida al suelo aumenta de 40 kW (33 kW/m^2) a 50 kW (42 kW/m^2). El aumento se debe a un incremento en la potencia rechazada por el condensador, explicado anteriormente, y como el suelo no logra transferir toda la potencia, el depósito va acumulando toda esa potencia instantánea y se genera un aumento en la temperatura de entrada al suelo radiante (T_{i_suelo}) de 30°C a 32°C , tal y como se observa en la Figura 6.7.

6.2.2.3 Potencias medias diarias de la instalación a caudal nominal

A continuación serán presentadas una serie de figuras con la media diaria de la potencia instantánea de cada uno de los principales elementos, cuando la instalación trabajó con un caudal nominal. La potencia media es calculada como el promedio de las potencias instantáneas, sin tener en cuenta los tiempos de arranque y parada.

En la Figura 6.8 se exhibe la media diaria de la potencia instantánea del suelo radiante y la media diaria potencia instantánea del condensador.

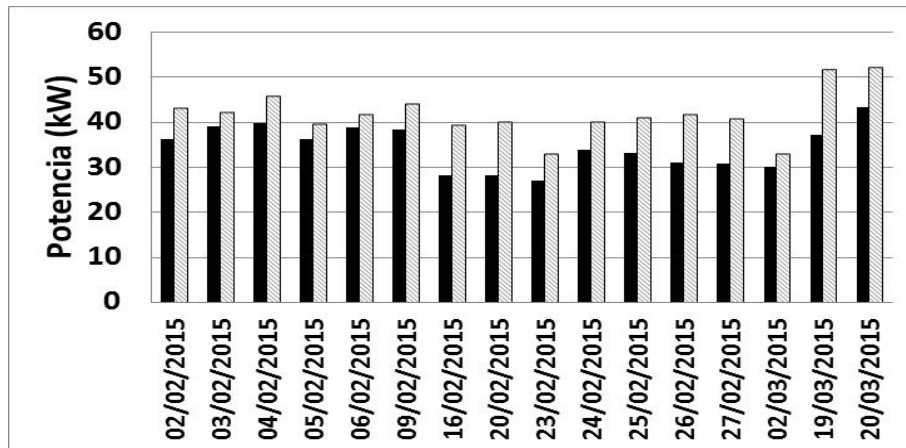


Figura 6.8 Potencia media diaria del suelo y potencia condensador:

$$\dot{Q}_{suelo} \quad \dot{Q}_{con}$$

La potencia media diaria rechazada por el condensador durante los 16 días de prueba es un 20 y 30% mayor que la potencia media diaria intercambiada en el suelo radiante. Como se ve en la Figura 6.8, la mayor potencia del condensador causa que la temperatura del depósito aumente por lo tanto la bomba de calor se pare. También se observa, que para estas condiciones de operación el suelo no es capaz de disipar en el edificio toda la potencia generada por la bomba de calor. Cabe aclarar que no significa que el edificio no demande esa energía, simplemente que las características del suelo para los rangos de temperatura de funcionamiento del mismo, no logra disipar esta mayor potencia.

Los días 16, 20 y 23 de febrero se obtuvieron las menores potencias del suelo radiante con 28 kW. La baja potencia del suelo fue causada por la disminución del caudal del suelo que pasó de los 10 m³/h a los 8.8 m³/h, y aunque en la Tabla 6.1 se dice que las condiciones son constantes durante todas las pruebas, estos días hubo algunas dificultades para mantener el caudal constante, debido a un desequilibrio hidráulico en el circuito que hizo que el caudal del suelo fuera menor esos días. Durante los tres días la bomba de calor trabajó con las mismas temperaturas de entrada de la Tabla 6.2. Los días 16 y 20 de febrero la potencia del condensador fue de 40 kW y el día 23 de febrero la potencia fue de 33 kW, generada por una disminución del caudal del condensador al pasar de 10,7 m³/h a los 10 m³/h. El cambio de caudal fue porque la bomba de circulación del circuito del condensador trabajó a menor velocidad.

El día 20 de marzo se obtuvo la mayor potencia transferida al suelo con 43 kW y una potencia rechazada del condensador de 52 kW. La mayor potencia fue causada por: una alta temperatura del generador de 85°C; una alta temperatura de entrada al evaporador de 13°C y una alta temperatura de entrada al suelo radiante de 33°C. En la Figura 6.8 se puede advertir que el día 4 de febrero con una temperatura de entrada al generador de 80°C se obtiene una potencia en el condensador de 46 kW que cubre los 43 kW del día 20 de marzo. Este

resultado sugiere que no es necesario trabajar a altas temperaturas del generador para las características del suelo radiante.

La media diaria de la potencia instantánea del intercambiador geotérmico y la media diaria de la potencia instantánea del evaporador se pueden ver en la Figura 6.9.

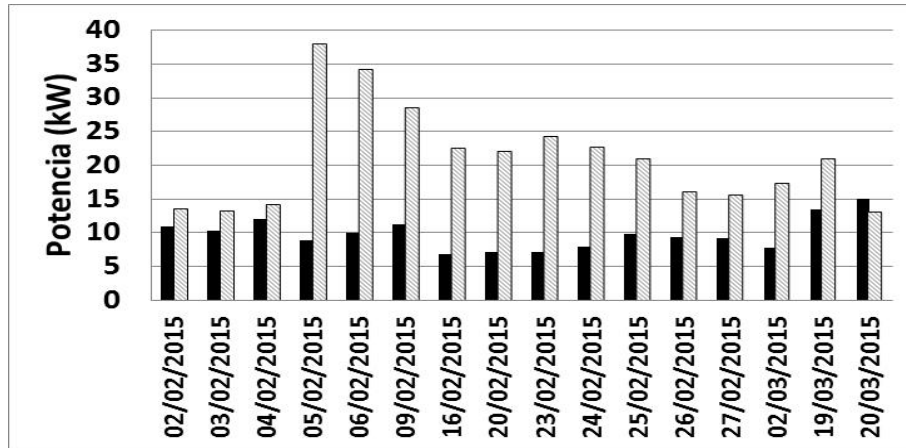


Figura 6.9 Media diaria de la potencia instantánea del evaporador y media diara de la potencia instantánea del intercambiador geotérmico: (■) \dot{Q}_{eva} (▨) \dot{Q}_{geo}

La media diaria de la potencia instantánea del evaporador varía entre: los 7 kW de los días 16, 20 y 23 de febrero que corresponden a una temperatura de entrada al generador de 80°C y una temperatura de entrada al evaporador de 11°C y los 15 kW de máxima del día 20 de marzo que corresponde a una temperatura de entrada al generador de 85°C y una temperatura de entrada al evaporador de 13°C.

La media diaria de la potencia instantánea del intercambiador geotérmico varía entre los 38 kW del día 5 de febrero a los 14 kW del día 2 de febrero. Esta variación de la potencia está correlacionada con la temperatura de entrada al evaporador, a mayor temperatura de entrada al evaporador la potencia absorbida por el terreno disminuye de manera lineal. En la sección 6.2.4.2 se hace un análisis que correlaciona la temperatura de entrada al evaporador y la potencia absorbida por el intercambiador geotérmico.

De la Figura 6.9 se puede percibir que el intercambiador geotérmico funciona de manera correcta durante el modo invierno, con bajas temperaturas y cubriendo la demanda térmica de la bomba de calor de manera satisfactoria para un amplio rango de temperaturas.

Los arranques y paradas de la bomba de calor durante los días de prueba explicados anteriormente, causan una alta variación de la potencia instantánea de generador, como se ve en las Figura 6.2 y Figura 6.6. Por el contrario, la potencia instantánea del condensador y la potencia instantánea del evaporador

tienen unos valores constantes durante todos los días de prueba y la variación es mínima. Por este motivo se ha decidido calcular la potencia del generador según la ecuación 6.13.

$$\dot{Q}_{gen} = \dot{Q}_{con} - \dot{Q}_{eva} \quad 6.13$$

Con la ecuación 6.13 y las ecuaciones 6.11 y 6.12; se calcula el COP y la eficiencia global diaria. En la Figura 6.10 se puede ver el coeficiente de operación de la bomba de calor y la eficiencia diaria de la instalación.

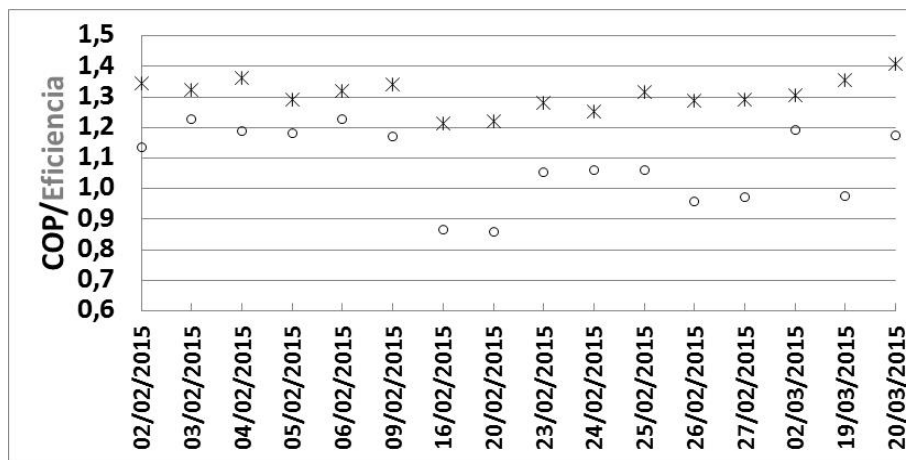


Figura 6.10 Coeficiente de operación de la bomba de calor y eficiencia de la instalación medias diarias experimentales durante los ensayos a caudal nominal: (*) COP (o) Eficiencia

Para todos los días de prueba el COP medio diario varía entre el 1.2 y 1.4, que son rendimientos adecuados. Los días de menor COP son los días 16 y 20 de febrero, estos dos días la instalación funcionó con una temperatura de consigna de entrada al generador de 80°C, una temperatura de entrada al condensador de 31°C y una temperatura de entrada al evaporador de 11°C, que son días con una baja temperatura de entrada al evaporador y al generador. El COP más alto corresponde al día 20 de marzo con una temperatura en el generador de 85°C, temperatura en el condensador de 31°C y una temperatura en el evaporador de 13°C, que corresponden a una alta temperatura de entrada al generador y el evaporador. Por otra parte, se observa que los días 2, 3 y 4 de febrero el COP es de 1.35, con una temperatura de entrada al generador de 79°C, una temperatura de entrada al condensador de 30°C y una temperatura de entrada al evaporador de 13°C, que corresponde a unos días con baja temperatura del generador pero alta temperatura del evaporador. Al comparar los resultados del COP, se puede

decir que con temperaturas del evaporador de 13°C el COP siempre es mayor de 1.3 para cualquier temperatura de generador y condensador.

Desde el punto de vista de la eficiencia global, la instalación presenta una mayor varianza con valores entre 0.85 y 1.23. Cabe recordar que la eficiencia es la relación entre la media diaria de la potencia instantánea transferida por el suelo radiante y la media diaria de la potencia instantánea transferida al generador. La menor eficiencia corresponde a los días 16 y 20 de febrero, igual que en el COP, las mejores eficiencias corresponden a los días con un mejor COP, mostrando que hay una relación entre el COP y la eficiencia de la instalación. Al mejorar el COP se mejora a su vez la eficiencia, pero cabe destacar que el día 20 de marzo, el cual la bomba de calor obtuvo su mayor rendimiento con una temperatura del generador de 85°C, la eficiencia tiene el mismo valor que los días 2, 3, 4 y 5 de febrero con una temperatura del generador de 79°C, demostrando que el COP si mejora al aumentar la temperatura del generador, pero la eficiencia se mantiene constante.

Estos resultados muestran que para el modo invierno tienen una mayor influencia en el rendimiento global de la instalación, la temperatura del evaporador y la del generador, además siempre es recomendable trabajar con temperaturas altas del evaporador.

6.2.3 Potencia y energía intercambiada en los principales elementos durante la operación a caudales parciales

Las máquinas de absorción disponen de dos forma básicas de regulación de potencia: la variación de las temperaturas de entrada, está en muchas ocasiones vienen marcadas por los focos de intercambio y no siempre son modificables; modular la potencia variando el caudal de entrada, para este control es necesario disponer de bombas de caudal variable. En este apartado se hará un análisis similar a la que se hizo en la sección anterior, para identificar la operación de la instalación con la bomba de calor operando a caudales parciales (ver Tabla 6.1).

6.2.3.1 Experiencias con temperatura constante del generador a 82°C.

A continuación se evaluará el desempeño de la bomba de calor operando a temperatura constante de entrada al generador de 82°C y para dos temperaturas de entrada al evaporador 11°C y 13°C.

- Perfiles de Temperatura.

En la Figura 6.11a, se presenta el perfil de temperatura para los días 16, 21 y 22 de enero que representaron 910 minutos de funcionamiento. La instalación trabajó con temperatura de entrada en el generador de 82°C, temperatura de entrada en el condensador de 31°C y con temperatura de entrada en el evaporador de 11°C. En la Figura 6.11b se presenta el perfil de temperatura para los días 16 y 18 de diciembre, para temperatura de evaporador de 13°C.

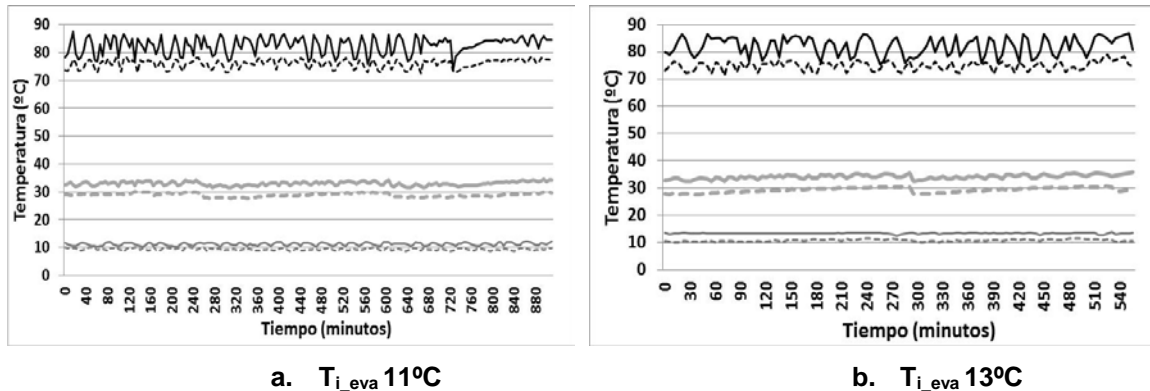


Figura 6.11. Temperaturas experimentales de entrada y salida de los tres principales circuitos de la bomba de calor a caudal parcial para una temperatura constante del generador $T_{i_gen} = 82^{\circ}\text{C}$ y con dos temperaturas de entrada al evaporador $T_{i_eva} 11^{\circ}\text{C}$ y 13°C : (—) T_{i_gen} , (···) T_{o_gen} , (---) T_{i_con} , (- · -) T_{o_con} , (—) T_{i_eva} , (····) T_{o_eva} ,

En la Figura 6.11, la temperatura de entrada al generador oscila entre los 80°C y 85°C, igual que en los ensayos anteriores para caudal nominal, no se logró mantener la temperatura constante en los 82°C.

A diferencia de los ensayos a caudal nominal, se ve en la Figura 6.11 que para las condiciones de prueba a caudales parciales tanto para temperatura del evaporador de 11°C y 13°C, la bomba de calor no para y trabajar de manera continua durante todos los días de ensayo, incluso con temperaturas altas en el evaporador y generador.

- Potencia instantánea de la bomba de calor

La potencia instantánea del generador, condensador y evaporador de la bomba de calor a carga parcial para las temperaturas de evaporador a 11°C y a 13°C, se pueden observar en la Figura 6.12. Los resultados corresponden a los días 16 de febrero y 16 de diciembre.

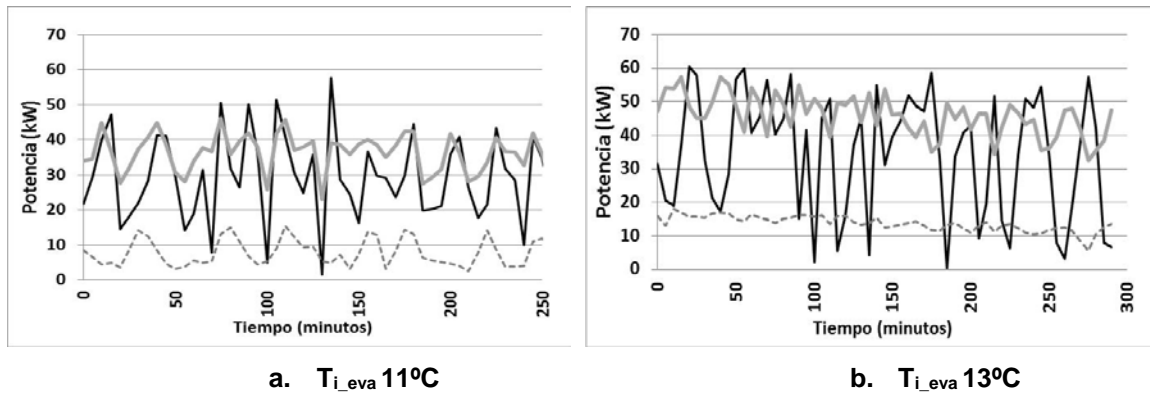


Figura 6.12. Potencias instantáneas experimentales de los tres principales circuitos de la bomba de calor a caudal parcial para dos temperatura del evaporador de 11°C y 13°C ; temperatura constante en el generador de 82°C : $(\text{---}) \dot{Q}_{gen}$, $(\text{- - -}) \dot{Q}_{con}$, $(\text{.....}) \dot{Q}_{eva}$

En la Figura 6.12a con la temperatura de entrada al evaporador de 11°C , la potencia instantánea del evaporador es menor de 10 kW y la potencia del condensador es menor o igual a 40 kW. Por otro lado, en la Figura 6.12b para la temperatura de entrada al evaporador de 13°C , la potencia de intercambio en el evaporador es siempre mayor a los 10 kW con una potencia media de unos 15 kW y la potencia del condensador esta alrededor de los 50 kW. Esto permite concluir, igual que en los ensayos a caudales nominales, que para los ensayos a caudales parciales, el trabajar la bomba de calor con temperaturas altas del evaporador provoca un aumento en la potencia del condensador y del evaporador. Luego se analizará si estas mayores potencias se traducen en un incremento del COP y la eficiencia de la instalación.

- Perfil de operación del suelo radiante.

En la Figura 6.13 se presentan los perfiles de temperatura, caudal y potencia del suelo radiante.

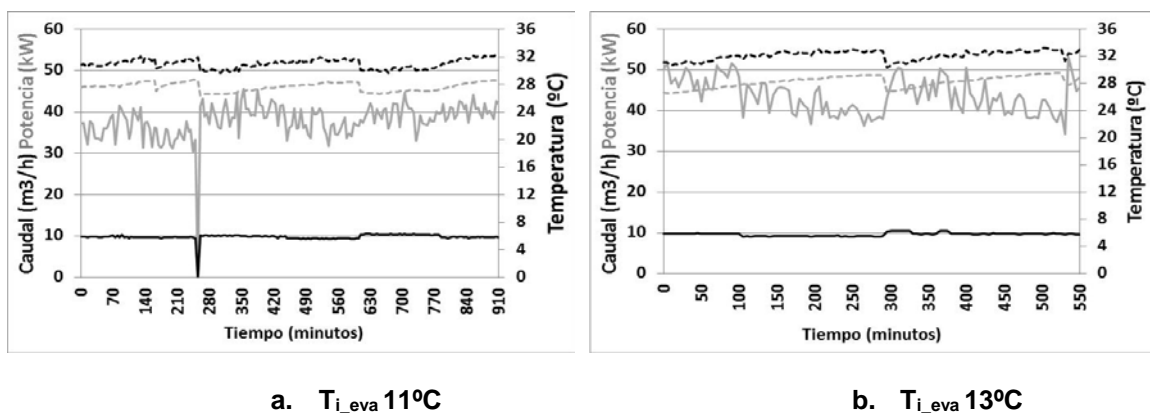


Figura 6.13 Perfiles experimentales de la temperatura de entrada y salida, caudal y potencia transferida al suelo radiante a caudal parcial de la bomba de calor para una

temperatura constante del generador $T_{i_gen} = 82^{\circ}\text{C}$ y para dos temperaturas de entrada al evaporador $T_{i_eva} 11^{\circ}\text{C}$ y 13°C : (---) T_{i_suelo} , (---) T_{o_suelo} , (—) \dot{m}_{suelo} , (—) \dot{Q}_{suelo}

En la Figura 6.13, no es posible saber si la temperatura del evaporador influye en la potencia intercambiada por el suelo radiante, pero si se percibe en la Figura 6.13a, que la temperatura de entrada al suelo radiante es de unos 30°C y solo al final de la prueba, después de los 840 minutos de estar en funcionamiento, la temperatura se acerca a los 32°C con una potencia media de unos 40 kW. Por otro lado, en la Figura 6.13b la temperatura de entrada al suelo es siempre mayor de los 30°C y la potencia media transferida al suelo es alrededor de los 45 kW. Para aumentar la potencia transferida al suelo se debe incrementar la temperatura de entrada al suelo radiante, que a su vez depende de la temperatura de entrada al condensador que es la variable a controlar, pues esta no puede ser mayor a los 32°C por condiciones de seguridad.

Se demuestra que con la instalación se pueden lograr potencias altas en el suelo radiante, alrededor de los 38 W/m^2 con temperaturas del suelo de 32°C , sin tener riesgos de cristalización en la máquina de absorción.

6.2.3.2 Experiencias con temperatura constante del evaporador a 12°C .

A continuación se estudiara el desempeño de la bomba de calor operando a temperatura de evaporador constante a 12°C para temperaturas del generador de 80°C y 87°C .

- Perfiles de Temperatura.

En la Figura 6.14a, se presenta el perfil de temperatura para los días 9 y 10 de marzo, equivalentes a 800 minutos con la instalación funcionando con temperatura de entrada en el generador de 80°C . En la Figura 6.1b se presenta el perfil de temperatura para los días 11, 13 y 16 de marzo para temperatura de generador de 87°C .

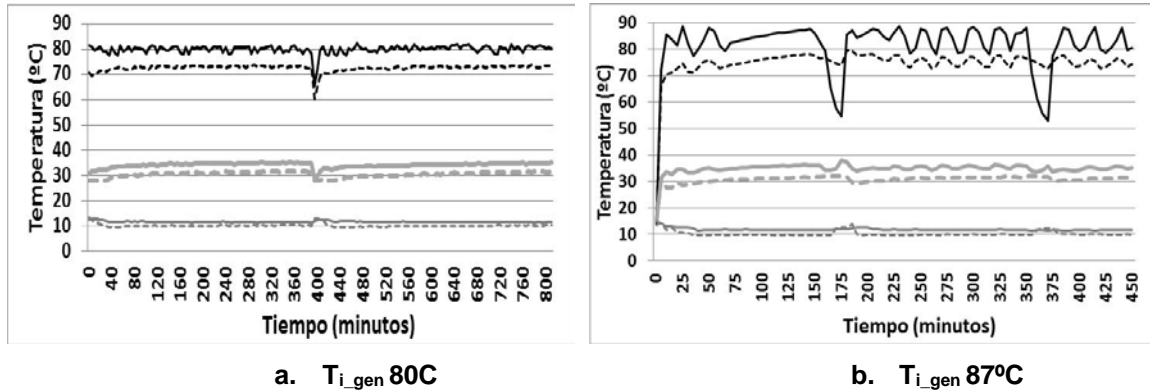


Figura 6.14. Temperaturas experimentales de entrada y salida de los tres principales circuitos de la bomba de calor a caudal parcial para una temperatura constante del generador $T_{i_eva} = 12^{\circ}\text{C}$ y con dos temperaturas de entrada al evaporador $T_{i_gen} 80^{\circ}\text{C}$ y 87°C : (—) T_{i_gen} , (- - -) T_{o_gen} , (—) T_{i_con} , (—) T_{o_con} , (—) T_{i_eva} , (.....) T_{o_eva} ,

De igual manera que en los resultados anteriores con altas temperatura del generador, la bomba de calor para con mayor frecuencia que para temperaturas bajas, las temperaturas de entrada al evaporador y condensador se mantienen constantes durante todos los ensayos.

- Potencia instantánea de la bomba de calor

En la Figura 6.15 se presentan los perfiles de potencia instantánea a carga parcial para temperaturas constantes de entrada al evaporador.

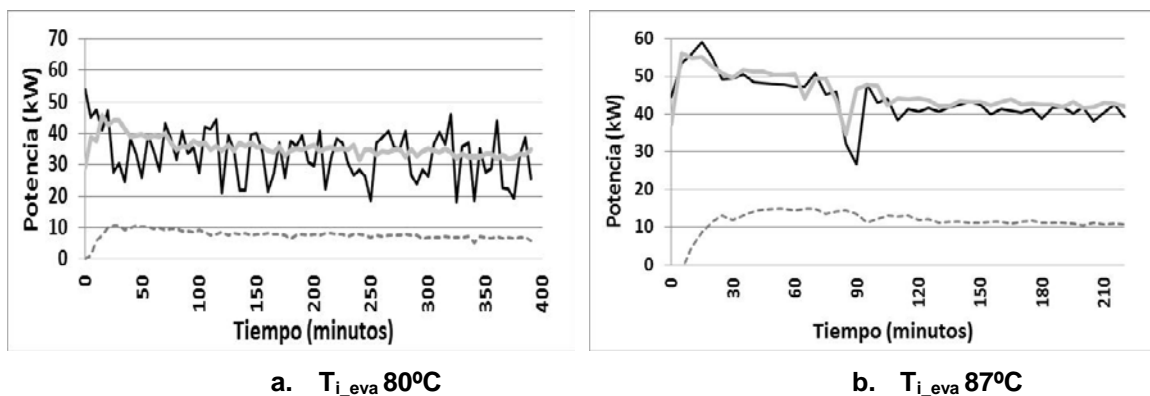


Figura 6.15. Potencias instantáneas experimentales de los tres principales circuitos de la bomba de calor a caudal parcial para dos temperatura del generador de 80°C y 87°C con una temperatura constante en el evaporador de 12°C : (—) \dot{Q}_{gen} , (—) \dot{Q}_{con} , (.....) \dot{Q}_{eva}

Al comparar los resultados de la Figura 6.15a y la Figura 6.15b, se ve que al aumentar la temperatura de entrada al evaporador de 80°C a 87°C , la potencia media instantánea del condensador pasa de los 35 kW a 45 kW y la potencia media instantánea del evaporador incrementa de 9 kW a 14 kW. Estos incrementos demuestran que al aumentar la temperatura del generador, las potencias de los tres principales elementos son mayores, aunque esto no

implica que el COP y la eficiencia global de la instalación mejoren tal como ocurrió para el caudal nominal. Más adelante se evaluarán estos dos indicadores.

- Perfil de operación del suelo radiante.

En la Figura 6.16 se presenta el perfil de temperatura y potencia para el suelo radiante con temperatura de evaporador constante y generador pasando de 80°C a 87°C.

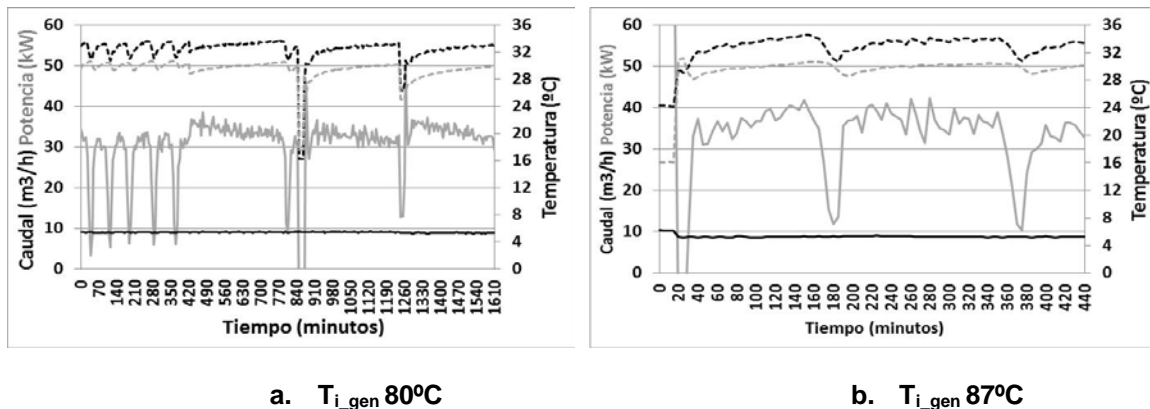


Figura 6.16 Perfiles experimentales de la temperatura de entrada y salida, caudal y potencia transferida al suelo radiante a caudal parcial de la bomba de calor para una temperatura constante del evaporador $T_{i_eva} = 12^{\circ}\text{C}$ y para dos temperaturas de entrada al generador $T_{i_gen} 80^{\circ}\text{C}$ y 87°C : (---) T_{i_suelo} , (---) T_{o_suelo} , (—) \dot{m}_{suelo} , (—) \dot{Q}_{suelo}

Igual que en la Figura 6.13, no es posible saber si la temperatura del generador influye en la potencia intercambiada por el suelo radiante. Si se percibe que el aumento de la potencia instantánea del suelo está relacionado con la temperatura de entrada al suelo que es lo esperado, esto demuestra que la potencia del suelo no está limitada por la demanda del edificio, ya que si se aumenta la temperatura de entrada al suelo es posible lograr mayor transferencia de calor; pero la potencia si está limitada por la temperatura del condensador pues no se debe tener temperaturas de entrada al condensador mayor de los 32°C , afectando este valor de manera importante a la potencia de condensación, como se ha visto anteriormente.

6.2.3.3 Potencias medias diarias de la instalación a caudal parcial.

A continuación se presentan una serie de figuras donde se muestran las medias diarias de la potencia instantánea de cada uno de los principales elementos a caudal parcial. La metodología de cálculo fue igual que para el caudal nominal sección 6.2.2.3

En la Figura 6.17 se exhibe la media diaria de la potencia instantánea del suelo radiante y la media diaria de la potencia instantánea del condensador.

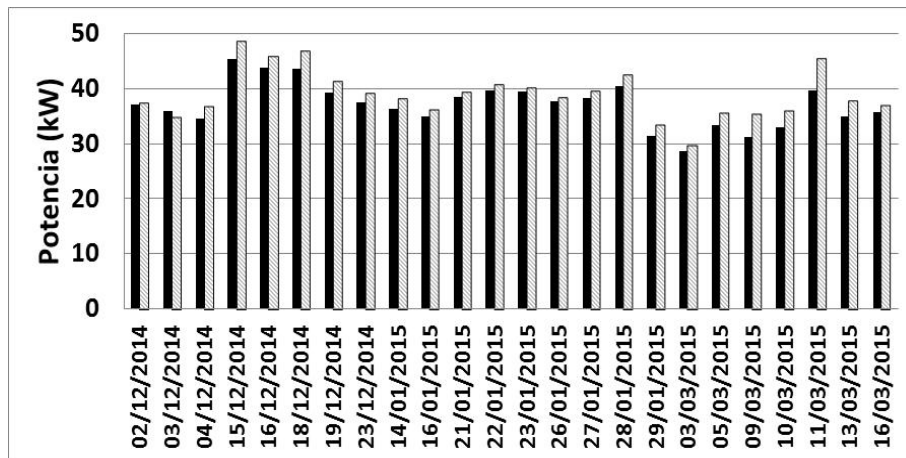


Figura 6.17 Potencia media diaria del suelo y potencia condensador:

\dot{Q}_{suelo} \dot{Q}_{con}

Igual que para los ensayos a caudal nominal, la media diaria de la potencia instantánea rechazada por el condensador es mayor que la media diaria de la potencia instantánea transferida por el suelo radiante, pero estas diferencias disminuyeron, pasando de un 20% en los ensayos a caudal nominal al 5% en los ensayos a caudal parcial. Esta disminución de la diferencia entre las dos potencias causa que la bomba de calor opere de manera continua y por consiguiente no pare durante todo el día.

En la Figura 6.17, se ve que la media diaria de la potencia instantánea del suelo varía entre los 29 kW (24.2 W/m^2) del día 3 de marzo, con una temperatura de entrada al suelo de 32°C y un caudal de $9 \text{ m}^3/\text{h}$; y los 45 kW (37.5 W/m^2) del día 15 de diciembre, con la temperatura de entrada al suelo de 31.5°C y un caudal de $10.1 \text{ m}^3/\text{h}$. El resultado muestra un aumento en la potencia transferida al suelo radiante de un 55%; al comparar las condiciones de operación de estos dos días se ve que las temperaturas de entrada al suelo radiante son iguales y muy cercanas al límite de operación de la bomba de calor de 32°C , pero hubo un aumento en el caudal, dando una idea acerca de cómo hacer un control de la potencia del suelo radiante a partir de regular el caudal.

La potencia media diaria del intercambiador geotérmico y la potencia media diaria del evaporador se pueden ver en la Figura 6.9.

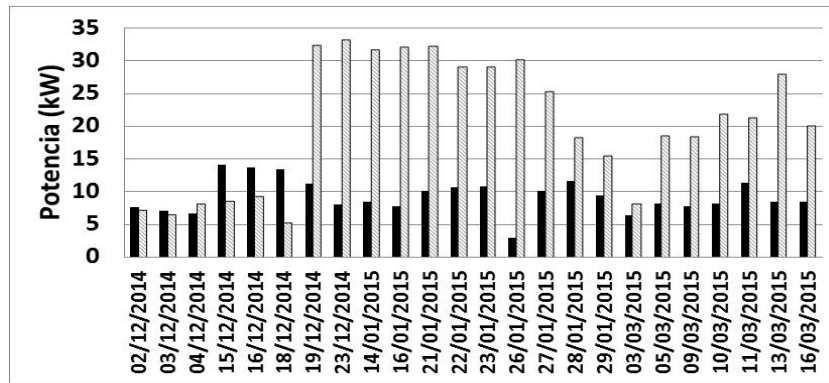


Figura 6.18 Media diaria de la potencia instantánea del evaporador y media diaria de la potencia instantánea del intercambiador geotérmico: (■) \dot{Q}_{eva} (▨) \dot{Q}_{geo}

Igual que en los ensayos hechos a caudal nominal mostrados en la Figura 6.9, las variaciones de la potencia del intercambiador geotérmico a caudal parcial están relacionadas con la temperatura de entrada al evaporador como se puede ver en la Figura 6.18, donde los días de mayor potencia instantánea del intercambiador geotérmico, coinciden con una temperatura de entrada al evaporador de 11°C que a su vez son los días de menor potencia en el evaporador y a la inversa, los días con temperatura de entrada al evaporador de 13°C se tienen las menores potencias de intercambio al terreno y una mayor potencia en el evaporador. Finalmente se ve una vez más que el intercambiador geotérmico en modo invierno cumple a satisfacción con las necesidades del evaporador.

En la Figura 6.19 se puede ver el coeficiente de operación de la bomba de calor medio diaria y la eficiencia media diaria de la instalación, para el cálculo de estos valores se hizo la misma metodología explicada en los ensayos a caudal nominal, ecuación 6.13.

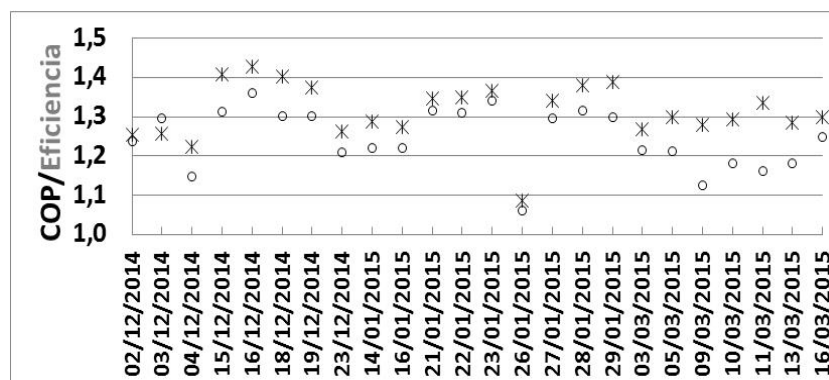


Figura 6.19 Coeficiente de operación de la bomba de calor y eficiencia de la instalación durante los ensayos a caudal parcial: (*) COP, (o) Eficiencia

Para los ensayos a caudal parcial, el COP vario entre 1.2 y 1.4 que son los mismos valores obtenidos para las pruebas a caudal nominal; y con un

comportamiento similar que con los caudales nominales, con altos COP cuando la temperatura del evaporador es alta.

Por el contrario al comparar las eficiencias de la instalación a caudal parcial con respecto a caudal nominal, los rendimientos son mayores con valores que oscilan entre 1.1 y 1.3, mientras que a caudal nominal las variaciones fueron entre 0.85 y 1.23; este resultado muestra que aunque los arranque y paradas de la bomba de calor no influyen en el COP, si tiene una influencia negativa en la eficiencia global de la instalación, causando que bajo ciertas condiciones de funcionamiento la potencia transferida por el suelo sea menor que la potencia transferida por el generador situación que no ocurre cuando se trabaja a caudales parciales donde la eficiencia siempre es mayor a 1.0.

El día 26 de enero el COP y la eficiencia es de 1.1 siendo el día de menor rendimiento de las pruebas a caudal parcial, este bajo rendimiento es debido a la baja temperatura del evaporador de 10°C, mostrando de nuevo que para este tipo de instalaciones de debe trabajar siempre con altas temperaturas de evaporador.

6.2.4 Potencia intercambiada con el campo geotérmico

Después de todos los ensayos experimentales realizados, a continuación se hace un análisis de la relación que hay entre la temperatura de entrada al intercambiador geotérmico y la potencia instantánea. En la Figura 6.20 se presenta la potencia absorbida por el intercambiador geotérmico (Q_{geo}) como función de la temperatura de entrada.

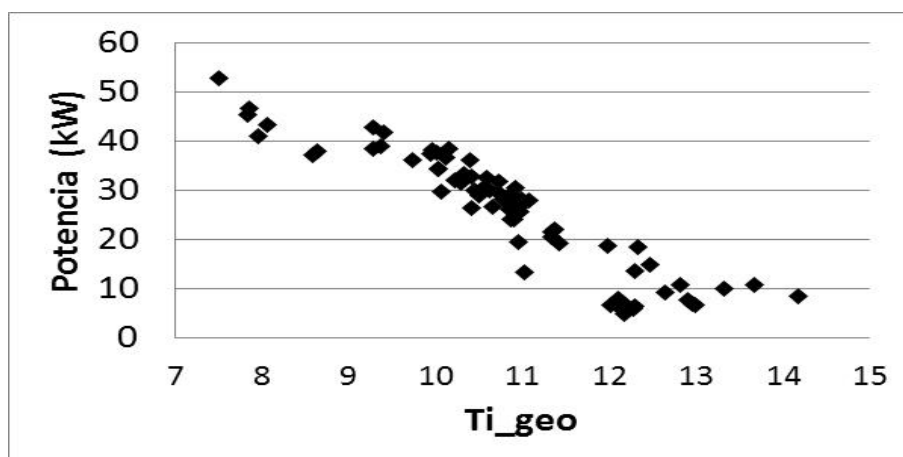


Figura 6.20. Potencia térmica instantánea absorbida del intercambiador geotérmico para diferentes temperaturas de entrada del fluido (T_{i_geo}) durante todos los ensayos realizados en invierno

En la Figura 6.20 se observa claramente una relación lineal entre la temperatura de entrada al campo geotérmico y la potencia absorbida con un valor máximo de 55 kW para una temperatura mínima de 7°C, y una potencia mínima de 10 kW para temperaturas mayores a 12°C. Con estos resultados, se demuestra la viabilidad técnica de usar la geotermia como foco de intercambio de calor en el invierno, pues no existen restricciones para trabajar en el rango de temperaturas recomendadas por el fabricante para la bomba de calor con temperaturas que pueden variar entre los 7°C de mínima y los 12°C de máxima. También se observa que el terreno se satura para temperaturas mayores de 12°C lo que significa que trabajar a temperaturas mayores en el evaporador causaría mayor consumo eléctrico de la bomba de circulación con un bajo aprovechamiento de la energía del terreno, pero a su vez mayores temperaturas en el evaporador logran un mayor COP.

El estudio experimental realizado en modo invierno permitió identificar la relación que existe entre las diferentes variables como temperaturas de entradas y caudales; con la, potencia del campo geotérmico, el rendimiento de la bomba de calor, el desempeño global bajo condiciones reales de aplicación.

6.3 Modelado de la instalación en modo invierno

En esta sección se hará la validación del modelo bajo TRNSYS a partir de los resultados experimentales, con el objetivo de justificarla capacidad de la herramienta de simulación para evaluar la instalación bajo diferentes escenarios de explotación, difíciles de conseguir de forma experimental y que serán analizados en el capítulo 7. Los detalles principales del modelo han sido explicados previamente en el capítulo 4.

6.3.1 Descripción del modelo de la instalación en modo invierno

En la Tabla 6.4 se exhiben los parámetros de entrada al modelo de simulación bajo TRNSYS durante el modo invierno. Para las simulaciones en invierno no se consideró el campo solar.

Tabla 6.4. Parámetros de los principales elementos del modelo en TRNSYS en modo invierno.

Variable	Valor
Edificio	
Área	1200 m ²
Bomba de calor por absorción (Thermax LT 1)	
Potencia nominal en el condensador	85 kW
Caudal condensador	12 m ³ /h
Caudal evaporador	6.5 m ³ /h
Caudal generador	5.5 m ³ /h
COP (modo invierno)	1.7
Tanque de almacenamiento condensador	2 m ³
Tanque de almacenamiento evaporador	2 m ³
Caldera (Vitocrisol 300)	
Potencia (modulante)	90 - 300 kW
Eficiencia caldera	0.78
Intercambiador geotérmico	
Número de sondas	12
Profundidad de sondas	100 m
Radio de las sondas	0.08 m
Conductividad térmica del terreno	11.52 kJ/h·m·K
Distancia media entre centros	0.02 m
Conductividad térmica del relleno	1.8 kJ/h·m·K
Conductividad térmica tubo	0.42 kJ/h·m·k
Caudal intercambiador	8 m ³ /h
Suelo radiante	
Espacio entre tubos (centro a centro)	0.25 m
Diámetro exterior del tubo	0.016 m
Espesor del tubo	0.0018 m
Conductividad del tubo	1.26 kJ/h·m·K

<i>Capacidad calorífica específica</i>	4.19 kJ/kg·K
Parámetros de simulación	
<i>Inicio de la simulación</i>	1 de octubre
<i>Final de la simulación</i>	31 de marzo
<i>Tiempo de paso</i>	1 min
<i>Tolerancia de integración</i>	0.001
<i>Tolerancia de convergencia</i>	0.001
<i>TMY</i>	Valladolid

6.3.2 Validación del modelo con datos experimentales

Para la calibración del modelo se usaran los resultados experimentales a caudal nominal de los días 16, 20 y 23 de febrero que pueden ver en la Figura 6.1a. Los criterios para considerar si el modelo es válido serán los mismos que se han definido para las simulaciones hechas en verano (ver Capítulo 5).

En la Tabla 6.5 se muestran la energía en el generador, condensador, evaporador, geotermia, suelo radiante y el COP durante los tres días de ensayos comparados con los obtenidos con la simulación y la desviación.

Tabla 6.5. Comparación entre los resultados obtenidos de los ensayos y los resultados de la simulación de la instalación en invierno

	<i>Qgen (kWh)</i>	<i>Qcon (kWh)</i>	<i>Qeva (kWh)</i>	<i>Qgeo (kWh)</i>	<i>Qsuelo (kWh)</i>	<i>COP</i>
<i>Valor medido</i>	572	657	122	91	581	1.15
<i>Valor simulado</i>	520	654	110	92	600	1.26
<i>Desviación (%)</i>	9.1	0.4	9.6	0.9	3.3	9.5

Los resultados reportados en la Tabla 6.5 muestran una desviación menor del 10% en todos los elementos, cumpliendo con los criterios presentado en la sección de verano y los reportados en [87]. Con estos valores se considera el modelo válido.

6.4 Simulación de la instalación en modo invierno

En esta sección se presentan los resultados de la simulación obtenidos de un día de simulación durante el invierno. Se evaluará la influencia del horario de uso del edificio y la potencia de la bomba de calor en el COP y eficiencia de la instalación.

Las condiciones de entrada de las simulaciones para los dos escenarios que serán analizados se presentan en la Tabla 6.6.

Tabla 6.6. Condiciones iniciales del modelo para la simulación a diferentes potencias de la bomba de calor.

	T_{i_gen} (°C)	T_{i_con} (°C)	T_{i_eva} (°C)	\dot{m}_{gen} (m ³ /h)	\dot{m}_{con} (m ³ /h)	\dot{m}_{eva} (m ³ /h)	\dot{m}_{geo} (m ³ /h)	\dot{m}_{suelo} (m ³ /h)
Valor.	80	32	11	6	10	6.5	7.5	8

6.4.1 Influencia del horario de uso de la instalación.

Se estudiará la influencia que tiene el horario de operación de la instalación en el desempeño y energía transferida. Para esta simulación se han considerado cuatro escenarios:

1. El edificio opera con horario del edificio CARTIF entre 07:00 a 15:00 (suelo funciona de 4:30-11:30)
2. El edificio y el suelo radiante solo funciona en horario nocturno. 20:00 – 6:00
3. El edificio y el suelo radiante tiene el horario habitual de oficina: 06:00 – 20:00.
4. El edificio y el suelo radiante funciona durante las 24 horas

En la Tabla 6.7 se reporta la energía consumida en la caldera, la energía transferida en el generador, condensador, evaporador, suelo y geotermia así como el COP y la eficacia para un día de simulación.

Tabla 6.7. Energías transferidas por los principales elementos de la instalación durante un día de simulación para diferentes horarios del edificio

#	Horario	$Q_{caldera}$ kWh	Q_{gen} kWh	Q_{con} kWh	Q_{eva} kWh	Q_{suelo} kWh	Q_{geo} kWh	COP	Eficiencia
---	---------	----------------------	------------------	------------------	------------------	--------------------	------------------	-----	------------

1	04:30-11:30	235.3	186. 1	247.1	40.4	227. 6	21	1.33	1.22
2	20:00-06:00	344.8	272. 3	358.8	58.4	327. 5	41.3	1.32	1.2
3	06:00 -20:00	358.7	285. 5	380.5	60.6	342. 3	41.7	1.33	1.2
4	24 horas	478.1	383	513	80.4	472. 3	63.1	1.34	1.23

Como era de esperar, se ve en la Tabla 6.7 que al tener mayores horas de operación del suelo radiante hay una mayor energía transferida, aunque esta relación no es lineal ya que el pasar de 7 horas de operación (04:30 – 11:30) a 14 horas de operación (06:00 – 20:00) la demanda de suelo es de 227.6 kWh y 327.5 kWh respectivamente, este resultado parece indicar que el suelo después de varias horas de operación alcanza una potencia constante y la energía demanda se estabiliza.

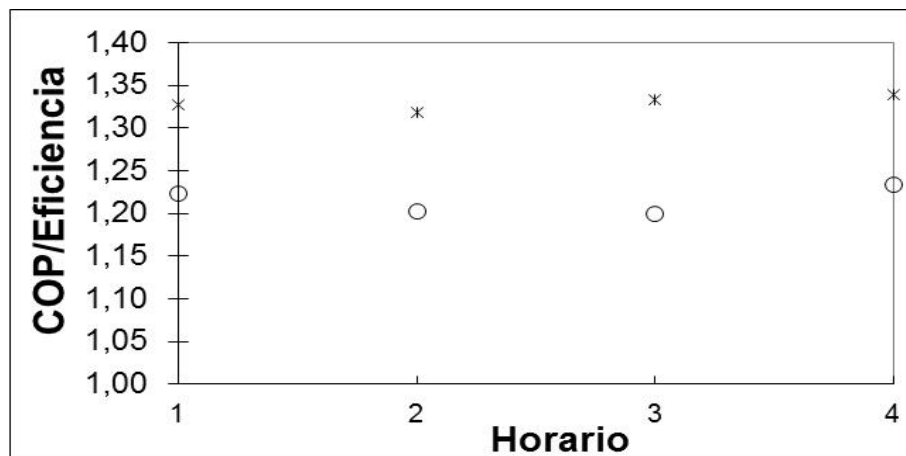


Figura 6.21. Coeficiente de operación de la bomba de calor y eficiencia global de la instalación como función del horario de uso del edificio: (*)COP, (o) Eficiencia.

Además en la Figura 6.21 se nota que el horario de ocupación del edificio no tiene ninguna influencia en el COP ni en la eficiencia global de la instalación ya que no hay cambios considerables para los cuatro horarios simulados.

6.4.2 Relación entre la potencia de la bomba de calor y la demanda del suelo.

Se ha simulado la instalación para diferentes potencias de evaporador (aunque es en modo invierno, se ha usado esta potencia, debido a que TRNSYS solo deja incluir como parámetro la potencia del evaporador) con la idea de

identificar la relación con el COP y eficiencia de la instalación para la demanda del suelo radiante del edificio CARTIF II.

En la Tabla 6.8 se reportan las potencias y las energías transferidas para cada uno de los elementos principales para las diferentes potencias de la bomba de calor simulados (15, 20, 25, 30 y 35 kW).

Tabla 6.8. Energías transferidas por los principales elementos de la instalación durante un día de simulación para diferentes potencias en el evaporador de la bomba de calor.

\dot{Q}_{eva} (kW)	$Q_{caldera}$ (kWh)	Q_{gen} (kWh)	Q_{con} (kWh)	Q_{eva} (kWh)	Q_{suelo} (kWh)	Q_{geo} (kWh)	COP	Eficiencia
15	211.1	165.7	233.5	40.4	220.4	22.47	1.41	1.33
20	225.9	176.9	241.6	42.6	224.2	25.1	1.37	1.27
25	225.3	176.2	235.9	42.2	222.1	21.64	1.34	1.26
30	229	178.8	235.6	41.81	222.1	21.07	1.32	1.24
35	235.3	186.1	247.1	40.44	227.6	20.96	1.33	1.22

La Figura 6.22 muestra la relación entre la potencia, el COP y la eficiencia de la instalación. Como se puede ver hay una clara dependencia entre el rendimiento de la instalación y la potencia de la máquina, con variaciones en el COP de hasta un 15%.

Este resultado demuestra claramente la importancia de conocer la demanda del edificio en las etapas de diseño y así evitar un sobredimensionado de los equipos que causan menores rendimientos tanto de la bomba de calor como de la instalación.

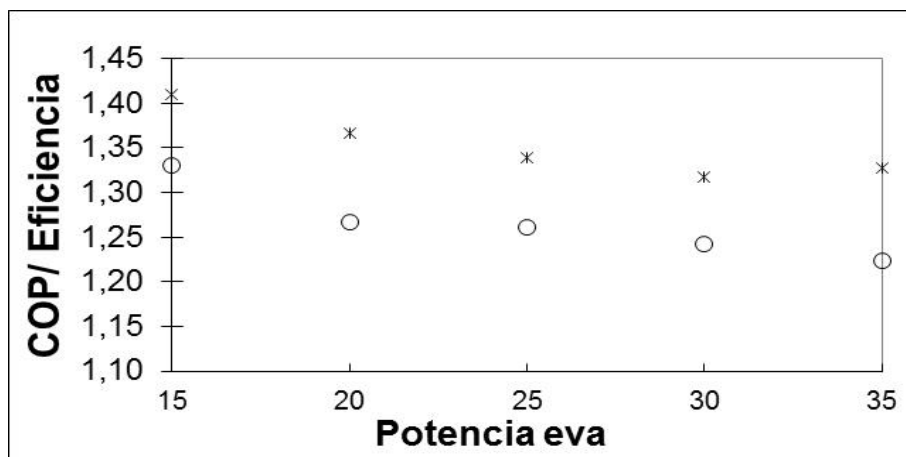


Figura 6.22. Coeficiente de operación de la bomba de calor y eficiencia global de la instalación como función de la potencia nominal de la bomba de calor: (*) COP, (o) Eficiencia.

Para el edificio que está bajo estudio y considerando que la bomba de calor solo funcionara durante el invierno, la demanda se cubriría con una bomba de calor de 15 kW de potencia en el evaporador (35 kW de potencia del condensador) y logrando un COP de 1.41 y una eficiencia de 1.33, que es un 15% mayor al 1.3 de COP y 1.22 de eficacia para la bomba de 35 kW (80 kW de potencia en el condensador) que se tiene actualmente en el edificio. El resultado demuestra el sobredimensionamiento para el modo invierno, generando ineficiencia de la instalación. Es importante destacar que la reducida potencia de la instalación no se debe a una falta de demanda en el edificio sino a la limitada capacidad del suelo para transferir la energía rechazada por el condensador.

Una posible solución es aumentar la carga de la bomba, manteniendo siempre todos los circuitos del edificio abiertos y con el caudal máximo de la bomba de circulación del suelo radiante.

CAPITULO 7. SIMULACIÓN DEL DESEMPEÑO ESTACIONAL DE LA INSTALACIÓN.

Después del extenso análisis experimental hecho para los modos de operación en verano (Capítulo 5) e invierno (Capítulo 6), donde se hizo una caracterización de la instalación. En este capítulo se hará un análisis teórico usando los modelos desarrollados en TRNSYS y validados con los resultados experimentales, que ayuden a tener una visión global a la hora del diseño de este tipo de instalaciones; tal y como dicen diferentes autores como Eicker et al. [89] no hay mucha experiencia en la literatura revisada, acerca del diseño y dimensionado de este tipo de sistemas.

Por lo explicado anteriormente, en este capítulo se hace un análisis del funcionamiento de la instalación bajo diferentes escenarios de evaluación, tanto en verano como en invierno. Los escenarios que serán analizados son: variación del área de captación solar; horario de ocupación del edificio y condiciones climáticas. Por último se hará un análisis anual de la energía transferida por los principales elementos de la instalación en las condiciones de operación reales.

En la Tabla 7.1 se presenta las condiciones de las principales variables de para la simulación de los escenarios, tanto en verano (1 de junio a 30 de septiembre) como en invierno (1 de octubre a 31 de marzo).

Tabla 7.1. Condiciones iniciales del modelo para la simulación en modo verano y en modo invierno.

	Ti_{gen} (°C)	Ti_{con} (°C)	Ti_{eva} (°C)	\dot{m}_{gen} (m ³ /h)	\dot{m}_{con} (m ³ /h)	\dot{m}_{eva} (m ³ /h)	\dot{m}_{geo} (m ³ /h)	\dot{m}_{suelo} (m ³ /h)
<i>Invierno</i>	76	32	11	6	11	6.5	7.5	10
<i>Verano</i>	76	25	15	6	11	6.5	7.5	10

Los valores de operación de la Tabla 7.1 han sido definidos a partir de los resultados obtenidos en los capítulos anteriores.

7.1 Desempeño de la instalación para diferentes áreas de captación solar.

Una de las dificultades a la hora del diseño de este tipo de instalaciones es conocer la mejor relación entre el área de captación solar y la potencia de la bomba de calor. Por esta razón, se ha decidido hacer simulaciones estacionales de la instalación, tanto en modo verano como en modo invierno, para varias áreas de captación solar.

Las simulaciones se han hecho para la instalación descrita en el capítulo 3 y con el modo de funcionamiento de la sección 3.4, variando el área de captación. Para estas simulaciones las condiciones de operación se muestran en la Tabla 7.2.

Tabla 7.2. Condiciones de control y operación de la instalación para el escenario de fracción solar

Condiciones de operación	Valor
<i>Horario de ocupación</i>	07:00-15:00
<i>Horario bomba de calor de absorción</i>	07:00-15:00
Ti_{gen}	76°C
<i>Arranque bomba primario solar</i>	Radiación > 300W/m ²
<i>Uso de solar</i>	Depósitos > 76°C

Las áreas de captación solar han sido definidas en función de la potencia de frío de la bomba de calor, que varían desde los 84 m² que es el área de diseño

hasta los 210 m², que corresponde a un ratio de 6 veces la potencia nominal de frío de la bomba de calor (6 m²/1 kWfrío). A continuación se van a mostrar los resultados de las simulaciones.

7.1.1 Verano

En la Tabla 7.3 se presenta la energía estacional obtenida bajo simulación de cada uno de los elementos principales de la instalación como función del área de captación solar durante su funcionamiento en verano. **Aporte (kWh)** corresponde a la energía generada por el campo solar que ha sido aprovechada por la bomba de calor.

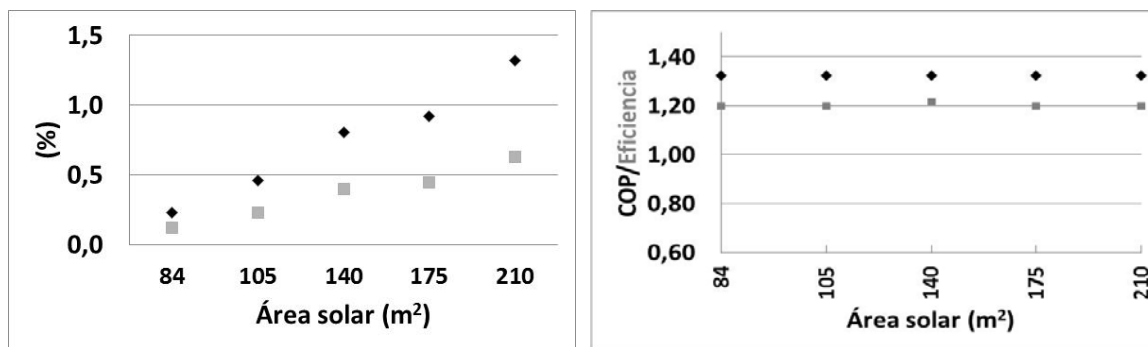
Tabla 7.3. Energías estacionales de los principales elementos de instalación y aporte solar para diferentes áreas de captación solar durante el verano.

Área Solar (m ²)	Q _{caldera} kWh	Q _{solar} kWh	Aporte kWh	Q _{gen} kWh	Q _{con} kWh	Q _{eva} kWh	Q _{suelo} kWh	Q _{geo} kWh
84	19252	17037	10198	29667	44480	9391	8651	45088
105	18246	18614	11749	30207	45054	9425	8685	45648
140	17171	20462	13554	30934	45812	9456	8711	46689
175	16462	21739	14799	31469	46368	9477	8720	46933
210	15976	22653	15685	31868	46787	9497	8750	47343

A partir de los resultados de la Tabla 7.3 se ha calculado la fracción solar que corresponde al porcentaje de energía solar que es aprovechada por la instalación (Aporte) respecto a la energía demandada por el generador (Q_{gen}), la eficiencia solar, corresponde a la relación entre la energía aportada (Aporte) y la energía captada por el campo solar (Q_{solar}). La eficiencia solar como la fracción solar se puede ver en la Figura 7.1a; en la Figura 7.1b se muestra el COP estacional y la eficiencia global estacional de la instalación como función del área de captación.

84	8666	16974	20	8686	11486	1800	10425	1968
105	8646	17335	39.6	8686	11486	1801	10425	1968
140	8610	17747	69.9	8680	11479	1800	10544	1985
175	8600	18048	79.9	8684	11486	1801	10422	1987
210	8570	18210	114.3	8686	11489	1801	10423	1988

Al igual que lo explicado en verano, el aporte corresponde a la energía solar usado de manera directa al generador cumpliendo con las condiciones de operación de la Tabla 7.4. A partir de los resultados mostrados en la Tabla 7.4, se ha calculado la fracción solar, la eficiencia solar, el COP y la eficiencia de la instalación en modo invierno que se muestran en la Figura 7.2.



a. Fracción sol (◆) eficiencia sol (■)

b. COP(◆) eficiencia instalación (■)

Figura 7.2. Fracción solar y COP de la instalación de bomba de calor en modo invierno como función del área de captación solar.

En la Figura 7.2 se ve claramente que a pesar de que el área de captación solar varié desde los 84 m² a 210 m² la fracción solar aumenta desde el 0.2% al 1.4% y con una eficiencia solar menor al 1%. Al observar en la Tabla 7.4 la energía estacional captada por el campo solar (Q_{solar}) varía entre los 17 y 18 MWh (202 kWh/m²- 86 kWh/m²) esta cantidad de energía que no es aprovechable de manera directa en la bomba de calor debido que no alcanza la temperatura en los depósitos de los 76°C, también es importante aclara que toda esta energía no es útil, pero como punto de mejora de la instalación para un mayor uso en invierno, es posible pensar en usar la energía solar para el precalentamiento del agua de caldera.

La fracción solar en invierno se puede considera despreciable que era lo esperado para el modo de operación simulado, por lo tanto la instalación necesitará de otra fuente de energía, y para este caso es la caldera de gas que cubre el 99% de la demanda del generador de la bomba de calor. Pero por otra parte se observa que el COP estacional es de 1.35 que representa una

eficiencia de la bomba de calor del 135% y una eficiencia global del sistema de 1.2 que está de acuerdo a los valores obtenidos en el capítulo 6.

Este resultado muestra que para esta instalación con un funcionamiento tanto en verano como en invierno, el usar la bomba de calor en invierno con una fuente de energía diferente a la solar es viable pues se tendrán rendimientos mayores que el usar la energía de la caldera de manera directa para la calefacción del edificio mediante el suelo radiante. Además de disminuye el consumo de energía primaria al compararla con instalaciones convencionales.

7.2 Comportamiento de la instalación en función de las horas de ocupación del edificio

Para conocer si hay alguna influencia del horario de ocupación del edificio en el rendimiento de la instalación, la fracción solar y el rendimiento de la bomba de calor, y puesto que los resultados experimentales y las simulaciones hechas en los capítulos 5 y 6 fueron para el horario del edificio de CARTIF (horario 1 Tabla 7.5); se va a simular la instalación con las mismas características descritas en el capítulo 3 para diferentes horarios de ocupación. Estos horarios fueron elegidos buscando cubrir los más habituales en España y de acuerdo a Nogareda et al. [90] son: jornada partida de mañana y tarde un 40.2%, horario fijo de mañana un 28.7%, turnos mañana, tarde y noche un 7.2% y turnos de mañana y tarde un 14.5%, turno fijos noche un 1.7% , y fijo tarde un 4.6% y un 3.1 % que corresponde a otros horarios .Los horarios de ocupación definidos y que cubran las diferentes jornadas laborales se listan en la Tabla 7.5. Tanto para modo verano como para el modo invierno.

Tabla 7.5 Horarios de ocupación del edificio, de la bomba de calor y del suelo radiante durante todo el año

Horario	Días de funcionamiento	Horario edificio	Horario bomba de calor	Horario suelo refrescante/radiante
1	Lunes a Viernes	07:00-15:00	07:00-15:00	09:00-15:00
2	Lunes a Viernes	07:00-15:00	04:30-11:30	04:30-12:00
3	Lunes a Viernes	07:00-15:00	20:00-06:00	20:00-06:00
4	Lunes a Viernes	06:00-20:00	06:00-20:00	06:00-20:00
5	Lunes a Viernes	24 horas	24 horas	24 horas

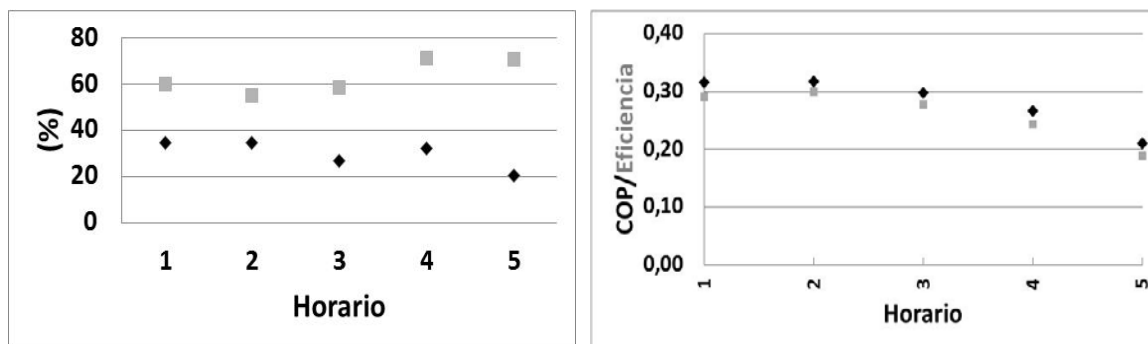
7.2.1 Verano

Los resultados de la simulación en modo verano para diferentes horarios de uso se presentan en la Tabla 7.6

Tabla 7.6. Energías estacionales de los principales elementos del sistema y la energía captada por el campo solar para los diferentes horarios de uso durante el modo verano

Hora	$Q_{caldera}$ kWh	Q_{solar} kWh	Aporte kWh	Q_{gen} kWh	Q_{con} kWh	Q_{eva} kWh	Q_{suelo} kWh	Q_{geo} kWh
1	19252	17037	10198	29667	44480	9391	8651	45088
2	17818	17405	9395	27784	41318	8849	8328	41846
3	27835	17645	10364	38684	56990	11528	10744	57600
4	34369	22823	16273	51038	74102	13574	12411	74913
5	62683	22540	15943	79295	112264	16703	15003	113590

En la Figura 7.3a la fracción solar y la eficiencia de la instalación como función del horario de uso del edificio. La eficiencia solar para los cinco horarios es mayor de un 50% lo cual significa que más del 50% de la energía solar captada es usada por la instalación solar. La fracción solar varía entre un 20 y un 35%.



a. fracción sol (◆) eficiencia sol (■)

b. COP (◆) eficiencia instal (■)

Figura 7.3 Fracción solar y COP de la instalación de bomba de calor en modo verano como función del horario de ocupación del edificio.

Al comparar el horario de funcionamiento de 24 horas (horario 5) y el horario de funcionamiento CARTIF (horario 1) la eficiencia de la instalación es mayor en el horario de 24 horas con un 70% respecto al de CARTIF con un 60%, este resultado muestra que hay un mejor aprovechamiento de la energía solar cuando el horario del edificio es de 24 horas. Por otro lado la fracción solar pasa de un 35% en el horario CARTIF a solo un 20% de fracción solar en el horario de 24 horas, esta disminución de la fracción solar es debido al aumento de la demanda de energía del generador para cubrir las 24 horas de

funcionamiento, causando que la instalación solar no tenga la suficiente capacidad y sea necesario un mayor apoyo de la energía auxiliar, pues al pasar de horario CARTIF a horario 24 horas la demanda del generador aumenta 2.6 veces.

Al mirar el COP y la eficiencia de la instalación en función del horario (Figura 7.3b) los horarios 1, 2 el valor es constante de 0.32 y 0.3 respectivamente, pero al aumentar las horas de uso de la bomba de calor el COP y la eficiencia de la instalación va disminuyendo a medida que aumenta su funcionamiento pasando el COP de 0.3 para 10 horas de funcionamiento a 0.21 para las 24 horas de funcionamiento. La causa de este peor desempeño de la bomba de calor en los horarios 3, 4 y 5 es generado por una disminución de las cargas del suelo, ya que hay más horas de uso nocturno y esto hace que la temperatura del suelo refrescante vaya disminuyendo, y a su vez la temperatura de entrada al evaporador sea menor; y como se ha visto anteriormente, a medida que la temperatura de entrada al evaporador va disminuyendo el rendimiento de la bomba de calor también decrece.

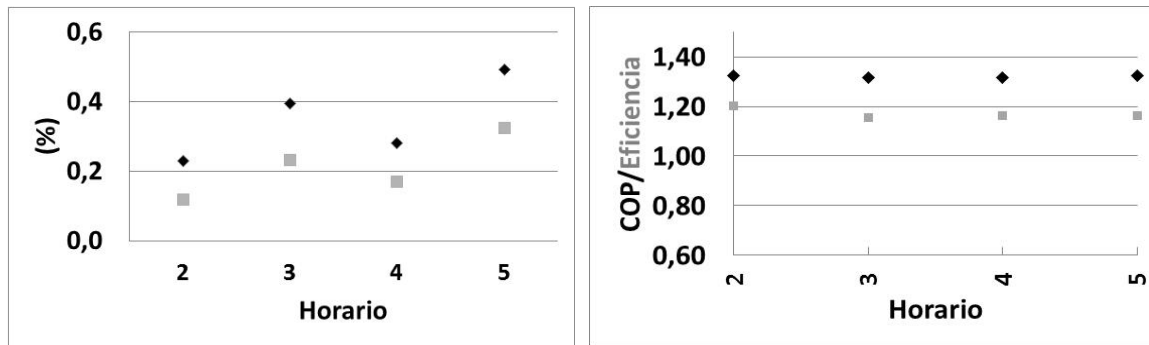
7.2.2 Invierno

Los resultados de las simulaciones en modo invierno para los diferentes horarios de ocupación se presentan en la Tabla 7.7. En invierno no se simuló el horario 1, puesto que no es adecuado poner a funcionar al suelo radiante dos horas después de que la bomba de calor este en operación.

Tabla 7.7. Energías estacionales de los principales elementos del sistema y la energía captada por el campo solar para cuatro horarios de uso durante el modo invierno

Horario	$Q_{caldera}$ kWh	Q_{solar} kWh	Aporte kWh	Q_{gen} kWh	Q_{con} kWh	Q_{eva} kWh	Q_{suelo} kWh	Q_{geo} kWh
2	8666	16974	20	8686	11486	1800	10425	1968
3	9796.8	16996	39.9	9947	13098	2062	9589	2242
4	10153	16981	29	10295	13557	2114	9987	2296
5	10937	17007	55,2	11203	14845	2261	10870	2441

En invierno con 84 m² de instalación solar, la fracción solar para cualquiera de los horarios simulados es menor de un 0.5%, muestra la necesidad de una fuente de energía auxiliar para cubrir la demanda. El COP y la eficiencia de la instalación no se ven afectadas por el horario con un valor de 1.3 y 1.2 respectivamente como se observan en la Figura 7.4.



a. fracción sol (♦) eficiencia sol (■)

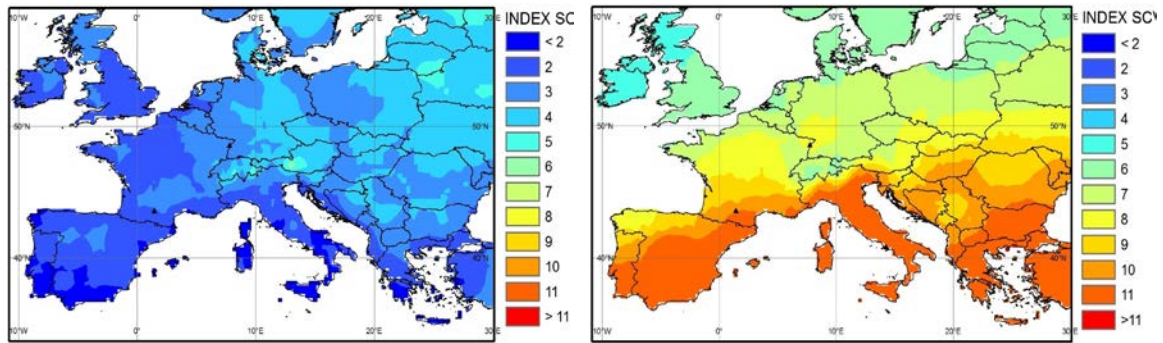
b. COP (♦) eficiencia instal (■)

Figura 7.4 Fracción solar y COP de la instalación de bomba de calor en modo invierno como función del horario de ocupación del edificio.

7.3 Desempeño de la instalación bajo diferentes condiciones climatológicas.

Para hacer un análisis de la influencia de las condiciones climáticas en el desempeño de la instalación se harán simulaciones en diferentes condiciones climatológicas de Europa. La selección de las ciudades a simular se ha tenido en cuenta el índice de severidad climática que según el Código Técnico de la Edificación [91] la severidad climática de una localidad es el cociente entre la demanda energética de un edificio cualquiera en dicha localidad y la correspondiente al mismo edificio en una localidad de referencia. La ventaja de hacer la clasificación geográfica basada en el índice de severidad climática según Rodríguez et al. [92] es que en contraste con los grados día total año este índice tiene en cuenta otras variables como la radiación.

Según Rodríguez et al. [92] la introducción del índice de severidad climática, es capaz de discriminar entre zonas frías de Europa con alta radiación solar en invierno y otras zonas con baja radiación solar en verano, que teniendo la clasificación por grados días no sería posible de diferenciar. En la Figura 7.5 se presenta el mapa de severidad climática para Europa tanto para la temporada de invierno como la temporada de verano.



a. Mapa invierno

b. Mapa verano

Figura 7.5 Mapa de severidad climática en Europa [92]

De acuerdo a la clasificación explicada se ha decidió hacer la simulación para cinco ciudades, cada una perteneciente a una zona diferente. En la Tabla 7.8 se presenta la ubicación geográfica de las ciudades.

Tabla 7.8. Ubicación geográfica de las diferentes ciudades

<i>Ciudad</i>	<i>Latitud</i>	<i>Longitud</i>	<i>Altitud m.s.n.m</i>
<i>Valladolid</i>	<i>41°39'N</i>	<i>4°46'W</i>	<i>735</i>
<i>Sevilla</i>	<i>37°25'N</i>	<i>5°53'W</i>	<i>20</i>
<i>Stuttgart</i>	<i>48°46'N</i>	<i>9°10'E</i>	<i>245</i>
<i>Londres</i>	<i>51°30'N</i>	<i>0°07'O</i>	<i>35</i>
<i>Oslo</i>	<i>59°54'N</i>	<i>10°45'E</i>	<i>23</i>

Para las simulaciones en diferentes condiciones climáticas se ha considerado las mismas características de la bomba de calor, el edificio y las mismas características del terreno para todas las localizaciones. Solo se ha modificado la inclinación del campo solar de acuerdo a la latitud de cada una de las ciudades. El análisis solo se enfoca en la influencia de la radiación solar y las condiciones climáticas en el rendimiento de la instalación y de la bomba de calor, así como la fracción solar.

7.3.1 Verano

En la Tabla 7.9 se muestran los resultados energéticos de la simulación en modo verano para las diferentes condiciones climáticas. Para el verano se ha incluido la ciudad de Medellín que tiene unas características diferentes a las europeas con una altitud de 1495 m.s.n.m y una latitud de 6°14'N.

Tabla 7.9. Energías estacionales de los principales elementos del sistema y la energía captada por el campo solar para diferentes condiciones climáticas en modo verano

<i>Ciudad</i>	<i>Q_{caldera} kWh</i>	<i>Q_{solar} kWh</i>	<i>Aporte kWh</i>	<i>Q_{gen} kWh</i>	<i>Q_{con} kWh</i>	<i>Q_{eva} kWh</i>	<i>Q_{suelo} kWh</i>	<i>Q_{geo} kWh</i>
<i>Valladolid</i>	19252	17037	10198	29667	44480	9391	8651	45088
<i>Sevilla</i>	14638	24012	16810	31661	46436	9353	8616	46983
<i>Stuttgart</i>	26310	8004	2196	28716	43457	9319	8591	44114
<i>Londres</i>	27899	5821	516.7	28624	43353	9306	8577	44019
<i>Oslo</i>	28114	5382	322.2	28644	43405	9338	8610	44080
<i>Medellín</i>	24425	10791	4652	29290	44098	9385	8657	44752

Sevilla es la ciudad con una mayor fracción solar durante el verano alcanzando el 53% (Figura 7.6) de la demanda del generador, por otro lado Oslo y Londres son las ciudades con una menor fracción solar con solo un 1%, Stuttgart la fracción solar es también baja solo cubriendo un 8%, Medellín solo logra un fracción solar del 16%. Por otra parte, la demanda del suelo refrescante es prácticamente constante, lo cual confirma el efecto de saturación térmica del suelo, mostrando que la potencia del suelo depende de la temperatura de impulsión del agua, de las características físicas del suelo y no de la temperatura ambiente ni de la demanda.

La eficiencia solar en Valladolid y Sevilla es mayor al 60%, lo que significa que más del 60% de la energía captada por el campo solar se convierte en energía útil para la instalación. En Oslo y Londres la eficiencia es menor al 9% mostrando que la energía solar útil es despreciable y sería necesario aumentar el área de captación para lograr fracciones solares mayores.

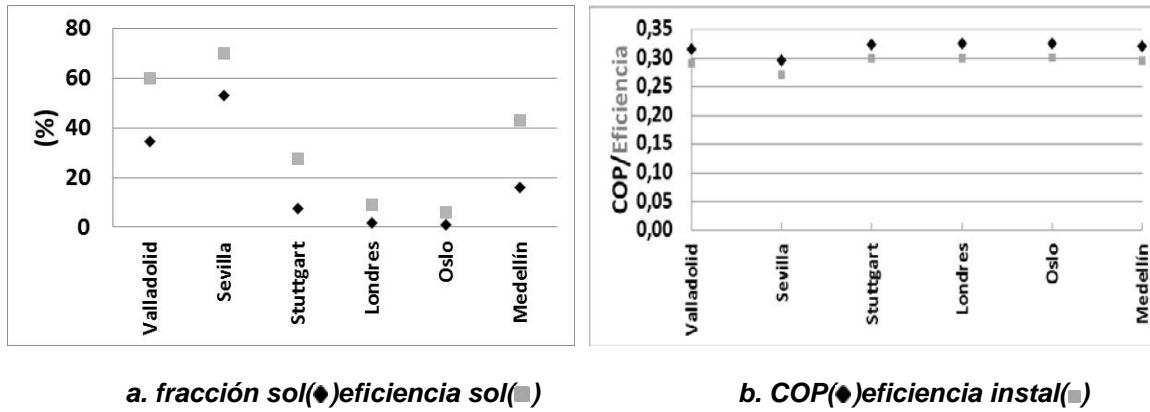


Figura 7.6. Fracción solar y COP de la instalación de bomba de calor en modo verano como función de las condiciones climáticas.

En la Figura 7.6b, el COP y la eficiencia de la instalación no son influenciadas por las condiciones climatológicas.

7.3.2 Invierno

Los resultados energéticos de la simulación para los principales elementos de la instalación funcionando en modo invierno en las diferentes localizaciones se presentan en la Tabla 7.10.

Tabla 7.10. Energías estacionales de los principales elementos del sistema y la energía captada por el campo solar para diferentes condiciones climáticas en modo invierno

Ciudad	Q_{caldera} kWh	Q_{solar} kWh	Aporte kWh	Q_{gen} kWh	Q_{con} kWh	Q_{eva} kWh	Q_{suelo} kWh	Q_{geo} kWh
Valladolid	8666	16974	20	8686	11486	1800	10425	1968
Sevilla	6701	21751	372.9	7122	9389	1509	6673	1203
Stuttgart	9545	11047	0	9768	12965	2010	9456	2463
Londres	9217	9545	0	9278	12270	1913	9456	2184
Oslo	11196	8198	0	11118	14808	2272	11892	3197

La cantidad de energía solar aprovechada por la bomba de calor durante el invierno (Aporte) para tres de las ciudades Stuttgart, Londres y Oslo es nula y toda la demanda fue cubierta por la caldera (Tabla 7.10). Por otro lado para Valladolid el aporte no llegó ni al 1% de la demanda total, donde se logró un mayor aporte fue en Sevilla con un 5% del total de la demanda del generador.

Los resultados muestran que para las condiciones de demanda de la bomba de calor y con 84 m² de captador solar, la fracción solar es nula o muy baja.

Al comparar la energía solar captada (Q_{solar}) en la Tabla 7.10 entre las diferentes ciudades se ve que en Sevilla es donde hay una mayor captación con 21750 kWh, pero de esta energía el aporte a la instalación es solo de 372 kWh que representa un total de 21378 kWh de energía solar que no fueron usados, Oslo por otro lado fue la ciudad con una menor captación solar con 8198 kWh esta menor energía captada se debe que Oslo es la ciudad con menor horas de radiación solar en invierno.

Este resultado sugiere que en invierno la energía solar captada se le debería de dar otro uso como podría ser el precalentamiento del agua de entrada a la caldera.

En la Tabla 7.10 también se puede ver que la demanda de suelo radiante es mayor en Oslo (11892 kWh) siendo casi el doble de la demanda en Sevilla (6673 kWh) que es lo esperado ya que las condiciones climáticas en Oslo son más severas que en Sevilla. El coeficiente de operación de la bomba de calor (COP) en todas las ciudades fue de 1.32 y no se percibe una influencia de las condiciones externas en el desempeño de la bomba uno de los motivos es que sus tres focos de intercambio (generador, condensador y evaporador) no están afectados por las condiciones exteriores ya que las condiciones del terreno, las condiciones del suelo radiante y las condiciones de la caldera son iguales en todas las localizaciones.

7.4 Balance energético anual

Finalmente después de todas las simulaciones realizadas donde se evaluó el horario de ocupación del edificio, el área de captación solar y el estudio de la influencia de las condiciones climatológicas en el desempeño de la instalación, a continuación se presenta el balance energético anual de la instalación funcionando en horario CARTIF con un área solar de 84 m² y con las condiciones de operación definidas al principio de este capítulo.

En la Figura 7.7 se exponen las energías intercambiadas en cada uno de los elementos principales de la instalación en modo verano y en modo invierno.

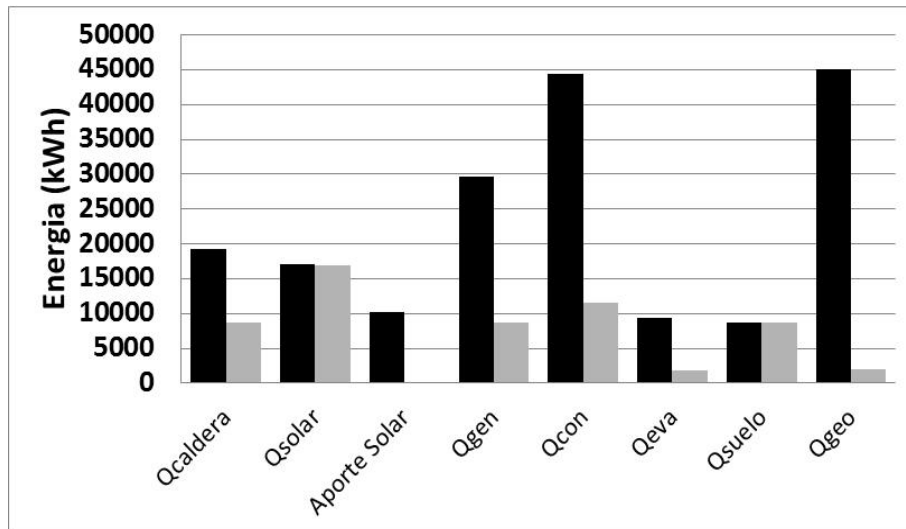


Figura 7.7. Energía estacional intercambiada para cada uno de los principales elementos de la instalación. Verano (■) Invierno(■)

Al hacer un análisis holístico de la Figura 7.7 se exhibe que hay una mayor explotación de la instalación en verano que en invierno, pues las energías transferidas en todos los elementos son mayores en verano.

El aporte solar durante el invierno es prácticamente ninguno a pesar de que la energía solar captada por el campo solar (Q_{solar}) es incluso mayor que la energía transferida por la caldera, este resultado sugiera y tal como se había dicho anteriormente darle un uso a la energía solar captada que aunque no es posible usarla de manera directa en la instalación por las condiciones de temperatura necesarias para su uso si es posible usar toda esa energía “gratis” o para el precalentamiento del agua que entra a caldera o para su uso para el agua caliente sanitaria demanda por el edificio o también usarla para el suelo radiante de manera directa.

Otro resultado que llama la atención de la Figura 7.7 es la energía intercambiada con el campo geotérmico (Q_{geo}). En el verano la instalación entrega al terreno 23 veces más energía que la que absorbe en invierno (45008 kWh frente a 1968 kWh). Este resultado sugiere un análisis más en detalle del campo geotérmico y su desempeño a lo largo de los años para evitar una saturación del terreno y que debido al desacoplamiento que existe entre la energía transferida en verano e invierno se vayan perdiendo propiedades y el coeficiente de transferencia de calor se vea disminuido.

CAPITULO 8.

CONCLUSIONES Y TRABAJOS FUTURO

8.1 Conclusiones

En base a los objetivos planteados al inicio de la tesis, en los que se propuso evaluar e identificar el desempeño energético de una instalación de calefacción y climatización mediante una máquina de absorción LiBr/H₂O accionada por una instalación solar, y condensada/evaporada con un intercambiador geotérmico cerrado, para su aplicación en un edificio de uso terciario. Se comentan a continuación las conclusiones principales derivadas de los diferentes estudios realizados tanto en modo verano como en modo invierno.

- Se han definido un total de 14 indicadores para el verano y 12 indicadores energéticos para el invierno que han permitido la verificación, evaluación y estudio de la instalación.
- Las experiencias realizadas en verano e invierno han permitido caracterizar la instalación y también identificar cómo afecta cada una de las variables en el desempeño global y el rendimiento de la bomba de calor. Se puede concluir que en verano la temperatura del condensador debe ser lo menor posible para un mayor COP y por el contrario en invierno la temperatura debe ser alta.
- Se ha modelado la instalación en TRNSYS y se ha validado con los resultados experimentales tanto en modo verano como en modo invierno. Este modelo permitió simular el funcionamiento de la instalación en diferentes condiciones y evaluar desde un punto de vista teórico la influencia de algunas variables en el COP y el desempeño global de la instalación. Por otro lado, el modelo se usó como herramienta de diseño para evaluar la manera como afectan la variación de ciertos parámetros como son: área de captación solar,

horario de ocupación del edificio, y ubicación geográfica en el rendimiento global de la instalación, ya que de manera experimental no es posible.

8.1.1 Conclusiones del estudio experimental y teórico en modo verano

- Durante las experiencias de verano el COP medio de la bomba de calor varió entre 0.3 - 0.5, la potencia media del evaporador entre 10 kW – 15 kW; valores que están por debajo de las nominales que son de 0.7 y 35 kW respectivamente. Estos bajos rendimientos han sido porque nunca se pudo tener a la bomba de calor trabajando con las condiciones nominales.
- Para temperaturas en el generador mayores de 85°C, la potencia media intercambiada por el suelo refrescante fue de 23 kW, que corresponden a 20 W/m², valor cercano a los 25 W/m² de diseño; pero para temperaturas del generador menores, la potencia del suelo disminuyo considerablemente con valores de 13 W/m²; demostrando que si se quieren altas potencias en el suelo refrescante, es necesario trabajar con temperaturas altas del generador.
- El intercambiador geotérmico fue diseñado para una potencia de 70 kW y durante todos los ensayos realizados se obtuvieron potencias entre los 50 kW y 60 kW, con un salto de temperatura de 10°C. Concluyendo que el intercambiador cumple con las exigencias y planteadas.
- Los resultados muestran que altas temperaturas del generador aumentan el COP de la bomba de calor, pero no es la mejor condición para la eficiencia global de la instalación; el tener altas temperaturas del generador significa un menor aporte de energía solar para cubrir la demanda del generador, mayor uso de la energía auxiliar y un menor rendimiento de la instalación solar. Por el contrario una menor temperatura del generador significa un menor COP pero es compensado con mayores aportes de la energía solar “gratis” siendo posible trabajar durante todo el verano solo con esta fuente de energía.
- Para temperaturas fijas del generador, los resultados muestran que una baja temperatura en el condensador incrementa el rendimiento global de la instalación y el COP de la bomba de calor. Si la

temperatura de entrada al condensador disminuye de 28°C a 25°C la eficiencia global y el COP aumentan alrededor de un 30%.

- La eficiencia global de la instalación para altas temperaturas del condensador de 28 y 29°C es similar, independientemente de la temperatura del generador cuando esta varía entre 76°C y 85°C, sin embargo, para bajas temperaturas del condensador 25 y 26°C. la influencia de la temperatura del generador es significativa; por ejemplo para la temperatura del condensador de 25°C la eficiencia global aumenta un 40% cuando la temperatura del generador disminuye de 84 a 76°C.

8.1.2 Conclusiones del estudio experimental y teórico en modo invierno

- Para un funcionamiento a caudal nominal y con una temperatura del generador constante de 80°C la variación de la temperatura del evaporador de 11°C a 13°C causa un aumento en la potencia producida en el condensador al pasar de 38 kW a 42 kW y la potencia absorbida por el evaporador de 7 kW a 9.4 kW. Por el contrario el aumentar la temperatura en el evaporador disminuye la potencia transferida al terreno, y la potencia transferida al suelo radiante es prácticamente constante (35 kW, 30 W/m²).
- Para los ensayos a caudal nominal se obtienen COPs mayores a 1.3 cuando la temperatura del evaporador es mayor a 13°C, para cualquier rango de temperatura de entrada al generador y condensador.
- Los ensayos a caudal nominal y a caudal parcial han demostrado que la potencia rechazada por el condensador es mayor que la potencia que el suelo radiante puede transferir al edificio, por lo tanto trabajar con la bomba a caudales parciales causa que la bomba funcione de manera continua.
- Durante los ensayos a caudal parcial, el COP vario entre 1.2 y 1.4 que son el mismo rango de valores obtenidos para las pruebas a caudal nominal; y con un comportamiento similar que con los caudales nominales, con altos COP cuando la temperatura del evaporador es alta. Por el contrario al comparar las eficiencias de la instalación a caudal parcial con respecto a caudal nominal, los rendimientos son mayores con valores que oscilan entre 1.1 y 1.3,

mientras que a caudal nominal las variaciones fueron entre 0.85 y 1.23; este resultado muestra que aunque los arranques y paradas de la bomba de calor no influyen en el COP, si tiene una influencia negativa en la eficiencia global de la instalación, causando que bajo ciertas condiciones de funcionamiento la potencia transferida por el suelo sea menor que la potencia transferida por el generador situación que no ocurre cuando se trabaja a caudales parciales donde la eficiencia siempre es mayor a 1.0.

- La potencia del suelo radiante varió entre los 30 kW y los 48 kW. Las potencias mayores a los 40 kW (33.3 W/m^2) se obtiene para temperaturas de entrada al suelo mayores de 30°C y con caudales mayores a los $8.5 \text{ m}^3/\text{h}$, además se ve que la potencia máxima de 48 kW (40 W/m^2) es cuando la temperatura de entrada es de 32°C y el caudal de $10.2 \text{ m}^3/\text{h}$. También es importante concluir que nunca se llegó a la potencia nominal de los 80 kW en el condensador.
- Hay una relación lineal entre la temperatura de entrada al intercambiador geotérmico y la potencia transferida, con un valor máximo de 55 kW para una temperatura mínima de 7°C y una potencia mínima de 10 kW para temperaturas mayores a 12°C . Así se demuestra la viabilidad técnica de usar la geotermia como foco de intercambio de calor en el invierno, pues no existen restricciones para trabajar en el rango de temperaturas recomendadas por el fabricante para la bomba de calor, con temperaturas que pueden variar entre los 7°C de mínima y los 12°C de máxima. También se observa que el terreno se satura para temperaturas mayores de 12°C lo que significa que trabajar a temperaturas mayores en el evaporador causaría mayor consumo eléctrico de la bomba de circulación con un bajo aprovechamiento de la energía del terreno. Pero a su vez mayores temperaturas en el evaporado logran un mayor COP.
- Es importante destacar la diferencia del funcionamiento y control en verano e invierno. De forma que criterios habituales de operación de máquinas de absorción funcionando como enfriadoras, no son adecuados al someterlas a una operación como bombas de calor con suelo radiante y condensación geotérmicas.

8.1.3 Conclusiones de las simulaciones estacionales

- En invierno el aumento del área de captación solar no tiene un efecto significativo en la fracción solar y la energía captada pasa de los 17

MWh a los 18 MWh, que puede ser una energía a usar para el precalentamiento de caldera o para el ACS del edificio. Por el contrario en verano al aumentar el área de captación de 84m² a 210 m² la fracción solar pasa de un 34% a un 50%, pero a partir de los 175 m² la fracción solar es prácticamente constante, demostrando que para evitar sobre costes de este tipo de instalaciones el diseño debe hacerse con sumo cuidado e intentando siempre subdimensionar para lograr mayores horas de operación con una menor inversión.

- Las simulaciones permiten concluir que el horario de ocupación del edificio tiene una influencia en el rendimiento y la fracción solar, mostrando que con más horas de ocupación se tiene una mayor eficiencia pero la fracción solar disminuye. Por otra parte el COP disminuye cuando el edificio tiene una ocupación de 24 horas respecto a un horario como el edificio CARTIF.
- El análisis de las condiciones climáticas muestra que el aprovechamiento de la energía solar en invierno para este tipo de instalaciones, con unas necesidades de temperatura alta es nula en todas las ciudades simuladas y se debería pensar en otro uso para que la poca energía captada pueda ser útil. En verano por el contrario en ciudades como Sevilla se logran fracciones solares mayores al 50% y una eficiencia solar mayor al 60%, en las ciudades del norte, tanto en verano como en invierno, los rendimientos solares siguen siendo bajos; dando a pensar que a lo mejor este tipo de instalaciones tengan una mejor explotación en países del mediterráneo.
- El 96% de la energía anual total transferida al terreno corresponde a su operación durante el verano cuando el condensador de la bomba de calor intercambia con este. Este resultado sugiere un análisis más en detalle del campo geotérmico y su desempeño a lo largo de los años para evitar una saturación del terreno, generando una degradación del terreno debido al desfase entre el verano y el invierno.

8.2 Trabajos futuros

Después de este trabajo se presentan nueva líneas de estudio o posibles trabajos que ayudarían a la explotación y mejora del conocimiento en nuevos

sistema de climatización e integración de las renovables en los edificios. A continuación se listaran unos posibles temas de trabajo.

- Implementación de un control avanzado de la instalación con el objetivo de disminuir la demanda de energía primaria del edificio
- Estudio comparativo de la viabilidad económica respecto a otro tipo de sistemas de climatización y calefacción.
- Estudio del comportamiento y desempeño del intercambiador geotérmico durante un largo periodo de uso, debido al desacomplamiento existente entre verano e invierno.
- Analizar la viabilidad de este tipo de instalaciones a necesidades de mayor tamaño.
- Optimización del diseño de la distribución del suelo radiante y del campo geotérmico.

BIBLIOGRAFÍA

1. IEA (International Energy Agency) 2015. Building Energy Performance Metrics. OECD/IEA, Paris.
2. Ivanic A., Mugnier D., Weiss W. "Solar heating and technology roadmap-European Technology platform on renewable heating and cooling".RHC.2014
3. Omer A.M. "Ground-source heat pumps systems and applications". Renewable and Sustainable Energy Reviews. 2008. 344-371.
4. Henning, H.M., Motta, M., Mugnier, D., 2013. Solar cooling handbook-A guide to solar assisted cooling and dehumidification processes.3ed. AMBRA. ISBN 978-3-99043-438-3
5. Bujedo, L.A.2014.Criterios para el diseño, dimensionado y control de instalaciones de refrigeración solar mediante máquinas de absorción de mediana potencia. Tesis doctoral. Universidad de Valladolid.
6. Henning H, Erpenbeck T, Hindenburg C, Paulusen S. Solar cooling of buildings-possible techniques, potential and international development. In:Proceedings of Eurosun 1998.
7. Qu, M., Yin., D.H. A Solar thermal cooling and heating system for a building:experimental and model based performance analysis and design, Sol. Energy (2010) 166-182.
8. F. Agyenim., I. Knight, M., Fhodes, Design and experimental testing of the performance of an outdoor LiBr/H₂O solar thermal absorption cooling system with a cold storage, Solar energy 84 (2010) 735-774
9. C. Monné, S. Alonso, F. Palacín, J. Guallar, Stationary analysis of a solar LiBr/H₂O absorption refrigeration system, Int J. Refrig. 34 (2011) 518-526.
- 10.M. Venegas., M.C:Rodriguez-Hidalgo, R. Salgado,. A. Lecuona,. P.Rodriguez, G.Gutierrez, Experimental diagnosis of the influence of the operational variables on the performance of a solar absorption cooling system,. Appl. Energy 88 (2011) 1447-1454.
- 11.R. Lizarte, M. Izquierdo, J.D. Marcos, e. Palacios, Experimental comparison of two solar-driven air-cooled LiBr/H₂O absorption chiller:

- Indirect versus direct air-cooled system, *Ebergry Build.* 62 (2013) 323-334.
12. P. Bermejo, F.J. Pino, F. Rosa, Sola absorption cooling plant in Seville, *Sol. Energy* 84 (2010) 1503-1512.
 13. Rosiek S, Batlles F.L. Integration of the solar thermal energy in the construction: analysis of the solar-assisted air –conditioning system installed in CIESOL building
 14. Mammoli A, Vorobieff P, Barsun H, Burnett R, Ficher D. Energetic economic and environmental performance fo a solar-thermal-assited HVAC system. *Energy and Buildings* 2012;42(9):524-1535
 15. Ortiz M, Barsun H, He H, Vorobieff P, Mammoli A. Modeling of a solar-assisted HVAC system with thermal storage. *Energy and Buildings* 2012;42 (4):500-9.
 16. Syed A, Izquierdo M, Rodriguez P, Maidment G, Missenden J, Lecuona A, et al. A novel experimental investigation of a solar cooling system in Madrid. *International Journal of Refrigeration* 2005; 28 (6):859-71.
 17. Praene JP. Marc O, Lucas F, Miranville F. Simulation and experimental investigation of solar absorption cooling system in Reunion Island. *Applied Energy* 2011;88 (3) 831-839
 18. Li ZF, Sumathy K. Experimental studies on a solar power air conditioning system with partioned hot water storage tank. *Solar Energy* 2001; 71 (5): 285-97
 19. Agyenim F, Knight I, Rhodes M. Design and experimental testing of the performance of an outdoor LiBr/H₂O solar thermal absorption cooling system with a cold storage. *Solar Energy* 2010; 84(5):735-44
 20. Rodriguez hidalgo MC, Rodriguez Aumente P, Izquierdo Millan M, Lecuona Neumann A, Mangual Salgado R. Energy and carbón emission savings in Spanish housing air-conditioning using solar driven absorption system. *Applied Thermal Engineering* 2008; 28 (14-15):1734-44.
 21. Du S, Wang RZ, Lin P, XU ZZ. Pan QW. Xu SC. Experimental studies on an air –cooled two stage NH₃/H₂O solar absorption air-conditioning prototype
 22. Hu JS, Chao CYH. Study of a micro absorption heat pump system. *Int J Refrig* 2008;31:1198-206

23. Bujedo L, Rodriguez J, Marinez J. Experimental results of different control strategies in a solar air-conditioning system at part load. *2011;85:1302-1315.*
24. Balghouthi M, Chahbani MH, Guizani A. Feasibility of solar absorption air conditioning in Tunisia. *Building and Environment 2008;43 (9):1459-70.*
25. S Soutullo, C. San Juan, M.R. Heras, Comparative study of internal storage and external storage absorption cooling system, *Renew. Energy 36 (2011) 1645-1651.*
26. Kaushik SC, Arora A. Energy and exergy analysis of single effect and series flow double effect water-lithium bromide absorption refrigeration systems. *Int J Refrig 2009; 32:1247-58.*
27. Onan C, Ozkan DB, Erdem S. Exergy analysis of a solar assisted absorption cooling system on an hourly basis in villa applications. *Energy 2010;35:5277-85.*
28. Assilzadeh F, Kalogirou SA, Ali Y, Sopian K. Simulation and optimization of a LiBr solar absorption cooling system with evacuated tube collectors. *Renew Energy 2005; 30:1143-59.*
29. D Zambrano, C. Bordons, W. Garcia-Gabina, E.F. Camacho, Model development and Validation of a solar cooling plant, *Int. J. Refrig. 31 (2008) 315-327.*
30. Calise F. high temperature solar heating and cooling systems for different Mediterranean climates: Dynamic simulation and economic assessment. *App Thermla Engineering.2012; 32:108-124*
31. O. Marc, G. Anies, F. Lucas, J. Castaing-Lasvignottes, Assessing performance and controlling operatin conditions of a solar driven absorption chiller usin simplified numerical model, *Sol. Energy 86 (2012) 2231-2239.*
32. F. A. Al-Sulaiman, F. Hamdullahpur, I. Dincer, Performance assessment of a novel systm using parabolic trough solar collector for combined cooling, heating, and power production, *Renew. Energy 48 (2012) 161-172.*
33. Florides GA, Kalogirou SA, Tassou SA, Wrobel LC. Modelling , simulation and warming impact assessment of a domestic-size absorption solar cooling system. *Applied Thermal Engineering 2002;22(12):1313-25*

34. Joudi KA, Abdul-Ghafour QJ. Development of design charts for solar cooling systems. Part I: Computer simulation for a solar cooling system and development of solar cooling design charts. *Energy Conservation and Management* 2003; 44(2):313-39
35. Sun Jian, Fu Lin, Zhang Shigang, Hou Wei. A mathematical model with experimental of single effect absorption heat pump using LiBr-H₂O. *Applied Thermal Engineering* 2010;30:2753-62
36. Liao Xiaohong, Radermacher Reinhard. Absorption chiller crystallization control strategies for integrated cooling heating and power systems. *International journal of Refrigeration* 2007;30:904-11
37. Bakhtiari Bahador, Fradette Louis, Legros Robert, Paris Jean. A model for analysis and design of H₂O-LiBr absorption heat pumps. *Energy Conversion and Management* 2011;52:1439-48
38. Garcia JR, Vera F, Cano J, Delgado J, Marínez R. Modelling an absorption system assisted by solar energy. *Applied Thermal Engineering*. 2011;31:11-118.
39. Mateus T, Oliveira A. Energy and economic analysis of an integrated solar absorption cooling and heating system in different building types and climates. *Applied Energy*. 2009;86:949-957.
40. Sparber BW, Napolitano A, Ecker G, Preisler A. State of the art on existing solar heating and cooling systems. A technical report subtask B: IEA-SHC Task 38 solar air-conditioning and refrigeration;2009.
41. Australian Solar Cooling Interest Group (<http://www.ausscig.org>)
42. Eicker U, Colmenar-Santos A, Teran L, Contrado M, Borge-Diez D. Economic evaluation of solar thermal and photovoltaic cooling systems through simulation in different climatic conditions: an analysis in three different cities in Europe. *Energy Build* 2014;70:207-23.
43. Allouhi A, Kousksou T, Jamil A, Mourad Y, Zeraouli Y. Solar driven cooling systems: An updated review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 2015;44:159-181.
44. Mihalakakou G. et al. "On the application of the energy balance equation to predict ground temperature profiles". *Solar Energy*.1997;60:181-190
45. Mihalakakou G. "On estimating soil surface temperature profiles". *Energy and Buildings*.2002;34:251-259.

46. Propiel C. et al. "Measurements of temperature distribution in ground". *Experimental Thermal Fluid Science*. 2001;25:301-309.
47. Florides G., Karogirou S. "Ground heat exchangers-a review of systems, models and applications". *Renewable Energy*. 2007;32: 2461-2478.
48. Rybach L., Sanner B. "Ground-source heat pump systems the European experience". *Geo-Heat Centre Quarterly Bulletin*. Marzo 2000.16-26.
49. Pahud D., Hubbuch M. Mesures et optimisation de l'intallation avec pieux énergétiques du Dock Midfield de l'aéroport du Zürich. Raport intermédiaire. Berna (Suiza): Office federal de l'énergie. 2006.
50. Geothermal Heat Pumps Introductory Guide. International Ground Source Heat Pump Association. Stillwater (Oklahoma): Oklahoma State University, 1998. ISBN:0-929974-01-8.
51. Closed – Loop/Ground-Source Heat Pump Systems Installation Guide. International Ground Source Heat Pump Association. Stillwater (Oklahoma): Oklahoma State University, 1998. ISBN 0-929974-01-8.
52. Magraner, T. Validación Experimental de los Métodos de Diseño de Instalaciones de Bomba de Calor Acoplada al Terreno. Tesis doctoral. Universidad Politécnica de Valencia. 2010
53. Closed-Loop Geothermal Systems Slinky Installation Guide. Rural Electric Research, National Rural Electric Cooperative Association, Electric Power Research Institute. Stillwater (Oklahoma): Oklahoma State University, 1995. ISBN:0-929974-04-2
54. Stubbergard Reese K. "Geothermal Energy Collectors, norms and material requirements for energy collectors in geothermal installations". En: actas del congreso Geoener I Congreso de Energía Geotérmica en la Edificación y en la Industria. Madrid. 2008. 635-642.
55. Grouting for vertical geothermal heat pump systems. Engineering Design and Field Procedures Manual. International Ground Source Heat Pump Association. Stillwater (Oklahoma): Oklahoma State University, 2000. ISBN:0-929974-03-4
56. Verein Deutscher Ingenieure. VDI 4640 Thermal Use of the Underground. 4 parts. Berlín:VDI, 2000-2002.
57. Austin W.A. "Development of an in situ system for measuring ground thermal properties". Master thesis Oklahoma State University. 1998

58. Witte H.J.J., Van Gelder A.J., Splitler J.D. "In-situ measurement of ground thermal conductivity: The Dutch perspective". ASHRAE Transactions.2002.108.
59. Gehlin S. "Thermal Response Test: Method development and evaluation". Doctoral Thesis. Lulea University of Technology. 2002.
60. Wang E., Fung A., Chengying Qi., Wey H., "Performance prediction of a hybrid solar ground-source heat pump system". Energy and Buildings. 2012;47.600-611.
61. Wu W., You T., Wang B., Shi W., Li X., "Evaluation of ground source absorption heat pumps combined". Energy Conversion and Management.2014;79.334-343.
62. Moon C- E., Choi J.M., "Heating performance characteristics of the ground source heat pump system with energy-piles and energy-slabs". Energy.2015;81.27-32
63. Luo J., Rohn J., Bayer M., Priess A., "Thermal performance and economic evaluation of double U-tube borehole heat exchanger with three different borehole diameters". Energy and Buildings.2013;67.217-224.
64. Darkwa J., Su W., Chow D., "Heat dissipation effect on a borehole heat exchanger coupled". Applied Thermal Engineering.2013;60.234-241.
65. Casasso A., Sethi R., "Sensitivity analysis on the performance of a ground source heat pump equipped with a double U-pipe borehole heat exchanger". Energy Procedia.2014;59.301-308.
66. Carvalho A., Mendrinós D., Almeida A., "Ground source heat pump carbon emissions and primary energy reduction potential for heating in buildings in Europe-results of a case study in Portugal". Renewable and Sustainable Energy Reviews.2015;45.755-768.
67. Xi C., Lin L., Hongxing Y. "Long term operation of a solar assisted ground coupled heat pump system for space heating and domestic hot water". Energy and Buildings.2011;43.1835-1844.
68. Marmaras J., Burbank J., Kosanovic D. "Primary-secondary de-couple ground source heat pump systems coefficient of performance optimization through entering water temperature control". Applied Thermal Engineering.2016;96.107-116.

-
69. Zhang S., Jiang Y., Xu W., Li H., Yu Z. "Operation performance in cooling mode of a ground source heat pump of a nearly-zero energy building in the cold region of China". *Renewable Energy*.2016;87.1045-1052.
 70. Sebarchievici C., Sarbu I. "Performance of an experimental ground couple heat pump system for heating, cooling and domestic hot-water operation". *Renewable Energy*.2015;76.148-159.
 71. I. AEMET. "Atlas climático ibérico/Iberian climate atlas". Agencia estatal de meteorología. Ministerio de medio ambiente.2011
 72. Peel. M.C., Finlayson B., McMahon T. "Updated world map of the Köppen-Geiger climate classification". *Hydrological earth system science discussion*.2007;4.439-473
 73. Köppen W. "Versuch einer klassifikation der climate, vorzugsweise nach ihren beziehungen zur pflanzenwelt" *Geogr.Z.*1900;6.593-611.
 74. Geiger R. "Das klima der bodennahen Luftschicht" *Anzeiger für schädlingsskd.*1961;34.159.
 75. Agencia estatal de meteorología. "Guía resumida del clima en España (1978-2000)" online. http://www.aemet.es/es/conocermas/publicaciones/detalles/guia_resumida_2000
 76. Thermax. "COGENIE Low temperature hot water fired absorption chillers single effect"2008.
 77. VISSMANN. VITOSOL 300. "Instrucciones de planificación"
 78. Klein S. TRNSYS 16. A Transient System Simulation Program, Solar Energy Laboratory, University of Wisconsin. Madison. USA.2004
 79. ASSUNTA NAPOLITANO. Trigeneration Systems Assisted by Solar Energy Design Criterio and off Design Simulation. 2010
 80. PRIDASAWAS W. LUNDQVIST P. "A year – round dynamic simulation of a solar driven ejector refrigeration system with iso-butane as a refrigerant. *International Journal of Refrigeration* 30. 840-850. 2007.
 81. CALISE F., DENTICES M., PALOMBO A. "Transient analysis and energy optimization of solar heating and Cooling Systems in Various Configurations". *Solar Energy* 84. 432-449.2010..
 82. Duffie, J.A., Beckman, W.A., 1991. *Solar Engineering of Thermal Processes*, 2nd ed. Wiley-Interscience, New York. ISBN: 0471510564.

83. Orden de 28 de julio de 1980, por la que se aprueban las normas e instrucciones técnicas complementarias para la homologación de los paneles solares.
84. EN 12975-2:2006, Thermal solar systems and components – Solar collectors – Part 2: Test methods.
85. Solar energy Laboratory, U.o.W. Madison, TRNSYS. A transient system simulation program.
86. Solar energy Laboratory, TRANSSOLAR Energietechnik GmbH. “Volumen 6 Multizone Building modeling with Type 56 and TRNBuild ”.
87. Monné C., Palacín F., Alonso S. “Monitoring and simulation of an existing solar powered absorption cooling system in Zaragoza (Spain),” *Applied Thermal Engineering*, 2011; 31 28–35.
88. Florides G., Kalogirou S. “Modelling and simulation of an absorption solar cooling system for Cyprus” , *Solar Energy*, 2002; 72.43–51.
89. Eicker, U., Pietruschka, D., Haag, M., Schmitt, A., Energy and Economic performance of solar cooling systems worldwide, *Energy procedia* 57 (2014) 2581-2589.
90. Nogareda, C., Nogareda, S., Solorzano, M. 2014. Jornadas y horarios de trabajo. Madrid. Instituto Nacional de Seguridad e Higiene en el Trabajo. España
91. CTE 2006. Código técnico de la edificación. España.
92. Rodríguez, J., 2015. Economical and primary energy optimization of solar thermally driven heat pump systems along Europe. Tesis doctoral, Universidad de Valladolid, España.

Publicaciones

ARTÍCULOS EN REVISTAS INTERNACIONALES INCLUIDAS EN EL SCIENCE CITATION INDEX (SCI):

1. Macía A., Bujedo L.A., Magraner T., Chamorro C. "*Influence parameters on the performance of an experimental solar-assisted ground-coupled absorption heat pump in cooling operation*". Energy and Buildings, 2013; 66, 282-288.

Energy and Buildings (ISSN: 0378-7788), Índice de Impacto (2014): 2.884. Posición 6/125 (Q1) en la categoría '*Engineering, Civil*'.



Influence parameters on the performance of an experimental solar-assisted ground-coupled absorption heat pump in cooling operation



Andrés Macía^a, Luis A. Bujedo^a, Teresa Magraner^b, César R. Chamorro^{c,*}

^a CARTIF Centro Tecnológico, Parque Tecnológico de Boecillo, par.c.205, 47151 Boecillo, Valladolid, Spain

^b Energesis Ingeniería S.L., Ciudad Politécnica de la Innovación, Camino de Vera s/n, 46022 Valencia, Spain

^c TERMOGAL, Dpto. Ingeniería Energética y Fluidomecánica, Universidad de Valladolid, Paseo del Cauce, 59, 47011 Valladolid, Spain

ARTICLE INFO

Article history:

Received 30 July 2012

Received in revised form 4 July 2013

Accepted 7 July 2013

Keywords:

Solar cooling

Absorption heat pump

Geothermal heat exchanger

TRNSYS

ABSTRACT

This work describes a novel HVAC system consisting in a solar-assisted absorption ground coupled heat pump (GCHP). The aim of this work is to analyze some of the influence parameters on its energy efficiency. The installation has a complete instrumentation which provides instantaneous information on its actual behavior. The monitoring system consists mainly of temperature probes and flow-meters located in the main five water circuits of the installation: the three circuits that enter the absorption GCHP (generator, condenser and evaporator), the radiant floor circuit and the geothermal circuit, the information is collected by a communications network and data is stored in a database for further reference and analysis.

The experimental plant is located in a tertiary-use building in Valladolid (Spain). A model of the experimental installation has been developed using the TRNSYS software. The model has been validated with experimental results obtained in the installation for its cooling mode operation during the summer of 2011. For a defined control strategy, the influence of the generator and condenser temperatures on the heat pump COP and on the overall system energy efficiency is analyzed.

© 2013 Elsevier B.V. All rights reserved.

1. Introduction

Due to mounting concerns about climate change and resource depletion, meeting building heating and cooling demands with renewable energy has attracted increasing attention in the energy system design of buildings. From this point of view, solar-assisted cooling can be a solution to address the energy and environmental challenges faced by building designers. Solar assisted thermal cooling systems refer to the systems which use solar energy as the thermal source which drive a special kind of heat pump, such as an absorption heat pump or adsorption heat pump, to provide cooling to the buildings [1]. The main advantage of solar cooling systems is the coincidence in time between cooling demand from the building and energy supply in the form of solar irradiance [2]. This implies the reduction of primary energy consumption and the decrease of global warming impact of HVAC systems [3]. However, until today this type of systems has not widely penetrated

the market and the accumulated experience and performance data related to solar cooling systems are relatively scarce [4,5]. Absorption refrigeration systems are not yet competitive to mechanical compression ones. Furthermore, low power absorption machines are not widely commercialized [6]. For that reason, research and development activities are necessary in order to reduce the cost of using solar assisted air conditioning in buildings [4,7]. There are also just a few works dedicated to the study of solar absorption cooling systems, both simulation [8–10] or experimental [2,11,12]. The number of solar cooling systems operating in the European Union in 2010 was estimated in about 100 and around 70 of them were based on absorption cooling technology [13–15].

Due to the fact that ground temperature is always higher than air temperature in winter, and lower in summer, the technology of ground-coupled heat pump (GCHP) increases heat pump efficiency and makes it a very attractive technology [16,17]. GCHP systems in combination with solar energy have been described and tested with different system designs, mostly for heating purposes. In most cases the solar collector supplies heat directly to the domestic hot water system, the building heat distribution systems, the geothermal system or a combination of all of them [16,18,19].

Nevertheless studies of solar absorption cooling systems integrated with geothermal energy through GCHP are really scarce. The

* Corresponding author. Tel.: +34 983 423 756; fax: +34 983 186 462.

E-mail addresses: andmac@cartif.es (A. Macía), luibuj@cartif.es (L.A. Bujedo), tmagraner@energesis.es (T. Magraner), cescha@eii.uva.es, cescha@eis.uva.es (C.R. Chamorro).

1. Bujedo L.A., Rodríguez-Santiago J., Martínez-Beltrán P.J., Macía A., Frechoso F., Samaniego J. "*Diseño y gestión de instalaciones de climatización solar mediante máquinas de absorción*", XV congreso ibérico y X iberoamericano de energía solar, Vigo, España, 20 a 22 de junio de 2012
2. Macía A., Bujedo L.A., Chamorro C.R., Magraner T. "*Energy assessment of the heating-mode operation of a solar-assisted absorption ground coupled heat pump*". 2nd European Conference on Polygeneration. Tarragona, Spain, 30th March-1st April, 2011.
3. Bujedo L.A., Rodríguez J., Macía A., Sanz S., Vicente J., De Torre C., Samaniego J. "*Criterios sobre el diseño, instrumentación y control de instalaciones solares térmicas*". 3º Congreso Técnico de Energía Solar Térmica en Castilla y León (España). 17 de marzo de 2011
4. Bujedo L.A., Rodríguez J., Macía A., De Torre C., Vicente J., Sanz S., Samaniego J. "*Climatización por Suelo Refrescante con Energía Solar Térmica y geotermia en CARTIF*". 2º Congreso Técnico de Energía Solar Térmica en Castilla y León (España). 17 de marzo de 2010.
5. Bujedo L.A., Macía A., De Torre C., Toimil D. "*Condensación Geotérmica Abierta: Diseño y Tramitación*". II Congreso: Energía Geotérmica en la Edificación y la industria (Geoener 2010). Madrid (España). 10-11 de marzo de 2010.
6. Macía A., Bujedo L.A., Vicente J., De Torre C.. "*Development of a model for the simulation of an absorption chiller air-cooled "Rotartica" by TRNSYS*". 3rd International Conference Solar Air-Conditioning. Palermo (Italy). 30th September to 1st y 2nd of October of 2009.
7. Bujedo L. A., Macía A., Rodríguez J., Sanz S., Vicente J., De Torre C. "*Resultados de una instalación de suelo refrescante comparados con una simulación dinámica*". CITEF2009: V Congreso Ibérico y III Congreso Iberoamericano de Ciencias y Técnicas del Frío. Castellón. 23-25 de septiembre de 2009.
8. De Torre C., Bujedo L.A., Macía A., Vicente J., Sanz S. "*Modelado mediante TRNSYS de una instalación de frío solar condensada por geotermia*". CITEF2009: V Congreso Ibérico y III Congreso Iberoamericano de Ciencias y Técnicas del Frío. Castellón. 23-25 de septiembre de 2009.
9. De Torre C., Bujedo L.A., Vicente J., Sanz S., Macia A. "*Condensación geotérmica de las instalaciones de frío solar de Cartif*". (Geoener 2008). Madrid (España). 15-16 de octubre de 2008.

10. Bujedo L.A., Vicente J., De Torre C., Macía A., Rodríguez J. “*Comparación de diversas fuentes climáticas para la simulación de instalaciones de refrigeración solar*”. XIV Congreso Ibérico y IX Congreso Iberoamericano de Energía Solar. Vigo (España). 17-21 de junio 2008.