



UNIVERSITAT
POLITÈCNICA
DE VALÈNCIA



UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA

Análisis y modelado de una instalación geotérmica para climatización de un conjunto de oficinas

Autor:

Félix Ruiz Calvo

Directores:

Dr. D. José Miguel Corberán Salvador

Dra. D^a. Carla Isabel Montagud Montalvá

Julio de 2015

A mi familia...
y en especial a mis padres y a mi abuelo.

“It is well known that a vital ingredient of success is not knowing
that what you’re attempting can’t be done.”
[Terry Pratchett, *Equal Rites*]

Agradecimientos

Quiero agradecer a todas aquellas personas que, a lo largo de los años, me han brindado su apoyo y confianza, gracias a los cuales me encuentro ahora finalizando esta tesis.

Ante todo, agradecer al Instituto de Ingeniería Energética (IIE) y a su director, Dr.D. José Miguel Corberán, por ofrecerme la oportunidad de trabajar con ellos durante todos estos años y de, finalmente, convertir todo ese trabajo en una tesis doctoral; y a todos mis compañeros que han hecho que mi estancia en este instituto haya sido un placer desde el primer día. Por otra parte, nada de esto hubiera sido posible sin el apoyo de mi directora, Dra.D^a. Carla Montagud, a la que agradezco infinitamente la confianza depositada en mí y en mi trabajo, y su inestimable ayuda en todos los trabajos y proyectos desarrollados durante mi estancia en el IIE.

A ambos directores de esta tesis, José Miguel Corberán y Carla Montagud, debo agradecerles específicamente todo el tiempo dedicado a guiarme en este proyecto, con sus consejos, ideas, revisiones y sugerencias que han dado forma y han hecho posible que todo el trabajo realizado se concrete en la presente tesis doctoral. Sin ellos, esto hubiera sido sencillamente imposible.

Ademas, me gustaría agradecer a las personas que han colaborado externamente en el desarrollo de esta tesis: al Dr. D. Mattia De Rosa, por su colaboración y ayuda en el desarrollo del modelo B2G; al Dr. D. José Acuña y a Patricia Monzó, por su colaboración en la validación con datos experimentales.

Finalmente, agradezco también a mis padres y a mi familia su apoyo constante e incondicional a lo largo de todo este tiempo. Ellos me han hecho llegar hasta aquí, estando siempre a mi lado y haciéndome saber que puedo contar con ellos en cualquier momento.

Resumen

De entre las energías renovables actualmente disponibles, la energía geotérmica resulta ser una de las más eficientes en su uso para la climatización de espacios. Es por esto que en los últimos años se han extendido las instalaciones de climatización con bomba de calor acoplada al terreno. En el diseño, el estudio y la optimización de este tipo de instalaciones se utilizan modelos con mayor o menor nivel de detalle que permiten predecir el comportamiento del sistema dentro de unos requerimientos mínimos específicos de la aplicación en concreto.

La instalación objeto de estudio de la presente tesis se encuentra situada en la Universitat Politècnica de València. Dicha instalación fue diseñada y construida en el año 2004 en el marco de un proyecto europeo del V Programa Marco con título GeoCool y ha sido objeto de numerosos estudios y mejoras progresivas de su diseño desde entonces. A lo largo de esta memoria se presenta el trabajo de desarrollo de un modelo global detallado de esta instalación, así como su validación con datos experimentales. El objetivo perseguido es el de obtener un modelo capaz de predecir correctamente el comportamiento dinámico y estático de la instalación, tanto a corto como a largo plazo.

Previo al desarrollo del modelo en sí, es necesario estudiar el comportamiento de la instalación experimental. Para ello, se presenta, en primer lugar, una descripción del sistema y de todos sus componentes, y se determinan los parámetros característicos de su funcionamiento los cuales posteriormente se trasladarán al modelo de la instalación. Además de una descripción detallada del sistema, se realiza un análisis de su funcionamiento a lo largo de varios años (del año 2008 al 2012). Para este análisis se han tenido en cuenta diversos parámetros característicos del comportamiento energético del sistema, obtenidos a partir de las medidas experimentales registradas en el funcionamiento habitual de la instalación, tales como las temperaturas medias del agua en diversos puntos del sistema, la demanda térmica del edificio, el factor de carga parcial o los factores de rendimiento diario y estacional. Uno de los objetivos de esta tesis es precisamente el estudio y análisis de estos parámetros, por lo que se han detallado las fórmulas y el procedimiento de cálculo utilizado para su obtención, que en algunos casos puede presentar una gran complejidad en el manejo y tratamiento de los datos experimentales.

A partir del estudio de la evolución a corto plazo de las variables representativas del funcionamiento de la instalación, se identifican las principales características del comportamiento dinámico del sistema, que se intentarán reproducir con el modelo desarrollado. Por su parte, el estudio de los parámetros característicos del funcionamiento a lo largo de varios años se realiza teniendo en cuenta los valores correspondientes a promedios mensuales. En este análisis se identifican también las tendencias características del comportamiento del

sistema a largo plazo, que posteriormente el modelo global de la instalación deberá ser capaz de reproducir.

El modelo global se ha desarrollado utilizando la herramienta TRNSYS. Para ello se ha seguido una estrategia de incorporación progresiva de componentes: primero se ha programado el modelo del edificio para obtener un perfil de demanda térmica adecuado al año de estudio; posteriormente se han ido añadiendo sucesivamente las unidades terminales o *fancoils*, los componentes del circuito interno (circuito hidráulico acoplado al edificio), la bomba de calor y los componentes del circuito externo (circuito hidráulico acoplado al intercambiador enterrado). En cada paso se asegura un correcto ajuste del modelo mediante su validación con datos experimentales, lo cual permite identificar y aislar los efectos de cada componente sobre los resultados finales. Al incluir el intercambiador enterrado en el modelo global, queda patente la necesidad de un nuevo modelo de intercambiador enterrado capaz de reproducir el comportamiento tanto dinámico como estático de la temperatura del agua a la salida del mismo.

Así pues, como último punto de la tesis, se ha desarrollado un modelo de intercambiador enterrado, basado en la combinación de dos modelos distintos: el modelo *g-function* para tener en cuenta el comportamiento a largo plazo de la temperatura del terreno y el modelo B2G, desarrollado específicamente para esta aplicación, que permite reproducir la evolución de la temperatura del agua a la salida del intercambiador durante un cierto periodo de tiempo (10-15 horas), coincidente con el periodo de funcionamiento diario de la instalación. Este modelo de intercambiador enterrado ha sido debidamente validado con datos experimentales pertenecientes a dos intercambiadores distintos y, posteriormente, se ha incluido en el modelo global de la instalación.

El modelo global de la instalación desarrollado de esta forma consigue reproducir con precisión los resultados experimentales del funcionamiento del sistema tanto a corto como a largo plazo, incluso después de aplicar las mismas modificaciones que se han ido aplicando a la instalación experimental a lo largo de los años, y resulta ser, por tanto, una herramienta útil para el desarrollo de futuras estrategias de optimización energética, junto con los algoritmos de control correspondientes.

Resum

De entre les energies renovables actualment disponibles, l'energia geotèrmica resulta ser una de les més eficients en el seu us per a la climatització d'espais. Es per aquesta raó que als últims anys s'han estès les instal·lacions de climatització amb bomba de calor acoplada al terreny. En el disseny, l'estudi i la optimització d'aquest tipus d'instal·lacions s'utilitzen models amb major o menor nivell de detall que permeten predir el comportament del sistema dins uns requeriments mínims específics de l'aplicació en concret.

La instal·lació objecte d'estudi de la present tesi es troba a la Universitat Politècnica de València. Dita instal·lació fou dissenyada i construïda en l'any 2004 en el marc d'un projecte europeu del V Programa Marco amb títol Geo-Cool i ha sigut objecte de nombrosos estudis i millores progressives del seu disseny des d'aleshores. Al llarg d'aquesta memòria es presenta el treball de desenvolupament d'un model global detallat d'aquesta instal·lació, així com la seua validació amb dades experimentals. L'objectiu perseguit es el d'obtenir un model capaç de predir correctament el comportament dinàmic i estàtic de la instal·lació, tant a curt com a llarg termini.

Prèviament al desenvolupament del model en sí, es necessari estudiar el comportament de la instal·lació experimental. Amb tal fi, es presenta, en primer lloc, una descripció del sistema i de tots els seus components, i es determinen els paràmetres característics del seu funcionament els quals posteriorment es traslladaran al model de la instal·lació. A més de una descripció detallada del sistema, es realitza un anàlisi del seu funcionament al llarg de diversos anys (de l'any 2008 al 2012). Per a aquest anàlisi s'han considerat diversos paràmetres característics del comportament energètic del sistema, obtinguts a partir de les mesures experimentals registrades en el funcionament habitual de la instal·lació, com per exemple les temperatures mitjanes de l'aigua en diversos punts del sistema, la demanda tèrmica de l'edifici, el factor de càrrega parcial o els factors de rendiment diari i estacional. Un dels objectius d'aquesta tesi és precisament l'estudi i anàlisi d'aquests paràmetres, pel que s'han detallat les fórmules i el procediment de càlcul emprat per a la seua obtenció, que en alguns casos pot presentar una gran complexitat en el tractament de les dades experimentals.

A partir de l'estudi de la evolució a curt termini de les variables representatives del funcionament de la instal·lació, s'identifiquen les principals característiques del comportament dinàmic del sistema, que s'intentaran reproduir amb el model desenvolupat. Per altra banda, l'estudi dels paràmetres característics del funcionament al llarg de diversos anys es realitza tenint en compte els valors corresponents a promitjos mensuals. En aquest anàlisi s'identifiquen també les tendències característiques del comportament del sistema a llarg termini, que posteriorment el model global de la instal·lació deurà ser capaç

de reproduir.

El model global s'ha desenvolupat utilitzant la ferramenta TRNSYS. Amb aquest fi s'ha seguit una estratègia d'incorporació progressiva de components: primer s'ha programat el model del edifici per a obtenir un perfil de demanda tèrmica adequat al any d'estudi; posteriorment s'han anat afegint successivament les unitats terminals o *fancoils*, els components del circuit intern (circuit hidràulic acoplat al edifici), la bomba de calor i els components del circuit extern (circuit hidràulic acoplat l'intercanviador soterrat). A cada pas s'assegura un correcte ajust del model mitjançant la validació amb dades experimentals, la qual cosa permet identificar i aïllar els efectes de cada component sobre els resultats finals. Al incloure l'intercanviador soterrat en el model global, queda de manifest la necessitat d'un nou model d'intercanviador soterrat capaç de reproduir el comportament tant dinàmic com estàtic de la temperatura de l'aigua a la eixida del tub.

Així, com últim punt de la tesi, s'ha desenvolupat un model d'intercanviador soterrat, basat en la combinació de dos models distints: el model *g-function* per a tindre en comte el comportament a llarg termini de la temperatura del terreny i el model B2G, desenvolupat específicament per a aquesta aplicació, que permet reproduir la evolució de la temperatura de l'aigua a l'eixida de l'intercanviador durant un determinat període de temps (10-15 hores), coincidint amb el període de funcionament diari de la instal·lació. Aquest model d'intercanviador soterrat ha sigut degudament validat amb dades experimental de dos intercanviadors distints i, posteriorment, s'ha inclòs en el model global de la instal·lació.

El model global de la instal·lació desenvolupat d'aquesta manera aconseguix reproduir amb precisió els resultats experimentals del funcionament del sistema tant a curt com a llarg termini, inclús després d'aplicar-hi les mateixes modificacions que s'han anat aplicant a la instal·lació experimental al llarg dels anys, y resulta ser, per tant, una ferramenta útil per al desenvolupament de futures estratègies d'optimització energètica, junt amb els algorismes de control corresponents.

Abstract

Among the currently available renewable energy sources, geothermal energy happens to be one of the most efficient when used for air conditioning of buildings. For this reason, the use of ground source heat pump systems has spread during the last years. When designing, studying and optimizing this kind of systems, models are used, more or less detailed, which allow predicting the behavior of the system within the application minimum requirements.

The installation studied in this thesis is located at Universitat Politècnica de València. This installation was designed and built in 2004 in the framework of a European Fifth Framework project called GeoCool, and it has been the object of research and progressive improvements of its design since then. In this report, the development of a global detailed model of this installation is presented, along with its validation using experimental data. The main objective is to obtain a model able to correctly predict the dynamic and static behavior of the system, both on a short- and a long-term basis.

Prior to the model development, it is necessary to study the performance of the experimental system. Firstly, a description of the system and all its components is provided, and their main working parameters are identified, in order to transfer them to the model. Besides the system description, also an analysis of the performance of the installation during five years (from 2008 to 2012) is carried out. For this analysis, some characteristic parameters of the system behavior have been taken into account which are obtained from the experimental measurements corresponding to the typical operation of the installation, such as the average water temperatures, the building's thermal load, the partial load ratio, or the daily and seasonal performance factors. Since the study and analysis of these parameters is one of the aims of the present work, the calculation procedure and the formulas used for their determination are detailed, in some cases involving a highly complex raw data processing.

From the short-term evolution study of the variables that represent the performance of the installation, the main characteristics of the system dynamic behavior are identified. The model will intend to reproduce these characteristics. On the other hand, the long-term performance parameters are studied as monthly averages. In this analysis, the characteristic trends of the system long-term performance are identified. The model should be able to also reproduce these trends.

The global model has been developed using the TRNSYS software. A progressive incorporation strategy has been followed: first, the building model has been programmed in order to provide an adequate load profile for the year studied; afterwards, the remaining components of the system have been successively incorporated to the model, starting with the fancoils, the components of

the internal circuit (hydraulic circuit coupled to the building), the heat pump, and the external circuit components (hydraulic circuit coupled to the ground source heat exchanger). At each step, the correct adjustment of the model is ensured by validating it with experimental data, allowing the identification of the influence that each component has on the final results. When including the ground source heat exchanger to the global model, it is evident the need for a new model for this component that can correctly reproduce both the dynamic and static response of the water temperature at the end of the pipes of the heat exchanger.

Therefore, as a final step, a new ground source heat exchanger model has been developed, based on combining two different models: the g-function model in order to account for the long-term behavior of the ground temperature, and the B2G model, specifically developed for this application, which allows reproducing the evolution of the outlet water temperature for a given time period (10-15 hours), corresponding to the daily operating period of the system. The ground source heat exchanger model has been validated against experimental data from two different installations and, finally, it has been included into the global model of the system.

The system global model developed has proved to be able to precisely reproduce the experimental results for the system performance, both on a short- and long-term basis, even after including the modifications that have occurred on the experimental installation along the years. Therefore, the model will be a useful tool for the development of future optimization strategies, together with the corresponding control algorithms.

Índice general

Agradecimientos	II
Resumen	III
Resum	V
Abstract	VII
1. Introducción	1
1.1. Motivación	3
2. Objetivos y metodología	5
2.1. Objetivos del estudio	5
2.2. Estructura de la tesis	6
2.3. Nomenclatura	7
2.3.1. Acrónimos	8
2.3.2. Subíndices	8
3. Descripción del sistema	10
3.1. Componentes	11
3.1.1. Edificio	11
3.1.2. <i>Fancoils</i>	16
3.1.3. Bombas de circulación	20

3.1.4.	Depósitos de inercia	20
3.1.5.	Tuberías	23
3.1.6.	Bomba de calor	24
3.1.7.	Intercambiador enterrado	27
3.2.	Sistema de adquisición de datos	31
4.	Análisis del funcionamiento del sistema	35
4.1.	Procesado y análisis de los datos experimentales	36
4.1.1.	Cálculos	40
4.2.	Días típicos	57
4.3.	Evolución anual	73
5.	Modelo detallado en TRNSYS	84
5.1.	Modelo del edificio	86
5.2.	<i>Fancoils</i>	97
5.3.	Modelo de la bomba de calor	103
5.3.1.	Bomba de calor con dos compresores en tándem	115
5.4.	Circuito externo	117
6.	Modelo del intercambiador enterrado	132
6.1.	Introducción	132
6.1.1.	Planteamiento del nuevo modelo	135
6.2.	Modelo de la tubería	136
6.3.	Modelo B2G	141
6.3.1.	Descripción del modelo	141
6.3.2.	Cálculo de parámetros	144
6.3.3.	Resolución numérica e implementación	149
6.4.	Validación del modelo B2G	152
6.4.1.	Intercambiador de KTH	152
6.4.2.	Intercambiador situado en la UPVLC	164
6.5.	Modelo a largo plazo: <i>g-function</i>	177

6.5.1. Implementación del modelo <i>g-function</i>	181
6.5.2. Programación en TRNSYS	185
6.6. Combinación de modelos	191
7. Resultados y discusión	207
7.1. Días típicos	208
7.2. Evolución anual	214
7.3. Extensión de la validación	218
7.3.1. Depósito en impulsión	219
7.3.2. Bomba de calor con dos compresores en tándem	223
8. Conclusiones	231
8.1. Futuras líneas de investigación	234
Apéndices	238
A. Características del edificio	238
B. Gráficas de funcionamiento típico	241
B.1. Modo calefacción	241
B.1.1. Configuración inicial: bomba simple y depósito en retorno	241
B.1.2. Depósito en impulsión	243
B.1.3. Bomba de calor con dos compresores en tándem	244
B.2. Modo refrigeración	245
B.2.1. Configuración inicial: bomba simple y depósito en retorno	245
B.2.2. Depósito en impulsión	247
B.2.3. Bomba de calor con dos compresores en tándem	249
C. Código fuente de los <i>types</i> en FORTRAN	250
C.1. Bomba de calor de una etapa de compresión	250
C.2. Bomba de calor de dos compresores trabajando en tándem	253

C.3. Tubería	257
C.4. Modelo B2G	259
C.5. <i>g-function</i>	263
D. Extensión de la validación del modelo	269
D.1. Abril	269
D.2. Julio	272
D.3. Octubre	274
E. Publicaciones derivadas de la tesis	276
Bibliografía	278

Índice de figuras

1.1. Distintos tipos de intercambiador enterrado	3
3.1. Esquema de la instalación	12
3.2. Edificio del DTA	13
3.3. Plano del DTA	14
3.4. Plano acotado del DTA	15
3.5. Tipos de ventanas	16
3.6. Plano de distribución de paredes	17
3.7. Plano de situación de <i>fancoils</i>	18
3.8. Panel de control de los <i>fancoils</i>	19
3.9. Esquema hidráulico de los <i>fancoils</i>	19
3.10. Bombas de circulación	20
3.11. Curvas características de la BCI	21
3.12. Curvas características de la BCE	22
3.13. Esquema de la bomba de calor	25
3.14. Ejemplo del control de la bomba de calor	26
3.15. Ejemplo de secuencia de encendido/apagado de los compresores	28
3.16. Esquema de situación de los pozos	29
3.17. Sección transversal de un pozo	29
3.18. Configuración de los <i>boreholes</i>	30
3.19. Imagen de las obras del intercambiador enterrado	31
3.20. Esquema de la instalación con el DAQ	32

3.21. Caudalímetro instalado en el circuito externo	33
4.1. Esquema del proceso de tratamiento de datos	38
4.2. Hoja resumen de los parámetros diarios	39
4.3. Potencia del circuito externo	41
4.4. Potencia del circuito interno	42
4.5. Temperaturas del agua	44
4.6. Evolución de la temperatura controlada durante un ciclo	52
4.7. Tipos de ciclo	55
4.8. Temperatura del agua en modo calefacción	58
4.9. Caudal en modo calefacción	59
4.10. Factor de carga en modo calefacción	59
4.11. Ciclos de temperatura	60
4.12. Comparación factor de carga vs. consumo de <i>fancoils</i>	62
4.13. Temperatura del agua en modo calefacción	63
4.14. Caudal en modo calefacción	64
4.15. Factor de carga en modo calefacción	64
4.16. Temperatura del agua de entrada al circuito interno	65
4.17. Temperatura del agua en modo calefacción	66
4.18. Calor intercambiado en modo calefacción	67
4.19. Factor de carga en modo calefacción	67
4.20. Ciclos de temperatura	68
4.21. Temperatura del agua en modo refrigeración	69
4.22. Factor de carga en modo refrigeración	70
4.23. Temperatura del agua en modo refrigeración	70
4.24. Factor de carga en modo refrigeración	71
4.25. Temperatura del agua en modo refrigeración	71
4.26. Factor de carga en modo refrigeración	72
4.27. Calor intercambiado en modo refrigeración	72
4.28. Evolución de la temperatura del agua en el circuito interno	74

4.29. Valores del <i>setting</i>	75
4.30. Evolución de la temperatura del agua en el circuito externo . .	76
4.31. Carga térmica	77
4.32. Evolución del factor de carga parcial	79
4.33. Capacidad térmica	80
4.34. Evolución de los valores del DPF	82
5.1. Generación de las señales de control	87
5.2. TRNBuild	88
5.3. Perfil de ocupación del edificio	89
5.4. Perfil de iluminación del edificio	90
5.5. Esquema TRNSYS para la simulación del modelo del edificio .	92
5.6. Resultados de simulación del edificio con parámetros iniciales .	93
5.7. Resultados de simulación del edificio con ajuste definitivo . . .	95
5.8. Comparativa del ajuste definitivo para varios años	96
5.9. Resultados de simulación del edificio	97
5.10. Modelo de los <i>fancoils</i> en TRNSYS	98
5.11. Conexión de los <i>fancoils</i> en TRNSYS	99
5.12. Esquema TRNSYS del modelo del edificio y los <i>fancoils</i>	100
5.13. Caudal de agua del circuito interno durante el año 2008	101
5.14. Resultados de simulación del edificio con <i>fancoils</i>	102
5.15. Comparación de resultados de carga del edificio y de los <i>fancoils</i>	103
5.16. Ajuste de potencia absorbida por la BCI en función del caudal	104
5.17. Contenido de la macro <i>CI+Fancoils</i> del modelo en TRNSYS .	109
5.18. Contenido de la macro <i>Heat Pump</i> del modelo en TRNSYS . .	110
5.19. Temperatura promedio del agua de retorno del terreno	111
5.20. Caudal de agua del circuito externo durante el año 2008	112
5.21. Esquema TRNSYS con la bomba de calor y el CI	113
5.22. Resultados de simulación del modelo con bomba de calor y CI .	114
5.23. Comparativa del ajuste del modelo con diferentes años	114

5.24. Contenido de la macro <i>Control Tandem</i>	116
5.25. Ajuste de potencia absorbida por la BCE en función del caudal	118
5.26. Contenido de la macro <i>CE+GSHE</i> del modelo en TRNSYS . .	120
5.27. Esquema TRNSYS para la simulación del modelo completo . .	122
5.28. Contenido de la macro <i>Heat Pump</i> modificada	123
5.29. Resultados de simulación del modelo completo	123
5.30. Comparativa de la carga en el circuito externo para varios años	124
5.31. Comparativa de las temperaturas del agua en el circuito interno	125
5.32. Comparativa de las temperaturas del agua en el circuito externo	126
5.33. Temperaturas del agua en un día de alta carga de calefacción .	127
5.34. Temperaturas del agua en un día de baja carga de calefacción .	129
5.35. Temperaturas del agua en un día de alta carga de refrigeración	130
5.36. Temperaturas del agua en un día de baja carga de refrigeración	131
6.1. <i>Delta network</i> estándar	134
6.2. Discretización de la tubería	138
6.3. Red térmica del modelo B2G	143
6.4. Pasos de definición de la resistencia térmica	145
6.5. Características geométricas del modelo	148
6.6. Adaptación de la tubería al modelo B2G	151
6.7. Esquema para la simulación del modelo B2G	155
6.8. Comparación de resultados para dos <i>step-tests</i> distintos	156
6.9. Error absoluto de las temperaturas de salida	157
6.10. Resultados para los perfiles internos de temperatura	158
6.11. Resultados para los perfiles internos de temperatura, segundo <i>step-test</i>	159
6.12. Resultados para distintos periodos de inyección de calor	160
6.13. Resultados de simulación con diferentes valores de D_x	162
6.14. Error absoluto y desviación estándar de la temperatura de salida	163

6.15. <i>Step-test</i> : temperaturas del agua y caudales en ambos circuitos hidráulicos	167
6.16. <i>Step-test</i> : resultados de simulación	168
6.17. <i>Step-test</i> : análisis de sensibilidad respecto de la posición de los nodos del relleno	169
6.18. Resultados de simulación para un día típico de calefacción . . .	171
6.19. Resultados de simulación para un día típico de refrigeración . .	173
6.20. Comparación B2G vs. DST para el <i>step-test</i>	174
6.21. Comparación B2G vs. DST para un día típico en modo calefacción	175
6.22. Comparación B2G vs. DST para un día típico en modo refrige- ración	175
6.23. <i>G-functions</i> para distintas configuraciones de intercambiador enterrado	179
6.24. Bloques de carga representando la evolución de la carga real . .	182
6.25. Descomposición de la carga real en escalones superpuestos . . .	182
6.26. Agregación de carga	184
6.27. Resultados de simulación con y sin cargas agregadas	185
6.28. Comprobación de la programación del modelo <i>g-function</i>	190
6.29. Diferentes tipos de bloques de carga	192
6.30. Esquema TRNSYS del modelo del intercambiador enterrado . .	193
6.31. Resultados de simulación del modelo para una semana	194
6.32. Resultados de simulación del modelo para un mes	195
6.33. Resultados de simulación del <i>step-test</i> con el <i>borehole</i> promedio	197
6.34. Contenido de la macro <i>CE+GSHE</i> del modelo en TRNSYS . .	198
6.35. Resultados de simulación con el nuevo modelo de intercambiador	199
6.36. Carga en el circuito externo comparada con diferentes años (B2G)	200
6.37. Temperaturas del agua en el circuito interno (B2G)	200
6.38. Temperaturas del agua en el circuito externo (B2G)	201
6.39. Temperaturas del agua en un día de alta carga de calefacción (B2G)	202

6.40. Temperaturas del agua en un día de baja carga de calefacción (B2G)	203
6.41. Temperaturas del agua en un día de alta carga de refrigeración (B2G)	204
6.42. Temperaturas del agua en un día de baja carga de refrigeración (B2G)	205
7.1. Perfil de carga experimental y simulado para un día de alta carga de calefacción	209
7.2. Temperaturas del agua para un día de alta carga de calefacción	210
7.3. Corrección del perfil de demanda	210
7.4. Temperaturas del agua con la demanda corregida	211
7.5. Potencia consumida por los componentes de la instalación . . .	213
7.6. Comparativa del factor de carga parcial (B2G)	215
7.7. Resultados de demanda térmica del circuito interno	215
7.8. Comparativa del DPF ₁ (B2G)	216
7.9. Comparativa del DPF ₂ (B2G)	216
7.10. Comparativa del DPF ₃ (B2G)	217
7.11. Comparativa del DPF ₄ (B2G)	217
7.12. Perfil de carga térmica para el año 2010	220
7.13. Temperaturas del agua en el año 2010	221
7.14. Factor de carga parcial en el año 2010	222
7.15. DPFs en el año 2010	222
7.16. Contenido de la macro <i>Heat Pump</i>	224
7.17. Esquema TRNSYS del modelo global.	225
7.18. Perfil de carga térmica para el año 2012	226
7.19. Temperaturas del agua para el año 2012	228
7.20. Factor de carga parcial en el año 2012	229
7.21. DPFs para el año 2012	229
B.1. Potencia del circuito interno en modo calefacción	241
B.2. Potencia del circuito externo en modo calefacción	242

B.3. Calor intercambiado en modo calefacción	242
B.4. Potencia del circuito interno en modo calefacción	243
B.5. Potencia del circuito externo en modo calefacción	243
B.6. Calor intercambiado en modo calefacción	243
B.7. Caudal en modo calefacción	244
B.8. Potencia del circuito interno en modo calefacción	244
B.9. Potencia del circuito externo en modo calefacción	244
B.10. Caudal en modo refrigeración	245
B.11. Potencia del circuito interno en modo refrigeración	245
B.12. Potencia del circuito externo en modo refrigeración	246
B.13. Calor intercambiado en modo refrigeración	246
B.14. Caudal en modo refrigeración	247
B.15. Potencia del circuito interno en modo refrigeración	247
B.16. Potencia del circuito externo en modo refrigeración	247
B.17. Calor intercambiado en modo refrigeración	248
B.18. Caudal en modo refrigeración	249
B.19. Potencia del circuito interno en modo refrigeración	249
B.20. Potencia del circuito externo en modo refrigeración	249
D.1. Corrección del perfil de demanda	269
D.2. Temperaturas del agua con la demanda corregida	270
D.3. Potencia consumida por los componentes de la instalación . . .	271
D.4. Corrección del perfil de demanda	272
D.5. Temperaturas del agua con la demanda corregida	272
D.6. Potencia consumida por los componentes de la instalación . . .	273
D.7. Corrección del perfil de demanda	274
D.8. Temperaturas del agua con la demanda corregida	274
D.9. Potencia consumida por los componentes de la instalación . . .	275

Índice de tablas

3.1. Características del edificio	13
3.2. Características de los <i>fancoils</i>	17
5.1. Parámetros de ajuste del modelo del edificio	91
5.2. Coeficientes para las correlaciones de la bomba de calor de un compresor	106
5.3. Variables del <i>type</i> de la bomba de calor	106
5.4. Coeficientes para las correlaciones de la bomba de calor de dos compresores en tándem	115
6.1. Comparación de modelos de intercambiador enterrado	135
6.2. Parámetros del modelo B2G	155
6.3. Parámetros del nodo del terreno correspondientes a distintos periodos de inyección de calor	161
6.4. Parámetros del modelo B2G	165
6.5. Error máximo y máximo número de bloques necesarios con dis- tintos parámetros de agrupación de carga	186
6.6. Variables del <i>type</i> de la <i>g-function</i>	186
6.7. Parámetros del modelo B2G	197
A.1. Características de las zonas	238
A.2. Características de las ventanas	239
A.3. Características de la fachada antigua	239
A.4. Características de la fachada nueva	239

A.5. Características de las paredes internas	239
A.6. Paredes internas	240
A.7. Características del suelo y el techo	240
A.8. Ganancias internas	240

Códigos

5.1. Código del <i>type</i> de la bomba de calor	107
6.1. Código del <i>type</i> de la tubería	141
6.2. Código del <i>type</i> del modelo B2G	151
6.3. Código de iniciación del <i>type</i> del modelo <i>g-function</i>	187
6.4. Código del algoritmo de agregación del <i>type</i> del modelo <i>g-function</i>	188
6.5. Código de cálculo del <i>type</i> del modelo <i>g-function</i>	189
Bomba.for	250
HPtandem.for	253
Pipe.for	257
Borehole.for	259
g-function.for	263

Capítulo 1

Introducción

La energía geotérmica representa una de las fuentes de energía renovable que más se ha desarrollado y evolucionado en los últimos años. La creciente preocupación por la limitada disponibilidad de combustibles fósiles, unida a las sucesivas crisis del petróleo, ha impulsado la búsqueda de fuentes de energía alternativas. Además, diversas consideraciones medioambientales, como los objetivos de reducción de las emisiones de gases de efecto invernadero, han provocado que esta búsqueda se enfoque principalmente en el uso de fuentes de energía renovables y no contaminantes. De entre ellas, la energía geotérmica es, según la agencia estadounidense de protección del medioambiente (EPA, *Environmental Protection Agency*), una de las más eficientes y con mayor grado de confort [1].

El uso y aprovechamiento del calor acumulado en el subsuelo como fuente de energía se empezó a extender a partir del siglo XIX y durante el siglo XX, aunque algunos usos, como las aguas termales naturales, datan de mucho antes. Actualmente se distinguen diversos tipos de energía geotérmica en función del rango de temperaturas de trabajo. La energía geotérmica de alta y media temperatura (entre 150 y 400°C y entre 70 y 150°C, respectivamente) se utiliza principalmente para la generación de electricidad, mediante vapor proveniente de acuíferos subterráneos. La energía geotérmica de baja y muy baja temperatura (entre 50 y 70°C y entre 20 y 50°C, respectivamente) se utiliza, sin embargo, para usos domésticos, urbanos o agrícolas, como puede ser el agua caliente sanitaria o los sistemas de climatización.

No existen muchas localizaciones que permitan el aprovechamiento de energía geotérmica de alta temperatura, ya que se requiere de unas condiciones específicas en cuanto a formación geológica así como de la presencia de una fuente de calor magmático. Es por esto que el uso de esta energía queda reducido a los países situados en bordes de placas tectónicas o en zonas altamente

volcánicas, como EEUU, Filipinas, México, Indonesia o Italia. Sin embargo, la energía geotérmica de muy baja temperatura es aprovechable en prácticamente cualquier punto de la superficie terrestre. Por esta razón, gran parte de la investigación en energía geotérmica se centra en el uso de bombas de calor acopladas al terreno, que permiten la explotación de este recurso en cualquier zona.

Las instalaciones de climatización con bomba de calor acoplada al terreno (GSHP, *ground source heat pump*) se caracterizan por utilizar el terreno como foco para el intercambio de calor, al contrario que los sistemas de climatización convencionales, que intercambian calor con el aire exterior. Así pues, en estos casos se usan bombas de calor agua-agua, utilizando el terreno como fuente de calor en invierno (modo calefacción) y como disipador de calor en verano (modo refrigeración). Existen varios ejemplos de este tipo de instalaciones en Turquía [2–6], Japón [7], China [8, 9], Reino Unido [10, 11] o Alemania [12], entre otros. Tradicionalmente, los sistemas con GSHP se han utilizado en lugares con alta demanda de calefacción en los que prácticamente no existe demanda de refrigeración. En estos casos, es necesario disponer de una fuente alternativa de calor (como los colectores solares) para inyectarlo al terreno durante el verano, garantizando así el equilibrio térmico del suelo [2, 4, 5].

Sin embargo, en los últimos años se han empezado a instalar GSHPs en zonas donde prima la demanda de refrigeración. En estos casos la bomba de calor suele ser reversible [13], permitiendo su uso tanto para refrigeración como para calefacción. En [9] y [11] se presentan algunas descripciones y comentarios sobre el diseño y análisis de este tipo de sistemas. La bomba de calor reversible permite garantizar el equilibrio térmico del terreno, a condición de que el sistema esté correctamente diseñado y en el caso de que la carga térmica inyectada/extraída esté equilibrada. El análisis del equilibrio térmico del terreno y de cómo varía su temperatura a lo largo de los años es uno de los temas a tener en cuenta en este tipo de instalaciones. Algunos estudios al respecto se presentan en [8] y en [14].

Una bomba de calor acoplada al terreno requiere un intercambiador enterrado (GSHE, *ground source heat exchanger*) que permita la extracción o inyección de calor al terreno [15]. Estos intercambiadores suelen consistir en tuberías enterradas por las que circula el fluido caloportador, normalmente agua (con o sin anticongelante). La geometría y el diseño del intercambiador enterrado es también uno de los temas clave a estudiar en este tipo de instalaciones. Principalmente se pueden encontrar dos tipos de GSHE: horizontales, en los que las tuberías discurren horizontalmente por una gran superficie de terreno pero a poca profundidad, normalmente formando bucles; y verticales, en los que las tuberías discurren en sentido vertical por pozos perforados a tal efecto con profundidades que varían desde los 30 m hasta 300 m. La figura 1.1 muestra diferentes configuraciones para el intercambiador enterrado de una

instalación de GSHP.

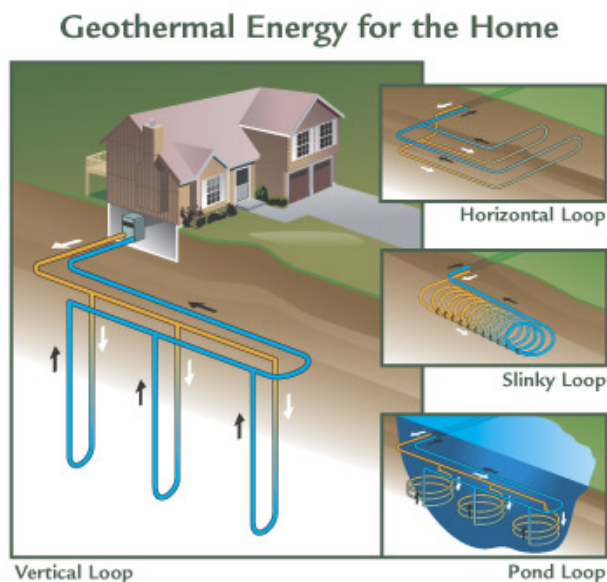


Figura 1.1: Distintos tipos de intercambiador enterrado. Fuente: *Encyclopedia of Alternative Energy and Sustainable Living*

Los primeros estudios realizados con instalaciones de bomba de calor acoplada al terreno prueban una mayor eficiencia energética de estos sistemas frente a los sistemas de bomba de calor aire-agua [16–18]. Concretamente, se ha comprobado que el consumo energético se reduce hasta en un 40 % con una GSHP [19]. Al tratarse de sistemas relativamente novedosos, existe aún un amplio margen para la optimización y mejora de su funcionamiento, que es el objeto de investigación de gran parte de los trabajos que se llevan a cabo en este ámbito [20].

1.1. Motivación

Para poder seguir mejorando los sistemas de bomba de calor acoplada al terreno, estudiándolos y optimizándolos, es necesario disponer de las herramientas necesarias para el análisis de su funcionamiento.

La monitorización de la instalación permite realizar este análisis y evaluar su eficiencia a través del cálculo de los distintos parámetros de funcionamiento. Entre ellos, los coeficientes de operación (COP, *coefficient of performance*) o

los factores de rendimiento diario (DPF, *daily performance factor*) permiten evaluar directamente la eficiencia del sistema. Sin embargo, existen muchos otros parámetros, tales como el factor de carga parcial, α , o la demanda de energía térmica, entre otros, que permiten también caracterizar y comprender el funcionamiento de la instalación, más allá de su eficiencia energética. Diversos análisis experimentales del funcionamiento de este tipo de instalaciones se presentan en [3–6, 21].

Además de realizar estos análisis, la investigación sobre este tipo de sistemas se centra también en los métodos y modificaciones necesarias para la optimización de las instalaciones. Para ello, se utilizan programas específicos de simulación de sistemas térmicos que permitan predecir y estudiar el efecto de las distintas modificaciones sobre el comportamiento del sistema antes de llevarlas a cabo en la instalación real. Se han realizado varios trabajos de investigación enfocados al modelado y simulación de instalaciones de GSHP, como en [22], [23], [24] y [25]; normalmente con el propósito de optimizar el sistema correspondiente [26].

Así pues, será necesario disponer de un modelo de la instalación a estudiar, con el que poder realizar las simulaciones oportunas. El nivel de detalle de este modelo dependerá de las necesidades del estudio a realizar. La completa monitorización de la instalación permite la validación de los modelos con datos experimentales. De esta manera se comprueba la utilidad del modelo como herramienta de estudio.

Dentro de este contexto se sitúa la presente tesis doctoral, que trata del estudio, análisis y modelado de la instalación de bomba de calor geotérmica para climatización de las oficinas del Departamento de Termodinámica de la Universitat Politècnica de València.

Capítulo 2

Objetivos y metodología

El presente trabajo ha sido realizado en el Instituto de Ingeniería Energética de la Universitat Politècnica de València (UPVLC). La instalación objeto de estudio se sitúa en esta misma universidad y su desarrollo fue financiado por el quinto programa marco de la Unión Europea, dentro del proyecto GeoCool [27]. La operación y estudio de la instalación ha continuado posteriormente con el proyecto GROUND-MED [28], correspondiente al séptimo programa marco de la Unión Europea.

2.1. Objetivos del estudio

La optimización del funcionamiento de la instalación requiere de un estudio previo de su funcionamiento. El primer objetivo de la presente tesis será realizar un análisis exhaustivo de los datos recogidos durante todo el periodo de funcionamiento de la instalación. Para ello se utilizarán distintos parámetros y variables, medidos y calculados, que permiten caracterizar la evolución del sistema y estudiar su comportamiento en términos de eficiencia energética. Dentro de este primer objetivo se incluye también la descripción del proceso de tratamiento de los datos que permite obtener estos parámetros a partir de los datos recogidos en la instalación.

El objetivo principal de la tesis es el desarrollo de un modelo completo de la instalación, mediante un software de simulación específico. Se pretende conseguir un modelo detallado que permita la simulación del funcionamiento real de la instalación. Por una parte, se intenta modelar el comportamiento del sistema a largo plazo, a través del estudio de los parámetros característicos y su evolución mensual durante largos periodos de tiempo. Por otra parte, el modelo deberá también reflejar el comportamiento dinámico a corto plazo de la instalación, recreando la evolución de las temperaturas del agua así como

del resto de variables registradas en la instalación a lo largo del día.

Metodología

Para el análisis del funcionamiento del sistema se han desarrollado varias herramientas para el procesado y análisis de los datos experimentales, utilizando el programa Excel como plataforma. Los archivos de Excel preparados para el análisis de los datos previamente a la realización de este trabajo, se han mejorado y adaptado para implementar nuevos cálculos y ajustarse a los cambios realizados en la instalación.

Para el desarrollo del modelo de la instalación se ha utilizado el programa TRNSYS. En el proceso se han ido añadiendo componentes progresivamente, empezando por el edificio hasta el intercambiador enterrado, asegurando que el modelo de cada etapa funciona correctamente y validándolo con datos experimentales. En varias etapas del proceso se han tenido que modificar los códigos de los *types* de TRNSYS, o incluso escribir códigos para nuevos *types*.

El ajuste de cada etapa del modelo se ha validado comparando los resultados de las simulaciones con los parámetros calculados en el análisis de los datos experimentales de la instalación.

2.2. Estructura de la tesis

El trabajo realizado se estructura de la siguiente manera:

- En el capítulo 3 se presenta la descripción de la instalación de bomba de calor geotérmica objeto del estudio.
- El capítulo 4 muestra el análisis del sistema, los pasos seguidos para el cálculo de los parámetros característicos de su funcionamiento y los resultados obtenidos.
- El desarrollo del modelo del sistema se presenta en el capítulo 5. En él se describen los pasos seguidos para el modelado de las distintas partes de la instalación, las modificaciones realizadas sobre los *types* de TRNSYS y los nuevos *types* desarrollados específicamente.
- El capítulo 6 presenta el desarrollo del modelo B2G para el intercambiador enterrado.
- En el capítulo 7 se extiende la validación del modelo global con datos experimentales pertenecientes a distintas épocas de funcionamiento de la instalación.

- Por último, el capítulo 8 cierra la presente tesis exponiendo las principales conclusiones extraídas del trabajo realizado.

2.3. Nomenclatura

Símbolo	Descripción	Unidades
α	Factor de carga parcial	%
α_g	Difusividad térmica del terreno	m ² /s
a	Parámetro de determinación de la posición de los nodos del relleno	-
A	Área	m ²
c	Capacidad volumétrica	J/m ³ K
C	Capacidad térmica	J/K
c_p	Capacidad específica a presión constante	J/kg·K
D	Diámetro	m
h	Coefficiente de convección	W/m ² K
k	Conductividad	W/mK
k_a	factor de agrupación	-
l	longitud	m
L	Longitud de la tubería	m
m	Masa	kg
m_a	Margen de agrupación	-
\dot{m}	Gasto másico	kg/s
η	Rendimiento	%
Nu	Número de nusselt	-
P	Potencia	W
Q	Carga térmica	J
\dot{Q}, \dot{q}	Potencia térmica	W
r	radio	m
R	Resistencia térmica	K/W
R_c	Resistencia de conducción	K/W
s	Espaciado entre tuberías del borehole	m
S	Superficie	m ²
t	Tiempo	s
T	Temperatura	K
v	Velocidad del agua	m/s
W	Distancia centro a centro de la tubería	m
\dot{W}	Potencia eléctrica	W
x	Relación de humedad del aire	%
z	Coordenada longitudinal de la tubería	m

2.3.1. Acrónimos

Acrónimo	Descripción
BCE	Bomba de circulación externa
BCI	Bomba de circulación interna
BHE	Intercambiador enterrado (<i>Borehole heat exchanger</i>)
CE	Circuito externo
CI	Circuito interno
COP	Coefficiente de operación (<i>Coefficient of performance</i>)
DPF	Factor de rendimiento diario (<i>Daily performance factor</i>)
GSHE	Intercambiador enterrado (<i>Ground source heat exchanger</i>)
GSHP	Bomba de calor acoplada al terreno (<i>Ground source heat pump</i>)
HP	Bomba de calor (<i>Heat pump</i>)
SPF	Factor de rendimiento estacional (<i>Seasonal performance factor</i>)
TECE	Temperatura de entrada al circuito externo
TECI	Temperatura de entrada al circuito interno
TSCE	Temperatura de salida del circuito externo
TSCI	Temperatura de salida del circuito interno

2.3.2. Subíndices

Símbolo	Descripción
1	Zona de la tubería de bajada
2	Zona de la tubería de subida
a	Aire
ai	Aislante
amb	Ambiente
b	<i>Borehole</i>
bb	De zona a zona del <i>borehole</i>
bg	Del <i>borehole</i> al terreno
c	Ciclo
cond	Condensador
comp	Compresor
COOL	Modo refrigeración
e	Externo
el	Eléctrico
eq	Equivalente
ev	Evaporador
f	Fluido

Símbolo	Descripción
fc	<i>Fancoils</i>
g	Terreno
gp	Penetración en el terreno
h	Convección
HEAT	Modo calefacción
i	Interno
in	Entrada
OFF	Bomba de calor apagada
ON	Bomba de calor encendida
out	Salida
p	Tubería
pipe	Tubería
pp	De tubería a tubería
t	Térmico
w	Agua
x	Posición de los nodos del relleno

Capítulo 3

Descripción del sistema

El proyecto GeoCool [27] (*Geothermal Heat Pump for Cooling and Heating along European coastal Areas*) se inició en el año 2003, englobado dentro del V programa marco de la Unión Europea. El objetivo principal del proyecto era el desarrollo y estudio de instalaciones de bomba de calor geotérmica adaptadas a áreas en las que la demanda de refrigeración prima sobre la de calefacción, como las zonas costeras del sur de Europa.

La instalación del proyecto GeoCool en la Universitat Politècnica de València está situada en el Departamento de Termodinámica Aplicada (DTA). Concretamente, se encarga de la climatización de un conjunto de 9 oficinas y dos salas dentro de este departamento.

El diseño de la instalación fue objeto del trabajo de investigación de Teresa Magraner [24]. En él se presentan, además, el proceso de construcción, los primeros estudios del funcionamiento de la instalación y la validación de un modelo sencillo mediante los datos experimentales recogidos durante los primeros años de funcionamiento.

Al finalizar el proyecto GeoCool, la instalación ha continuado operando dentro del proyecto GROUND-MED (*Advanced ground source heat pump systems for heating and cooling in Mediterranean climate*) [28], iniciado en 2009, dentro del VII programa marco de la Unión Europea. El objetivo de este proyecto es el estudio de instalaciones con alto factor de rendimiento estacional (SPF, *seasonal performance factor*). Dentro de las actividades del proyecto GROUND-MED, en el año 2011 se cambió la bomba de calor original por otra de capacidad similar con dos compresores en tándem.

Este capítulo proporciona una descripción detallada de todos los componentes de la instalación de GeoCool/GROUND-MED. El sistema de climati-

zación se compone de una serie de ventiloconvectores, más comúnmente conocidos como *fancoils*, conectados en paralelo situados en las diferentes zonas a climatizar, una bomba de calor, un intercambiador enterrado de seis pozos y todos los elementos de apoyo necesarios, como bombas de circulación y tuberías. El esquema general del sistema se muestra en la figura 3.1. La instalación se divide en dos partes: el circuito interno y el circuito externo, conectados mediante una bomba de calor agua-agua. En ambos circuitos, el fluido calportador es agua. Adicionalmente, dentro de los objetivos del proyecto GeoCool, se conectó al circuito interno, en paralelo con la bomba de calor geotérmica, una bomba de calor aire-agua. Un conjunto de válvulas permiten alternar entre ambas bombas de calor, con el fin de comparar el funcionamiento de ambos sistemas frente a la misma demanda térmica.

En el circuito interno, el agua circula desde la bomba de calor a los *fancoils*, situados en los despachos y salas a climatizar. Además de las tuberías necesarias, el circuito cuenta con una bomba de circulación y un depósito de almacenamiento, para proporcionar inercia térmica al sistema.

El elemento principal del circuito externo es el intercambiador enterrado, puesto que en él se produce el intercambio de calor con el terreno. Para hacer circular el agua por las tuberías del circuito externo se cuenta con otra bomba de circulación. Además, a la salida de la bomba de calor se sitúa también un depósito de inercia, que asegura que la temperatura del agua que entra al intercambiador enterrado no presenta grandes fluctuaciones.

La bomba de calor que conecta ambos circuitos es una bomba de calor agua-agua reversible. La bomba se compone principalmente de un compresor (o dos compresores, en caso de tratarse de una configuración en tándem), una válvula de expansión y dos intercambiadores de calor, que pueden actuar como evaporador o condensador indistintamente, permitiendo el funcionamiento reversible de la máquina.

Las características técnicas detalladas de cada uno de los componentes del sistema se presentan a continuación.

3.1. Componentes

3.1.1. Edificio

La demanda térmica que deberá satisfacer el sistema de climatización depende principalmente de tres factores: las condiciones ambientales, los usuarios del sistema y las características del edificio a climatizar.

El edificio del Departamento de Termodinámica Aplicada en el que está situada la instalación (figura 3.2), se encuentra situado en la Universitat Po-

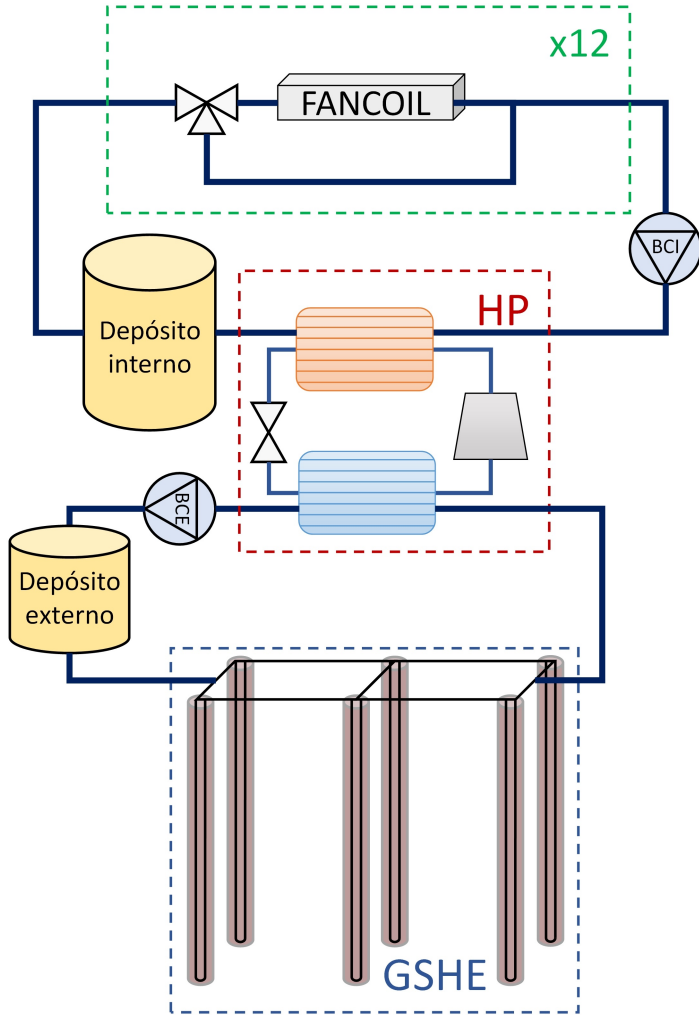


Figura 3.1: Esquema de la instalación de GeoCool en la UPVLC

litécnica de València. La *ficha técnica* del edificio corresponde con la tabla 3.1.



Figura 3.2: Edificio del Departamento de Termodinámica Aplicada

Localización	Valencia (España)
Latitud	39.48°N
Longitud	0.38°O
Altitud	20 m
Uso del edificio	Educación
Tipo de edificio	Oficinas

Tabla 3.1: Características del edificio

La zona climatizada por la instalación de GeoCool está situada en la segunda planta del edificio y comprende nueve despachos, localizados en la fachada Este, una sala de ordenadores (S1) y una sala de servicio con fotocopiadoras y material de oficina (S2). La figura 3.3 muestra el plano de la planta correspondiente. El área a climatizar se marca en amarillo, con las distintas zonas etiquetadas (despachos: D1, ..., D9; y salas: S1 y S2).

Las medidas de cada zona se muestran en el plano de la figura 3.4. La altura de las habitaciones es de 3 m, mientras que la superficie total de cada una se especifica en la tabla A.1, del apéndice A.

Las ventanas exteriores de las zonas tienen diferentes configuraciones, como se muestra en la figura 3.5. La orientación y superficie de las ventanas en cada

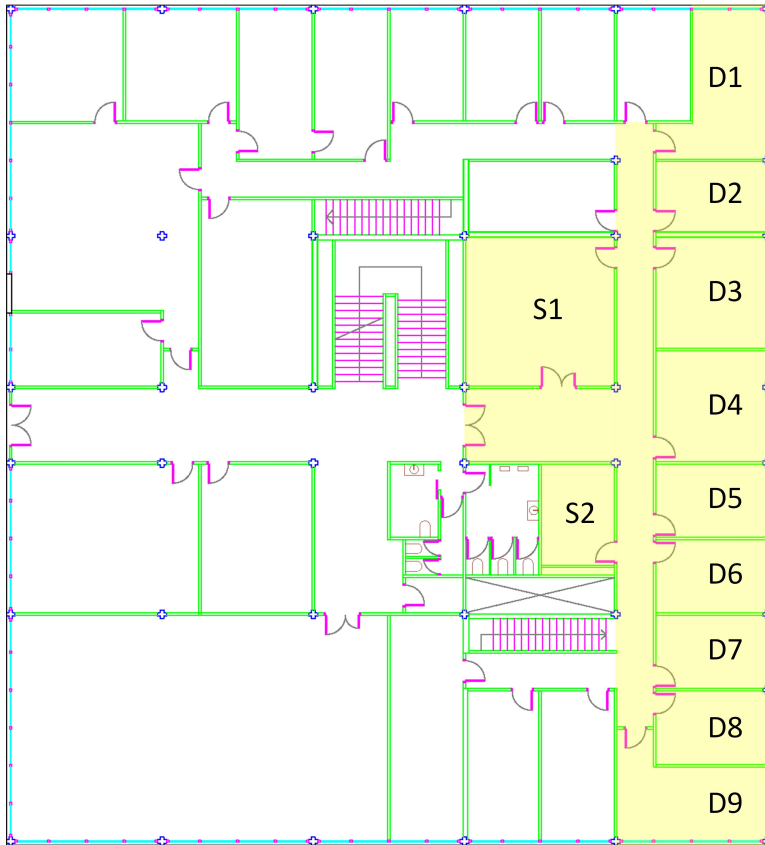


Figura 3.3: Plano del Departamento de Termodinámica Aplicada

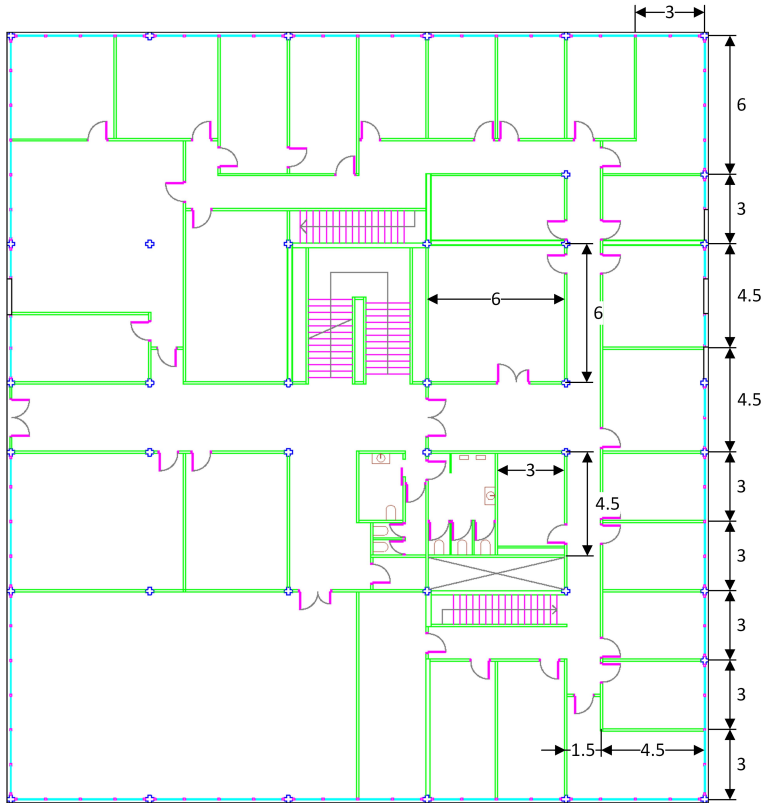


Figura 3.4: Plano acotado del Departamento de Termodinámica Aplicada

zona se muestra también en la tabla A.1, mientras que sus características térmicas son las de la tabla A.2.



Figura 3.5: Tipos de ventanas

La distribución de los distintos tipos de pared existentes se presenta en la figura 3.6. Cabe destacar que existen dos tipos de fachada externa, correspondientes a distintas fases de construcción del edificio. Así pues, la fachada externa de los despachos D3-6 es la fachada antigua, mientras que los despachos D1, D2, D7, D8 y D9 tienen fachada nueva. Las paredes internas, así como las paredes limítrofes, son todas del mismo tipo. Las características constructivas de cada tipo de pared se muestran en las tablas A.3, A.4 y A.5. Por otro lado, la superficie y orientación de las paredes externas y de las paredes límite de cada zona se muestran en la tabla A.1, mientras que la distribución de paredes internas es la que se presenta en la tabla A.6.

Las características constructivas del suelo y el techo de toda el área a climatizar son las mismas, y se presentan en la tabla A.7.

Por último, los datos de ocupación y ganancias internas de cada zona se muestran en la tabla A.8.

3.1.2. *Fancoils*

Para realizar el intercambio de calor con el aire en las diferentes zonas a climatizar se instalaron 12 *fancoils* (intercambiadores agua-aire), conectados en paralelo a una tubería de impulsión y otra de retorno. La distribución de los *fancoils* se puede observar en la figura 3.7. En ella se observa que en cada una de las zonas hay un *fancoil*, excepto en la sala de ordenadores, que cuenta con dos, para atender a la mayor demanda térmica de esta sala.

Los *fancoils* elegidos fueron fabricados por CIAT y se corresponden con el modelo MAJOR-329 CH. Cada *fancoil* tiene 3 velocidades de funcionamiento, para regular el caudal de aire. Las características del funcionamiento de los *fancoils* se presentan en la tabla 3.2

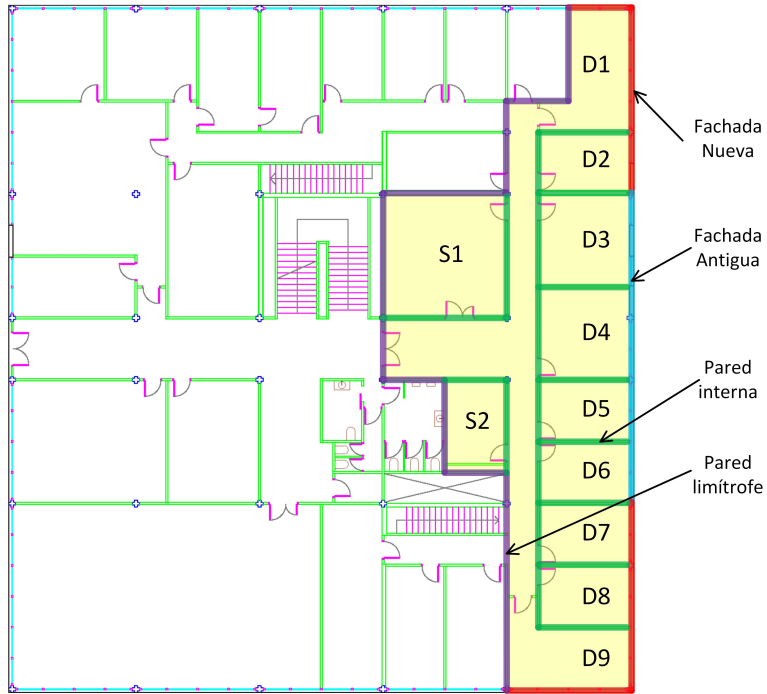


Figura 3.6: Plano de distribución de paredes

Velocidad	Caudal de aire (m ³ /h)	Capacidad calorífica (kW)		Capacidad frigorífica (kW)		Consumo (W)
		90/70°C	45/50°C	Total	Sensible	
v1	290	4.63	2.30	2.03	1.44	60
v2	430	6.42	3.33	2.78	2.04	
v3	590	7.69	4.36	3.47	2.64	

Tabla 3.2: Características de los fancoils

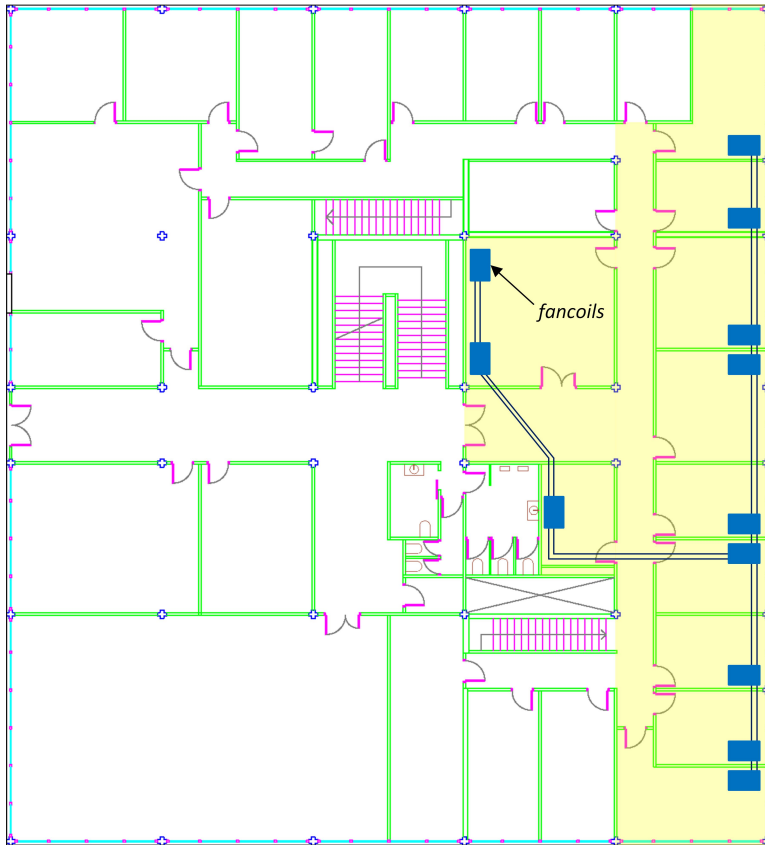


Figura 3.7: Plano de situación de fancoils

Cada *fancoil* se regula individualmente mediante un termostato. La temperatura de confort y la velocidad del ventilador son seleccionadas por el usuario, mediante un panel de control como el que se observa en la figura 3.8. El termostato controla una válvula de paso que desvía el agua del *fancoil* directamente al colector de retorno a través de un *by-pass*, en función de la temperatura del aire de la zona. El esquema hidráulico del *fancoil* se muestra en la figura 3.9.



Figura 3.8: Panel de control de los fancoils

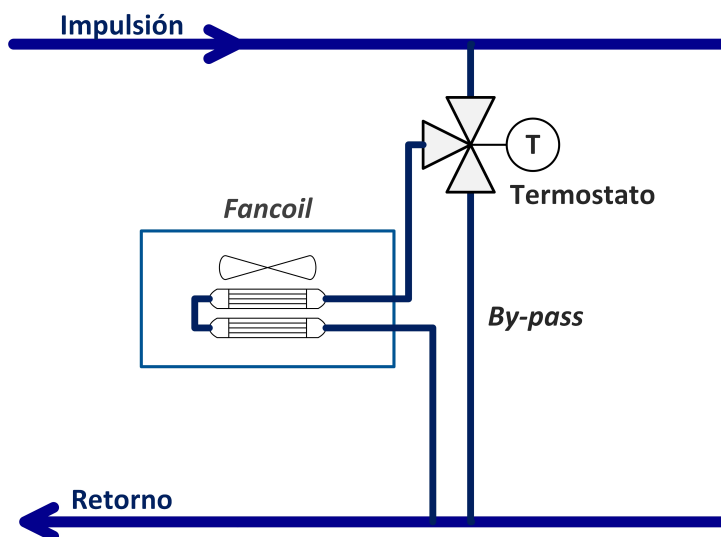


Figura 3.9: Esquema hidráulico de los fancoils

3.1.3. Bombas de circulación

Existen dos bombas de circulación, una para el circuito interno y otra para el externo (figura 3.10). Ambas han sido fabricadas por Grundfos.



Figura 3.10: Bombas de circulación interna (izquierda) y externa (derecha)

La bomba de circulación interna (BCI) se corresponde con el modelo CH4-30, de alimentación trifásica. La bomba es de velocidad variable, pudiendo funcionar con frecuencias de alimentación de 20 a 60 Hz. La figura 3.11 muestra las curvas de funcionamiento de la bomba, según la información del fabricante. El caudal nominal de la bomba en la instalación estará en torno a 3200 kg/h, lo que corresponde con una altura de 21.62 m.c.a. y una potencia consumida de 620 W.

La bomba de circulación externa (BCE) se corresponde con el modelo CH2-30, también de alimentación trifásica. La velocidad de funcionamiento de la bomba es igualmente variable con la frecuencia de alimentación. Las curvas de funcionamiento proporcionadas por el fabricante son las que se muestran en la figura 3.12. El caudal de funcionamiento en la instalación estará en torno a 2700 kg/h, lo que corresponde a una altura de 18.6 m.c.a. y un consumo de potencia de 442 W.

Ambas bombas se alimentan a través de sendos variadores de frecuencia, que permitirán modificar el caudal de funcionamiento de la instalación. De esta forma, se permitida la realización de varios ensayos de optimización a lo largo de los años de funcionamiento de la instalación.

3.1.4. Depósitos de inercia

Tanto el circuito externo como el interno cuentan con un depósito de inercia. En ambos casos, estos tanques proporcionan una mayor inercia térmica al circuito, evitando variaciones bruscas de temperatura.

En el caso del circuito interno, además, la temperatura de control para

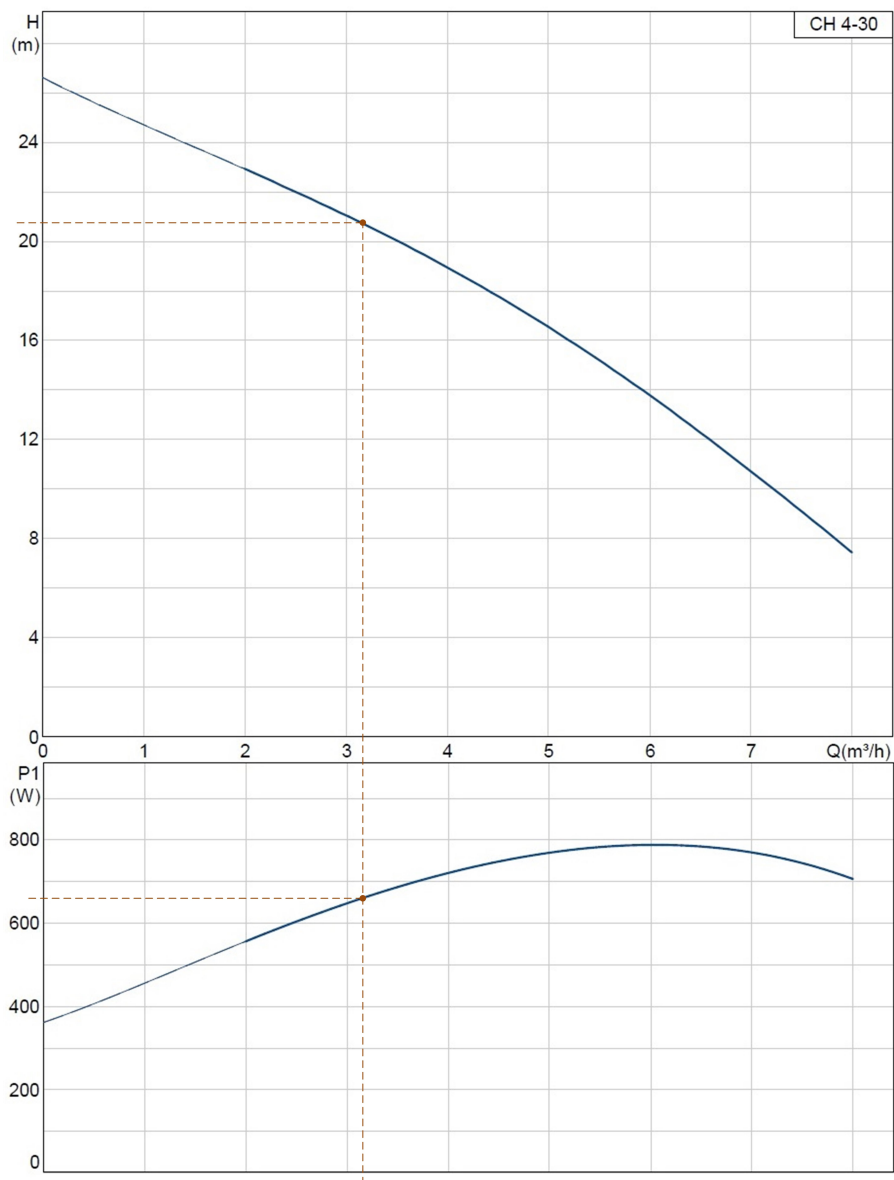


Figura 3.11: Curvas características de la BCI

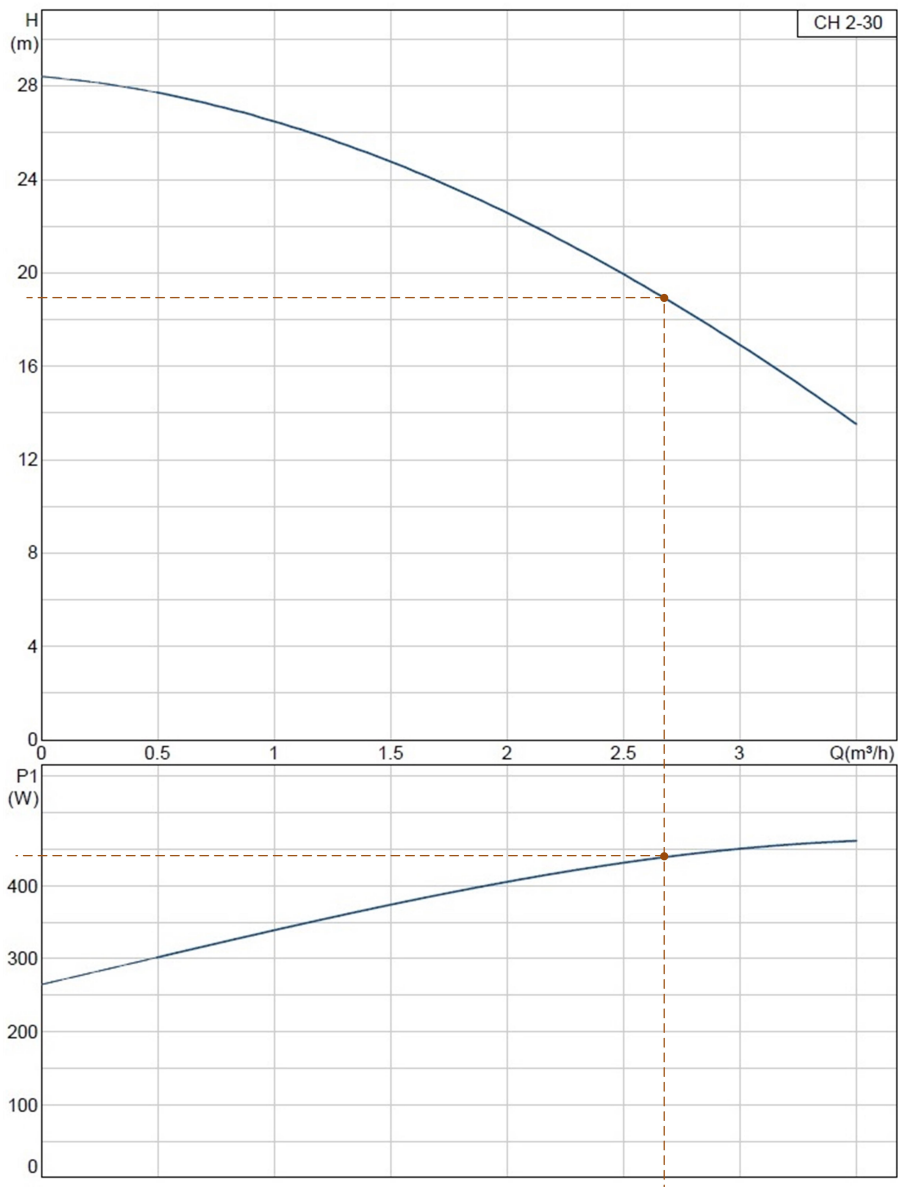


Figura 3.12: Curvas características de la BCE

determinar el encendido y apagado de la bomba de calor se corresponde con la temperatura de salida del depósito. Al tener esta temperatura una variación más lenta, los ciclos serán más largos, evitando una frecuencia excesiva de encendido/apagado de la bomba. Así pues, el volumen de este tanque se dimensionará atendiendo al mínimo tiempo de encendido de la bomba de calor (correspondiente al tiempo que permite al aceite del compresor volver al cárter) [29].

El depósito interno estaba inicialmente situado a la entrada de la bomba de calor, con lo que la temperatura controlada correspondía con la temperatura del agua de entrada a la bomba de calor. Posteriormente, en Mayo de 2009, se procedió a cambiar el depósito, situando el nuevo tanque a la salida de la bomba de calor, es decir, en la línea de suministro de agua al circuito interno. De esta manera, la temperatura controlada se corresponde con la temperatura de del agua que se envía a los *fancoils*, lo que permite mejorar el confort de los usuarios.

Las dimensiones del depósito interno original son 80 cm de altura y 50 cm de diámetro. El volumen resultante es de 157 litros. El depósito que se instaló posteriormente en la tubería de impulsión tiene un volumen de 189 litros.

El depósito externo está situado a la salida de la bomba de calor, lo que asegura una temperatura prácticamente constante a la entrada del intercambiador enterrado. Sus dimensiones son 189 cm de altura y 50 cm de diámetro, lo que proporciona un volumen de 371 litros.

3.1.5. Tuberías

Las tuberías de distribución desde la bomba de calor hasta la zona de despachos tienen una longitud total de 70 m. Su diámetro interno es de 40 mm y están recubiertas con una capa de aislante (armaflex) de 1.65 cm de espesor. Dentro de la zona de despachos, se distribuye el agua entre los *fancoils* con tuberías de 26 mm de diámetro interno, que tienen una longitud total de 77 m, también recubiertas con la misma capa de aislante.

Por su parte, en el circuito externo, las tuberías de distribución son de polietileno, con 65 mm de diámetro externo y 2 pulgadas de diámetro interno. La longitud total de las tuberías en el circuito externo es de 125 m, y transcurren enterradas a medio metro de profundidad.

3.1.6. Bomba de calor

GeoCool

La primera bomba de calor en la instalación era un prototipo desarrollado por el Departamento de Termodinámica Aplicada, basado en el modelo AUREA IZE-80 fabricado por CIATESA. La bomba utilizada es una bomba agua-agua reversible, con los siguientes componentes:

- Compresor hermético scroll fabricado por Copeland.
- Dos intercambiadores de placas Swep V80x26.
- Válvula de expansión termostática bidireccional, fabricada por Danfoss, modelo TRE10.
- Válvula de inversión de ciclo de 4 vías RANCO.
- Controlador electrónico programable fabricado por Carel.

El esquema de la bomba se muestra en la figura 3.13.

El modelo original fue mejorado utilizando propano como refrigerante (R290). La capacidad nominal de la bomba obtenida con este refrigerante es de 17 kW en calefacción (con temperaturas de retorno de 35°C y 17°C) y 14.7 kW en refrigeración (con temperaturas de retorno de 14°C y 25°C).

El funcionamiento de la bomba está gobernado por el controlador electrónico programable. Este controlador también controla el encendido y apagado de las bombas de circulación externa e interna. El funcionamiento del sistema se basa en el encendido y apagado de la bomba de calor en función de la temperatura de control. Así pues, en modo calefacción (figura 3.14), si la temperatura a la salida del depósito interno (donde está situada la sonda de control) desciende por debajo de cierto valor, la bomba de calor se enciende, calentando el agua del circuito interno hasta que la temperatura supera el límite superior, momento en que la bomba se apaga y la temperatura desciende de nuevo. El funcionamiento en modo refrigeración es similar, pero encendiendo la bomba cuando la temperatura supera el límite superior y apagándola cuando disminuye por debajo del límite inferior. Los límites entre los que varía la temperatura de control se establecen manualmente mediante una temperatura de consigna (*setting*) y una banda de control (*deadband*).

Por último, el encendido de la bomba de circulación interna depende del encendido global de la instalación, programado de 6:00 a 21:00 h en invierno y de 7:00 a 22:00 h en verano. En cambio, la bomba de circulación externa se enciende y se apaga con la bomba de calor, existiendo un desfase de un minuto

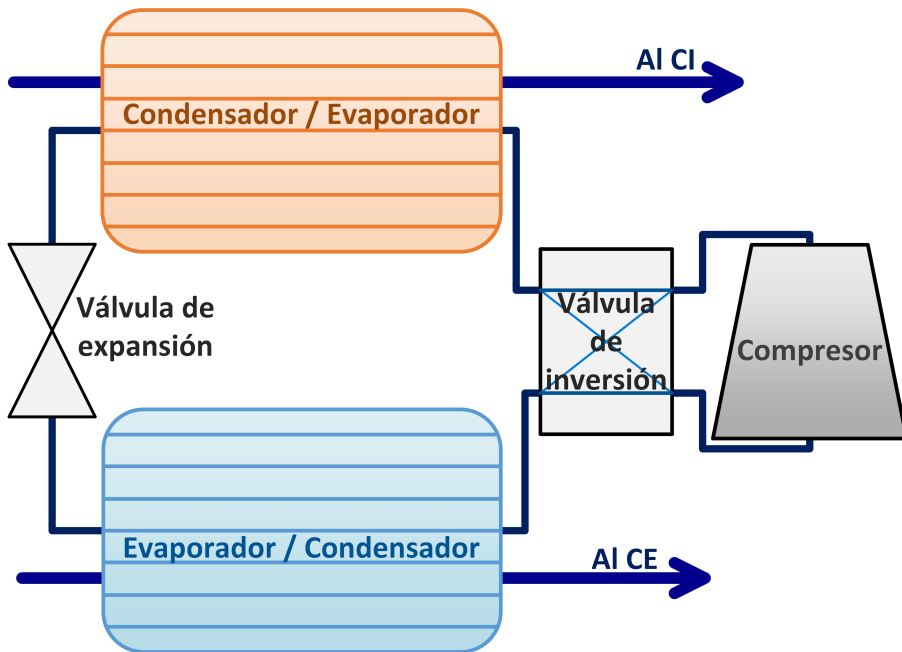


Figura 3.13: Esquema de la bomba de calor

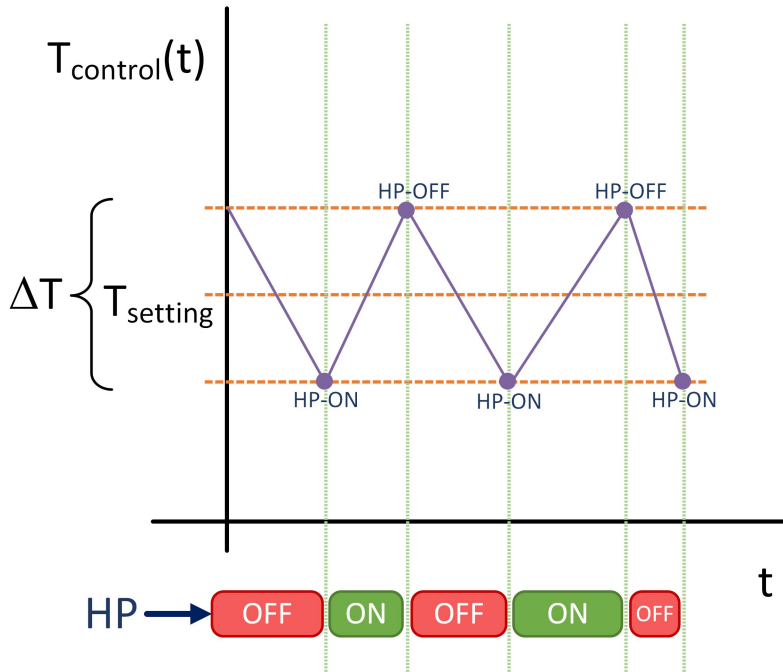


Figura 3.14: Ejemplo del control de la bomba de calor

entre ambas. Es decir, la BCE se apaga un minuto después de la bomba de calor y se enciende un minuto antes.

GROUND-MED

En Mayo de 2011, y dentro del proyecto GROUND-MED, la bomba de calor existente fue reemplazada por otro modelo, fabricado por HIREF [30].

Tras un estudio de comparación entre varios modelos [31], se concluyó que la mejor opción para la instalación era una bomba con dos compresores de igual capacidad funcionando en tándem. La bomba instalada funciona con refrigerante R410A y tiene una capacidad nominal de 15.4 kW en refrigeración (con temperaturas de retorno de 14°C y 25°C) y 18 kW en calefacción (con temperaturas de retorno de 35°C y 17°C). Dispone de dos compresores scroll en tándem, fabricados por Copeland, y dos intercambiadores de placas de acero inoxidable, fabricados por Alfalabal, modelo AC70 (42 placas).

El sistema de control para este tipo de bomba es similar al anterior, pero con dos bandas de control de temperatura, correspondientes a los dos compresores. Así pues, mientras la demanda térmica sea baja, la bomba funcionará con un sólo compresor, de forma análoga a la versión anterior. Si la demanda térmica instantánea supera la capacidad de la bomba con un compresor, al encender el compresor, en modo calefacción, la temperatura del agua continuará disminuyendo en lugar de aumentar. Cuando la temperatura descienda por debajo de cierto valor, se encenderá el segundo compresor, con lo que la temperatura volverá a aumentar. La figura 3.15 presenta un ejemplo del funcionamiento de esta bomba de calor en modo calefacción. El funcionamiento en modo refrigeración es similar, pero invirtiendo los límites de temperatura, de manera que el segundo compresor se enciende cuando la temperatura aumenta por encima del límite superior.

3.1.7. Intercambiador enterrado

El elemento principal de una instalación de bomba de calor geotérmica es el intercambiador enterrado, puesto que es donde se produce el intercambio de calor con el terreno. Como se ha comentado en el capítulo 1, existen diversos tipos de intercambiador enterrado, principalmente divididos en intercambiadores horizontales y verticales. En el caso de la instalación situada en la UPVLC, el intercambiador construido es un intercambiador vertical de seis pozos (*boreholes*).

El intercambiador enterrado debe diseñarse en base a la demanda térmica del edificio y a las características del terreno en el que se sitúe, para asegurar que el impacto sobre la temperatura del terreno al cabo de los años sea el menor

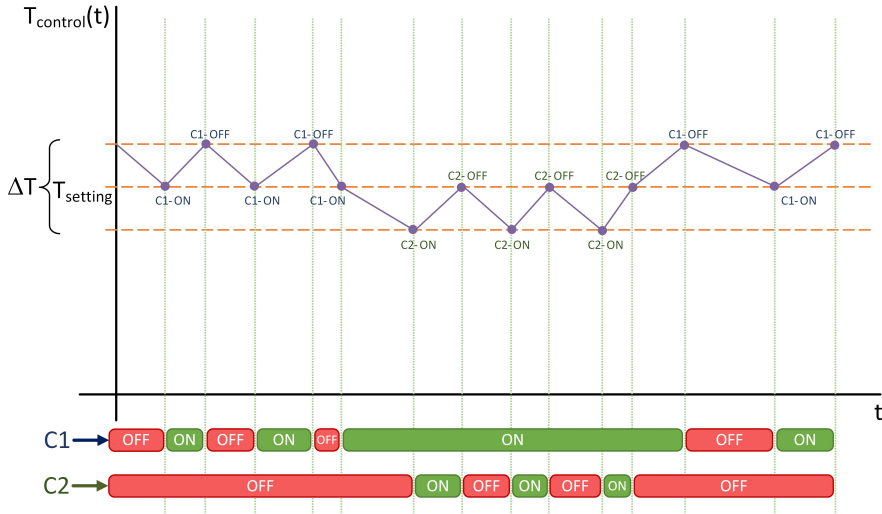


Figura 3.15: Ejemplo de secuencia de encendido/apagado de los compresores en modo calefacción.

posible. El proceso de diseño del intercambiador para esta instalación se detalla en [24]. En [14] se estudia, entre otras cosas, el impacto de la instalación sobre la temperatura del terreno al cabo de cinco años de funcionamiento.

El intercambiador finalmente construido en la instalación consiste en seis *boreholes* situados en una malla rectangular (3x2), con una separación entre ellos de 3 m (figura 3.16). La profundidad de los pozos es de 50 m, y para todos ellos se eligió un sistema de tuberías en U simple, es decir, una sola tubería que desciende al fondo del *borehole* y vuelve a ascender de forma paralela. Las tuberías utilizadas son tuberías de polietileno, de 32 mm de diámetro externo y 1 pulgada de diámetro interno. Los seis *boreholes* están conectados en paralelo a una tubería de ida y otra de retorno. Las características geométricas de los pozos se pueden observar en la figura 3.17.

Para poder realizar posteriores análisis, se decidió utilizar diferentes configuraciones para cada pozo. Así pues, el relleno de cada *borehole* es distinto, cuatro de ellos disponen de espaciadores entre las ramas de la tubería en U, que aseguran que la distancia entre los tubos es constante, y en tres de los *boreholes* se colocaron sondas de temperatura cada 7 metros de profundidad. Esto da lugar a seis tipos de *borehole* (figura 3.18):

- arena gruesa sin espaciadores.
- arena fina sin espaciadores.

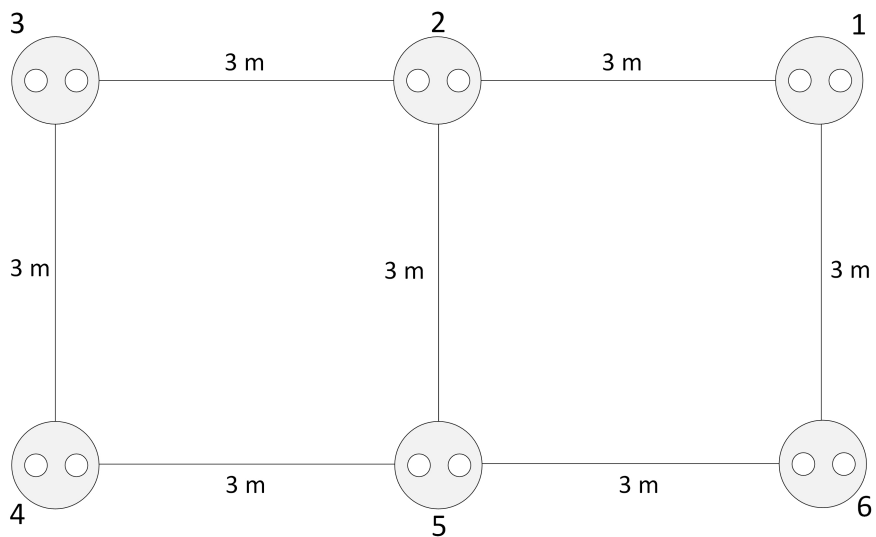
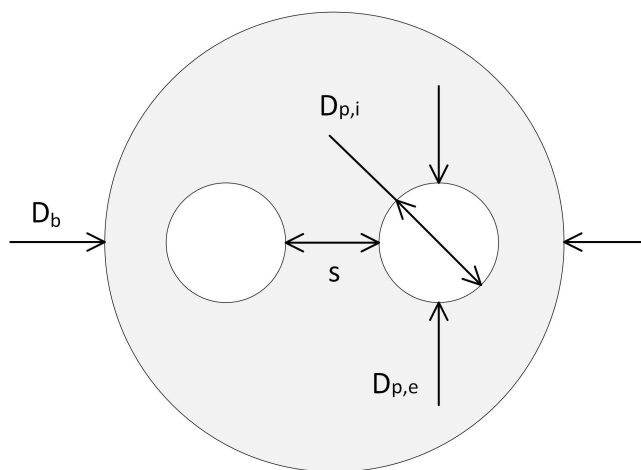


Figura 3.16: Esquema de situación de los pozos



Diámetro del pozo (D_b)	150	mm
Diámetro interno de la tubería ($D_{p,i}$)	25.4	mm
Diámetro externo de la tubería ($D_{p,e}$)	32	mm
Espaciado (s)	70	mm

Figura 3.17: Sección transversal de un pozo

- arena fina con espaciadores y diferentes capas de bentonita.
- arena fina con espaciadores y sondas de temperatura.
- arena gruesa con espaciadores y sondas de temperatura.
- arena gruesa con espaciadores y sondas de temperatura.

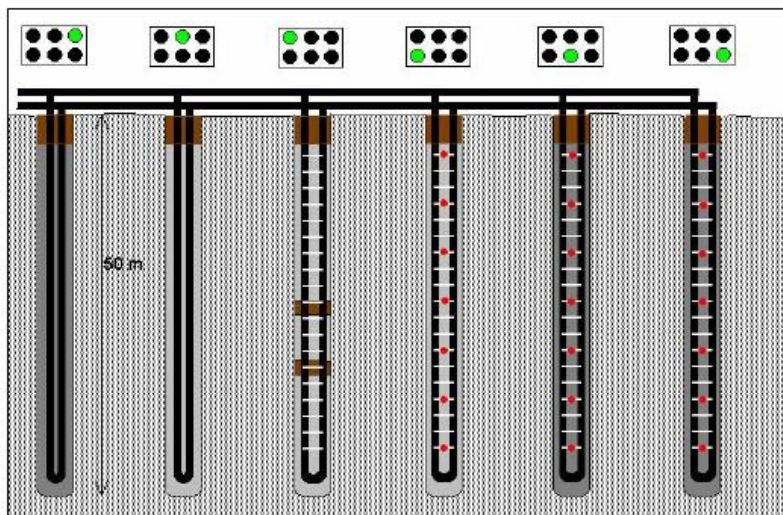


Figura 3.18: Configuración de los boreholes. Fuente: [24]

Todos los pozos fueron sellados en los primeros metros con bentonita.

Para la ejecución de los *boreholes* se excavó una zanja de un metro de profundidad, a partir de la cual se perforaron los pozos de 50 metros de profundidad (figura 3.19). Las tuberías que conectan el intercambiador con la sala de máquinas en la que se encuentra la bomba de calor discurren enterradas a medio metro de profundidad.

Las propiedades del terreno fueron estudiadas mediante muestras en el laboratorio. Se obtuvo un valor de 1.43 W/mK para la conductividad, con una alta incertidumbre (alrededor del 20%). Para la capacidad volumétrica específica se obtuvo un valor de $2.25 \text{ MJ/m}^3\text{K}$. Ambos valores se midieron con muestras de terreno seco. Sin embargo, el nivel freático de la zona es de 3.5 m, por lo que, en la práctica, cabe esperar valores superiores de capacidad volumétrica específica y conductividad térmica del terreno.



Figura 3.19: Imagen de las obras del intercambiador enterrado

3.2. Sistema de adquisición de datos

Para poder estudiar y analizar el funcionamiento de la instalación es necesario disponer de datos sobre diferentes parámetros y variables. Concretamente, para el proyecto GeoCool se monitorizaron temperaturas del agua en distintos puntos de la instalación, caudales del circuito interno y externo y la potencia eléctrica consumida por diversos componentes. La figura 3.20 muestra la distribución de los sensores en la instalación.

Los sensores de temperatura utilizados para medir las temperaturas del agua son termorresistencias PT-100 de 4 hilos, con una precisión de $\pm 0.1^{\circ}\text{K}$. Cuatro sensores miden las temperaturas del agua de la entrada y salida del circuito interno y del externo, en la bomba de calor (TECI, TSCI, TECE, TSCE). Para caracterizar el comportamiento de cada pozo del intercambiador enterrado, también se miden las temperaturas del agua a la entrada y a la salida de cada pozo. Por último, como ya se ha comentado, existen varias sondas de temperatura a diferentes profundidades en tres de los pozos, midiendo la temperatura del terreno en el punto medio entre las tuberías de subida y de bajada.

Para medir el caudal de los dos circuitos hidráulicos del sistema se utilizan dos caudalímetros de tipo coriolis de Danfoss, modelo massflo MASS 6000 (figura 3.21), con una incertidumbre menor del 0.1 %.

Por último, para medir el consumo de potencia se utilizan dos analizadores

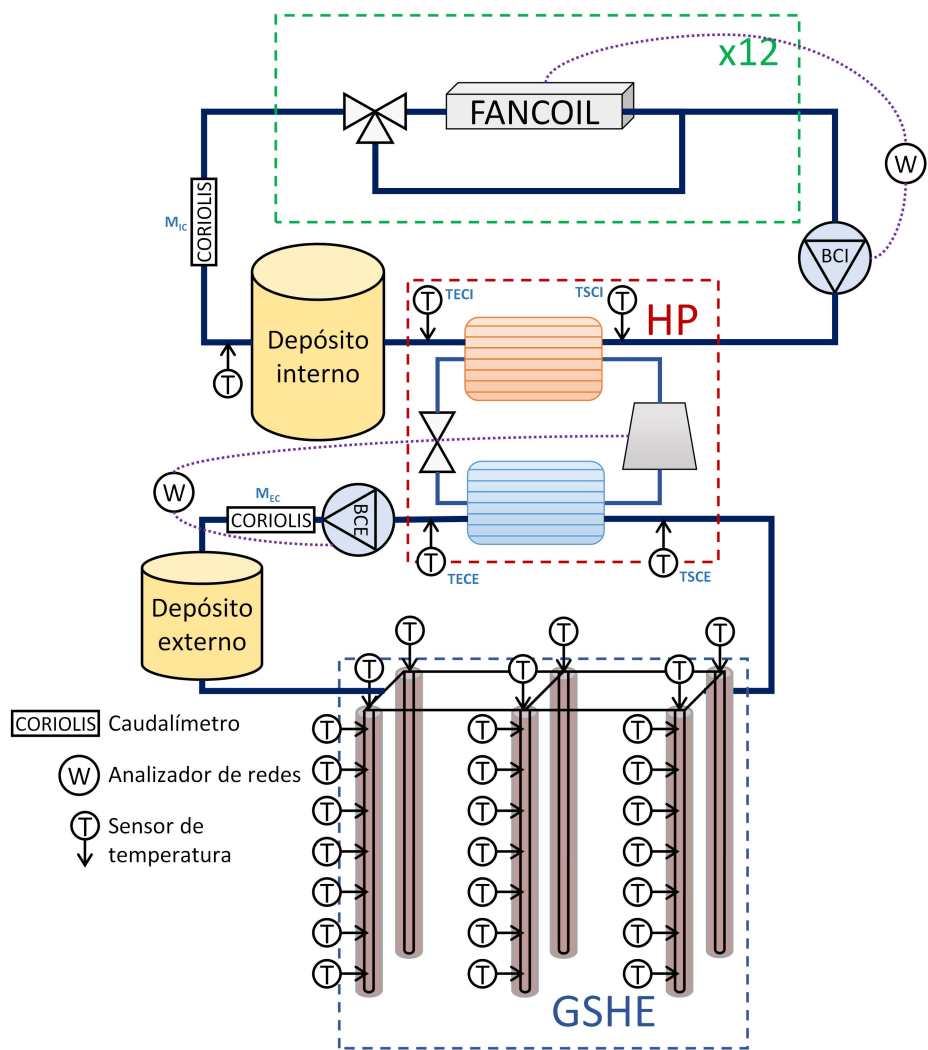


Figura 3.20: Esquema de la instalación con el sistema de adquisición de datos



Figura 3.21: Caudalímetro instalado en el circuito externo

de redes Grossen Metrawatt, modelo A2000, con una precisión de $\pm 0.5\%$. Uno de ellos mide la potencia consumida por los elementos del circuito interno, es decir, los *fancoils* y la bomba de circulación interna. El otro mide la potencia consumida por la bomba de calor (correspondiente al consumo del compresor) y la de la bomba de circulación externa.

El sistema de adquisición de datos fue desarrollado por el equipo de trabajo del proyecto GeoCool [19], junto con las aplicaciones informáticas que permiten registrar los datos recogidos por los distintos sensores. La red de sensores esta conectada a una unidad de adquisición de datos Agilent HP34970A, a través de varios módulos HP34901A. El software de adquisición de datos se desarrolló con el programa Agilent VEE Pro 8.0. Además de mostrar la evolución en tiempo real de los parámetros registrados, el software permite el almacenamiento de los datos en archivos excel. El periodo de muestreo del sistema es de un minuto, y los datos se guardan en un archivo excel para cada día. Una selección de los datos recogidos durante los primeros años de funcionamiento se ha publicado en [32], con el objetivo de facilitar una base de datos de referencia para validación de modelos.

A partir de los datos obtenidos con el sistema de adquisición se pueden calcular diversos parámetros característicos del funcionamiento de la instalación. El análisis de los datos registrados a lo largo de varios años de funcionamiento

del sistema y el cálculo y análisis de estos parámetros característicos son el objeto del siguiente capítulo.

Capítulo 4

Análisis del funcionamiento del sistema

La instalación de climatización geotérmica de GeoCool comenzó su funcionamiento regular en Febrero de 2005. Desde entonces hasta el momento actual, la instalación ha continuado abasteciendo la demanda energética del conjunto de oficinas del Departamento de Termodinámica Aplicada. No obstante, el funcionamiento de la instalación no ha sido ininterrumpido. A lo largo de los años se han realizado modificaciones, ensayos y diversos estudios de optimización. Además, como cualquier instalación de estas características, ha sido objeto de operaciones de mantenimiento y de reparación de averías, que se han prolongado durante intervalos que van desde un día a varias semanas.

Todos estos sucesos se reflejan en el análisis del funcionamiento de la instalación, sobretodo en el análisis de la evolución anual de los diversos parámetros característicos. Por esta razón, resulta importante destacar los acontecimientos más relevantes que han afectado al funcionamiento normal de la instalación. Algunos de ellos se describen en [14] y en [19].

2005 → Durante el primer año de funcionamiento de la instalación, se realizó un estudio de comparación del funcionamiento de la bomba de calor geotérmica con el de la bomba de calor aire-agua conectada en paralelo, que existe en la azotea del edificio. Por esta razón, habitualmente un día de cada semana la bomba agua-agua estaba apagada, mientras que la bomba aire-agua abastecía la demanda térmica. Con este estudio se comprobó que el uso de la bomba de calor geotérmica reducía hasta en un 40 % el consumo eléctrico respecto al de la bomba de calor aire-agua [19].

2006-2007 → Después del primer año de funcionamiento, se realizaron diversas operaciones de mantenimiento y ajustes de la instalación, así como

de ajuste del sistema de adquisición de datos. Esto provocó un vacío de aproximadamente 18 meses en la adquisición de datos, desde Enero de 2006 hasta Junio de 2007. En todo este periodo, sólo fueron registrados unos pocos días de funcionamiento normal del sistema.

2007-2009 → Desde Junio de 2007 la instalación ha estado funcionando de forma continua hasta el momento actual. Aún cuando no ha habido grandes periodos problemáticos (como el del año 2006), sigue habiendo días que no son representativos del funcionamiento normal de la instalación en este periodo. Esto puede ser debido a que la instalación no funcionaba (principalmente debido a operaciones de mantenimiento) o bien a fallos en el sistema de adquisición de datos, entre otros motivos. También se pueden encontrar algunos días en los que se realizaron estudios de optimización de frecuencias (ver más detalles en [20])

2009-2010 → A lo largo de los años 2009 y 2010 se llevaron a cabo varias estrategias de optimización, cambiando las temperaturas del agua, en el marco del proyecto GROUND-MED. Además, en Mayo de 2009 se cambió de posición el depósito del circuito interno, situándolo a la salida de la bomba, justo antes de la tubería de abastecimiento del agua a los *fancoils*, como se ha comentado en la sección 3.1.4, con el objetivo de poder controlar la temperatura de suministro y comparar el funcionamiento de la instalación con este tipo de control con el observado para la configuración inicial [29].

2011 → En Mayo de 2011, se substituyó la bomba de calor del proyecto Geo-Cool por la nueva bomba de calor con dos compresores trabajando en tándem, correspondiente al proyecto GROUND-MED.

4.1. Procesado y análisis de los datos experimentales

El sistema de adquisición de datos descrito en la sección 3.2 proporciona datos medidos en intervalos de un minuto, almacenados en archivos de excel. El periodo de adquisición ha variado en algunas épocas, cambiando entre 10 segundos, 20 segundos y 1 minuto. Aún así, en la mayoría de días los datos han sido registrados en intervalos de un minuto, por lo que los archivos con otro período de adquisición se han modificado para obtener archivos de todos los días de funcionamiento con el mismo intervalo de muestreo. Para ello se han filtrado los archivos, seleccionando una fila de cada seis o de cada tres (en función del periodo de muestreo correspondiente al archivo) mediante macros de Excel. Después de este proceso se dispone de un archivo de datos para cada

día, con 1440 filas de datos y un total de 67 columnas, correspondientes a los distintos datos proporcionados por el sistema de adquisición.

De todos estos datos, para el análisis del funcionamiento del sistema se considerarán algunos de los que se han comentado en el apartado 3.2:

- Temperatura del agua:
 - TECI (°C)
 - TSCI (°C)
 - TECE (°C)
 - TSCE (°C)
- Caudales de agua:
 - MCI (kg/h)
 - MCE (kg/h)
- Consumo de potencia:
 - P_{CI} (kW)
 - P_{CE} (kW)

Para el procesado de los datos recogidos por el sistema de adquisición de datos en la instalación se utiliza principalmente el programa Excel de Microsoft Office, con la ayuda de diversas macros programadas en Visual Basic para trabajar con los archivos. La herramienta principal utilizada para el procesado de los datos es un archivo llamado PLANTILLA_PFC, desarrollado como Proyecto Fin de Carrera por un alumno de la Escuela Técnica Superior de Ingenieros Industriales dentro del IIE en 2008 [33]. Este archivo ha sido continuamente mejorado y modificado como parte del trabajo realizado para la presente tesis, con el fin de simplificar y automatizar el tratamiento de los datos.

El funcionamiento de esta herramienta de análisis de datos no es trivial, y requiere varias hojas y diversas macros distintas. Concretamente, existen 6 hojas en el archivo PLANTILLA_PFC, correspondientes a los datos originales, el calendario anual, los cálculos, un resumen diario, una hoja de recopilación de resultados y una base de datos anual.

El diagrama de la figura 4.1 muestra un esquema del proceso general de tratamiento de datos. El usuario selecciona el día a analizar mediante el calendario (2), en el que los días están marcados según cómo haya sido el comportamiento de la instalación: días donde ha habido fallos, ensayos de optimización, pérdidas de datos, etc. Al seleccionar el día en el calendario, se ejecuta la macro

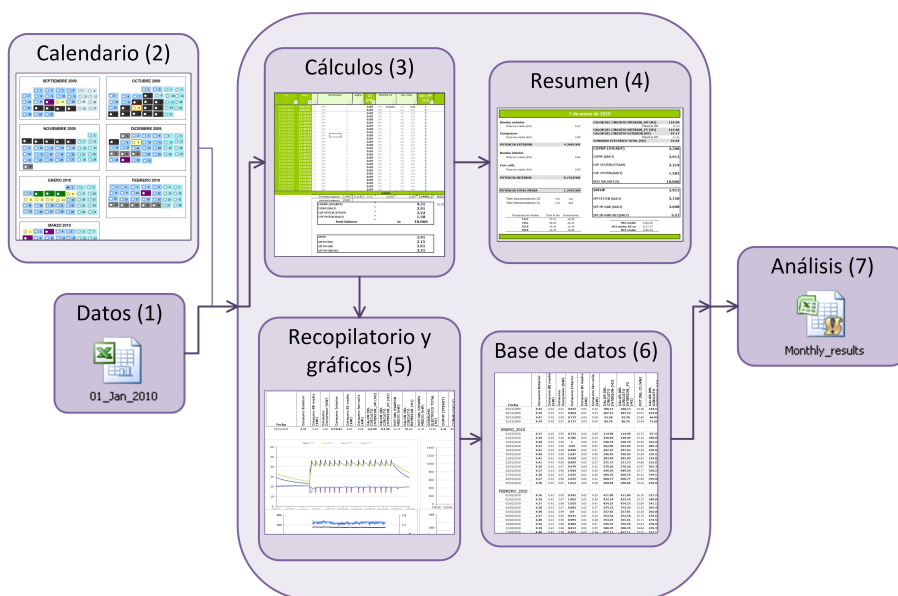


Figura 4.1: Esquema del proceso de tratamiento de datos

correspondiente que abre el archivo de datos de la instalación para ese día (1) y copia todos los datos en la hoja correspondiente a los datos originales. En la hoja de cálculos (3) se programan las fórmulas necesarias para obtener los parámetros característicos del funcionamiento de la instalación en el día correspondiente. El cálculo de todos los parámetros implica varios pasos y procesos:

- Filtrado de los datos.
- Identificación de los ciclos ON/OFF de la bomba de calor.
 - En el caso de la bomba con dos compresores, esto implica también la determinación del número de compresores encendidos en cada momento.
- Determinación de los periodos de encendido y apagado de todos los componentes de la instalación.
- Cálculo de variables intermedias que no son registradas por el sistema de adquisición de datos.
- Obtención de todos los parámetros característicos del funcionamiento y comportamiento energético de la instalación.

Es decir, han sido necesarias un total de casi 90 columnas con diferentes cálculos y funciones implementados para cada fila de datos. Los pasos de cálculo de los parámetros analizados en esta tesis se describen en el siguiente apartado. A partir de los cálculos realizados se obtienen varios parámetros característicos correspondientes al día analizado. Estos parámetros se recogen en la hoja de resumen diario (4) (figura 4.2) y de recopilación de resultados (5). Finalmente, la macro correspondiente llama a una macro secundaria que copia los resultados obtenidos en la hoja de base de datos (6). Posteriormente, la base de datos es analizada y se eliminan algunos días, dejando únicamente los días que son representativos del funcionamiento normal de la instalación.

1 de enero de 2010			
Bomba exterior			
Potencia media (kW)		0.42	
Compresor			
Potencia media (kW)		3.95	
POTENCIA EXTERIOR		4.3691 kW	
Bomba interior			
Potencia media (kW)		0.64	
Fan-coils			
Potencia media (kW)		0.09	
POTENCIA INTERIOR		0.7218 kW	
POTENCIA TOTAL MEDIA		1.3422 kW	
Time funcionamiento CE	min	124	
Time funcionamiento CI	min	902	
Temperaturas medias	Todo el día	Funcionando	
TECI	37.51	42.98	
TSCI	38.45	42.44	
TECE	19.45	15.16	
TSCE	19.70	18.89	
CALOR DEL CIRCUITO INTERIOR_HP (MJ)		114.98	
Potencia kW		13.73	
CALOR DEL CIRCUITO INTERIOR_FC (MJ)		114.98	
CALOR DEL CIRCUITO EXTERIOR (MJ)		97.17	
Potencia kW		11.31	
CONSUMO ELÉCTRICO TOTAL (MJ)		72.64	
COPHP (STEADY)		4.308	
COPHP (DAILY)		3.913	
COP SYSTEM (STEADY)		3.219	
COP SYSTEM (DAILY)		1.583	
HEAT BALANCE (%)		10.060	
SPFHP		3.913	
SPFSYSTEM (DAILY)		3.150	
SPF HP+GND (DAILY)		3.608	
SPF HP+GND+BCI (DAILY)		3.21	
MCI medio	3152.46		
MCI medio, BE on	3127.17		
MCE medio	2438.29		

Figura 4.2: Hoja resumen de los parámetros diarios

Para cada curso académico (desde Septiembre a Agosto) existe un archivo PLANTILLA_PFC distinto. En la hoja de base de datos de cada uno se encuentran los resultados diarios correspondiente a ese curso. En un archivo de recopilación se recogen los datos de todos los años de los parámetros a analizar (7), mediante otra macro programada a tal efecto. Estos datos se pueden analizar como parámetros diarios o bien se pueden utilizar para calcular las medias mensuales, más apropiadas cuando se trata de estudiar la evolución anual del funcionamiento de la instalación.

4.1.1. Cálculos

A continuación se describen los pasos de cálculo seguidos para obtener los diferentes parámetros característicos del funcionamiento de la instalación. Algunos de estos parámetros se han calculado a partir de los datos experimentales, partiendo de las fórmulas teóricas y adaptándolas al formato de presentación de los datos según los proporciona el sistema de adquisición de datos. Otros parámetros se obtienen a partir del procesado de las medidas experimentales, sin cálculos adicionales. Algunos son medidos directamente por los sensores de la instalación (como los caudales del circuito interno y del externo), mientras que otros se obtienen indirectamente (como los consumos eléctricos de los distintos componentes).

Las estrategias implementadas para la obtención de cada parámetro variarán en función de los datos disponibles, el formato de presentación de los datos y los cálculos necesarios. Algunas de estas estrategias se han mantenido intactas desde el archivo original. Otras se han tenido que modificar para adaptarlas a los cambios en la instalación o en el sistema de adquisición, por revisiones de los cálculos planteados originalmente, o simplemente para corregir los errores detectados con el tiempo. Además, los diferentes estudios realizados sobre la instalación han requerido el cálculo de nuevos parámetros, que se han tenido que ir añadiendo a los cálculos originales. En esta sección se presentan las estrategias y métodos de obtención de algunos de los parámetros característicos más importantes, y que se utilizarán posteriormente para el análisis del funcionamiento de la instalación a lo largo de varios años de operación.

Consumo de potencia

A partir de los datos proporcionados por los dos analizadores de redes instalados en el sistema se pueden obtener, como medidas indirectas, las potencias consumidas por cada elemento de la instalación. Concretamente, a partir de la medida de potencia del circuito interno se obtendrá la potencia consumida por la bomba de circulación interna y la potencia total consumida por los *fancoils*. A su vez, de la medida de potencia del circuito externo se pueden obtener las potencias consumidas por la bomba de circulación externa y por la bomba de calor. Puesto que los datos disponibles recogen el consumo conjunto de estos elementos, la obtención de los consumos individuales se hará de forma indirecta.

Por un lado, la potencia registrada como consumo del circuito externo incluye la potencia consumida por el compresor de la bomba de calor, la bomba de circulación externa y el variador de frecuencia conectado a esta. El consumo del variador de frecuencia se considera nulo o despreciable, con lo que no se tendrá en cuenta a la hora de realizar los cálculos.

A lo largo del día, la bomba de calor realiza varios ciclos de encendido/apagado, y la bomba de circulación externa sigue estos ciclos con un minuto de desfase, como se ha explicado en el apartado 3.1.6. Es precisamente este desfase el que permitirá obtener el consumo de la bomba de circulación externa. La figura 4.3 muestra la evolución del consumo del circuito externo durante dos ciclos de trabajo en un día típico de funcionamiento en modo calefacción. Como se puede observar, el primer y el último punto de cada ciclo tienen un valor inferior al resto de puntos del ciclo. Estos puntos corresponden a los momentos en que la bomba de circulación externa está funcionando, pero la bomba de calor aún no se ha encendido. Así pues, en estos puntos, el único consumo registrado es el de la bomba de circulación. Obteniendo el promedio de todos los valores registrados en estas condiciones se consigue estimar el consumo eléctrico de la bomba de circulación externa.

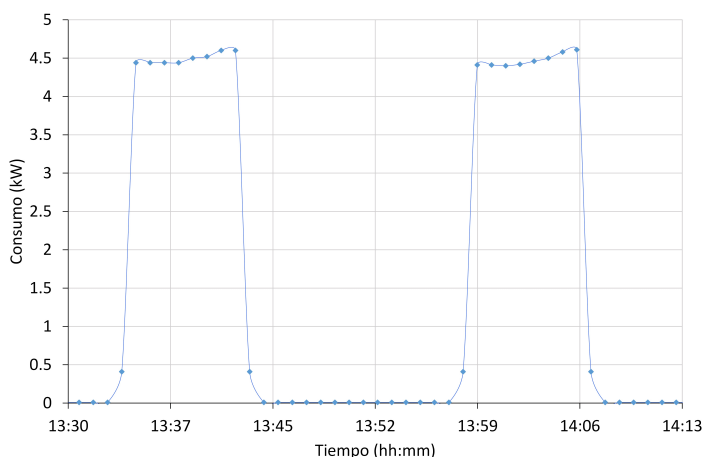


Figura 4.3: Potencia del circuito externo en un día típico de calefacción (20/01/2010)

En la hoja Excel, esto se consigue filtrando los datos medidos mediante una función condicional (función $SI()$). Para el filtrado se tiene en cuenta la potencia nominal de la bomba de circulación. Esta potencia se obtiene de las curvas características proporcionadas en por el fabricante, como se ha mostrado en la sección 3.1.3, y es de 442 W. Puesto que el consumo del compresor de la bomba de calor es significativamente mayor, se puede utilizar un margen amplio para el filtrado de datos. En la práctica, este margen se sitúa en 1 kW. Así pues, todos los valores de potencia menores de 1 kW se toman como medidas de la potencia de la bomba de circulación externa.

A continuación, el consumo del compresor se obtiene de los intervalos en que está funcionando, restando el consumo de la bomba de circulación de la medida

experimental. Para ello se supone que el consumo de la bomba de circulación es constante e igual al obtenido como promedio de los puntos correspondientes.

Analizando la curva de potencia consumida por el circuito externo se puede detectar fácilmente el encendido y apagado de la bomba de calor, diferenciando entre tres tipos de datos, correspondientes a periodos con la bomba de calor apagada (OFF), instantes en los que sólo está encendida la bomba de circulación externa (BCE-ON) y periodos en los que tanto la bomba de circulación externa como la bomba de calor están encendidas (BCE-ON, HP-ON).

Por otro lado, a partir de la potencia registrada como consumo del circuito interno se puede obtener el consumo de la bomba de circulación interna y de los *fancoils* del edificio. De nuevo, ambos datos se obtienen de manera indirecta a partir del valor de consumo eléctrico registrado en la instalación, y también despreciando la potencia consumida por el variador de frecuencia conectado a la bomba de circulación.

La bomba de circulación interna se mantiene encendida durante todo el tiempo de funcionamiento de la instalación. La figura 4.4 muestra la evolución de la potencia consumida en el circuito interno en un día típico de calefacción (el mismo que en la figura 4.3). Como se puede comprobar, en el momento de encendido de la instalación, a las 6:00 h, se produce un aumento de consumo, debido al encendido de la bomba de circulación. Mientras la instalación está apagada, durante la noche, se registra un cierto consumo de potencia, debido a que algunos *fancoils* se han quedado encendidos desde el día anterior.

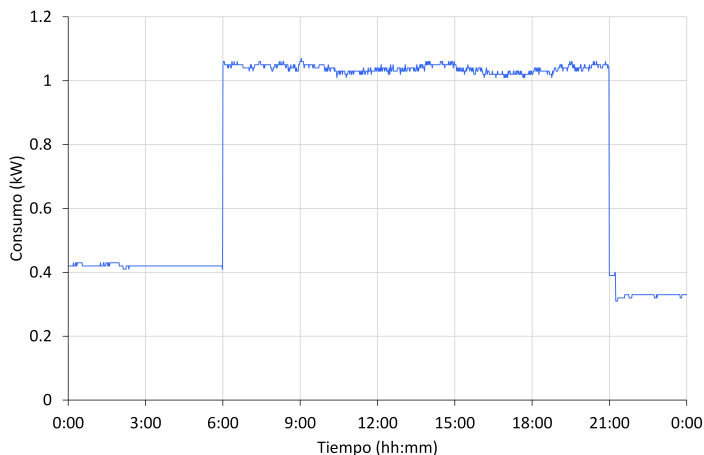


Figura 4.4: Potencia del circuito interno en un día típico de calefacción (20/01/2010)

Así pues, el consumo de la bomba de circulación interna se corresponderá

con el incremento de potencia que se produce al encender la instalación. Para obtener una medida más fiable, se calcula la media de un cierto intervalo de valores antes y después del encendido de la instalación, y se calcula la diferencia. Con esto se obtiene una estimación de la potencia consumida por la bomba de circulación interna que, al igual que con la bomba de circulación externa, se supone constante a lo largo del resto del día.

Por último, una vez obtenido el consumo de la bomba de circulación, el valor de la potencia consumida por los *fancoils* se puede obtener fácilmente. Durante el periodo en que la instalación está apagada, el único consumo registrado es el de los *fancoils*, por tanto será una medida directa en este periodo. En cambio, mientras la instalación está encendida, el consumo de los *fancoils* se calculará restando el consumo de la bomba de circulación de la medida total.

A partir del consumo del circuito interno se pueden distinguir dos tipos de datos, correspondientes al periodo en que la bomba de circulación (y por tanto, la instalación en general) está encendida (BCI_ON) y al periodo en que está apagada (BCI_OFF).

Por otra parte, en el circuito interno, la bomba de circulación aporta una cierta cantidad de calor al agua. Este aporte de energía debe tenerse en cuenta. El calor aportado por la bomba de circulación se calcula a partir de un valor de rendimiento térmico de la bomba, además del rendimiento eléctrico correspondiente, según la ecuación 4.1.

$$\dot{Q}_{BCI} = \eta_t \eta_{el} \dot{W}_{BCI} \quad (4.1)$$

A efectos prácticos, puesto que las pérdidas de presión en el circuito son bastante reducidas, prácticamente toda la potencia de la bomba de circulación se invierte en calentar el agua. Así pues, el valor de η_t será cercano a la unidad.

Temperatura

Para caracterizar el funcionamiento de la bomba de calor, es importante conocer los valores de la temperatura del agua a la entrada y a la salida de cada uno de los intercambiadores. Estas temperaturas, por otro lado, reflejan también el comportamiento de todos los elementos de ambos circuitos hidráulicos. La nomenclatura utilizada para las temperaturas se ha definido desde el punto de vista del sistema y no de la bomba de calor. De esta manera, del lado del circuito interno, a la entrada de la bomba de calor se tiene la temperatura de salida del circuito interno (TSCI) mientras que la salida de la bomba de calor será la temperatura de entrada al circuito interno (TECI). De forma análoga, para el circuito externo se tiene, a la entrada de la bomba de calor, la temperatura de salida del circuito externo (TSCE) y, a la salida de la bomba

de calor, la de entrada (TECE).

Los datos de temperatura del agua se obtienen directamente del sistema de adquisición de datos, tal y como se ha comentado en la sección 3.2. La evolución típica de las temperaturas a lo largo de un día normal en modo calefacción se muestra en la figura 4.5. En la gráfica se comprueba el efecto de los ciclos de la bomba de calor sobre las temperaturas del agua.

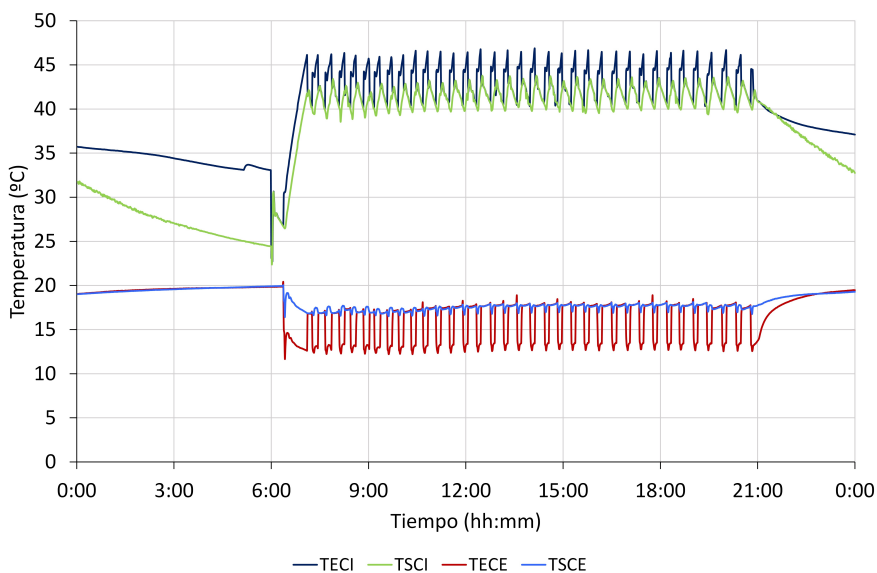


Figura 4.5: Temperaturas del agua en un día típico de calefacción (20/01/2010)

Con objeto de estudiar la evolución de las temperaturas del agua a lo largo de los meses será necesario trabajar con las temperaturas medias diarias. Sin embargo, durante el tiempo en que la correspondiente bomba de circulación está apagada, la variación de la temperatura del agua con el tiempo no está relacionada con el comportamiento del sistema, sino que depende de las pérdidas de las tuberías y de los fenómenos de transmisión de calor que tienen lugar en el agua parada. Así pues, para caracterizar y analizar el funcionamiento del sistema, sólo se tendrán en cuenta las temperaturas del agua en los intervalos de funcionamiento de los elementos correspondientes.

En el apartado anterior se han descrito las estrategias consideradas para determinar el estado de encendido o apagado (ON/OFF) de los diferentes elementos del sistema. Este estado se puede utilizar como condición en el filtrado del resto de datos. De esta manera, los datos de temperatura del agua del circuito interno se filtrarán en base al funcionamiento de la bomba de circu-

lación interna (BCI-ON). En el caso de las temperaturas del circuito externo, sólo se tendrán en cuenta los datos tomados mientras la bomba de calor está encendida (HP-ON). Las medias diarias de la temperatura del agua en los cuatro puntos registrados se calculan a partir de los valores filtrados de esta forma. Más adelante se analizará la evolución de la temperatura media a lo largo de los años así como los aspectos del comportamiento del sistema que se ven reflejados en estas temperaturas.

Calor intercambiado y capacidad de la bomba de calor

Los dos intercambiadores de placas de la bomba de calor actúan alternativamente como evaporador y como condensador, en función del modo de funcionamiento del sistema. Así pues, en modo calefacción, el intercambiador conectado al circuito interno hará las veces de condensador, cediendo calor al agua de los *fancoils*, mientras que el intercambiador del circuito externo actuará como evaporador, absorbiendo calor del agua procedente del intercambiador enterrado. En modo refrigeración, el funcionamiento será el contrario: el intercambiador del circuito interno actuará de evaporador y el del circuito externo, de condensador.

Por esta razón, cuando se estudie el calor intercambiado en el sistema, no se hablará de calor del evaporador ni del condensador, sino que se referirán los cálculos en todo momento al circuito interno y al circuito externo, independientemente del modo de funcionamiento.

El calor aportado o absorbido por la bomba de calor se puede calcular a partir de la diferencia de temperaturas y el caudal del agua que circula por el intercambiador correspondiente, según la ecuación 4.2.

$$Q = \int_0^t \dot{m} \cdot c_p \cdot \Delta T dt \quad (4.2)$$

En la ecuación, \dot{m} es el caudal de agua que circula por el intercambiador y c_p es el calor específico del agua, que se puede suponer constante en todo el rango de variación de temperaturas del agua.

Aplicando la ecuación 4.2 a los dos intercambiadores de la bomba de calor, con las temperaturas registradas por el sistema de adquisición, se puede obtener el calor aportado al agua del circuito interno y externo. Las expresiones resultantes son las ecuaciones 4.3 y 4.4.

$$Q_{CI} = \int_0^t \dot{m}_{CI} \cdot c_p \cdot (TECI - TSCI) dt \quad (4.3)$$

$$Q_{CE} = \int_0^t \dot{m}_{CE} \cdot c_p \cdot (TECE - TSCE) dt \quad (4.4)$$

En la implementación de estos cálculos en los archivos Excel se debe tener en cuenta el periodo de adquisición de datos. Así pues, en la práctica se calcula el calor aportado/absorbido en cada intervalo de un minuto, suponiendo que la temperatura del agua es constante durante todo el intervalo. Además, es necesario tener en cuenta el formato de los datos registrados, concretamente, realizando las correcciones necesarias en el caudal, el cual se proporciona en unidades de kg/h. Las fórmulas que se utilizan definitivamente en el archivo Excel para el circuito interno y para el externo son las que se muestran en las ecuaciones 4.5 y 4.6.

$$Q_{CI_i} = \frac{\dot{m}_{CI_i}}{3600} c_p (TECI - TSCI)_i (-1)^{mode} 60 \quad (4.5)$$

$$Q_{CE_i} = \frac{\dot{m}_{CE_i}}{3600} c_p (TECE - TSCE)_i (-1)^{mode} 60 \quad (4.6)$$

Con estas ecuaciones se calcula el calor transmitido al circuito interno y al externo en cada minuto del día. En ambas ecuaciones, el parámetro *mode* representa el modo de funcionamiento de la instalación, y toma un valor de 1 en modo refrigeración y 2 en modo calefacción. De esta manera, el resultado del cálculo es siempre positivo, independientemente de si el calor es cedido o absorbido por la bomba de calor. Al calcular de esta manera el calor aportado cuando la bomba de calor está apagada, se obtienen valores sin sentido, que no siempre son cero, debido a las incertidumbres de medida de los sensores de temperatura y caudal. Por esta razón, se deben filtrar estos datos, considerando únicamente los valores calculados en los instantes en que la bomba de calor está encendida. De nuevo se usa el dato correspondiente al estado (ON/OFF) de la bomba de calor para hacer el filtrado de los resultados. Por último, a partir de los valores filtrados se puede calcular la carga térmica total de la instalación en los dos circuitos como la suma de los valores instantáneos.

La capacidad de la bomba de calor se calcula también a partir de los resultados del calor aportado. Para ello, basta con calcular el promedio de los valores instantáneos filtrados, y dividir entre 60 segundos (ecuaciones 4.7 y 4.8). De esta manera se obtiene la capacidad de la bomba de calor en kW.

$$\dot{Q}_{CI} = \frac{\sum_{i=1}^N Q_{CI_i}}{N \cdot 60} \quad (4.7)$$

$$\dot{Q}_{CE} = \frac{\sum_{i=1}^N Q_{CE_i}}{N \cdot 60} \quad (4.8)$$

Teniendo en cuenta la precisión de los diferentes sensores, comentada en el apartado 3.2, es posible estimar la incertidumbre asociada al cálculo del calor intercambiado. Para ello, se ha utilizado la herramienta correspondiente del programa EES. La incertidumbre estimada de esta forma es de $\pm 3\%$, que resulta aceptable para el análisis del funcionamiento de la instalación.

Eficiencia energética (SPF/DPF)

La evaluación del rendimiento térmico de la instalación se puede realizar mediante varios tipos de indicadores. En [3–5] se proponen diversas definiciones para el cálculo del coeficiente de operación (COP, *coefficient of performance*), tanto de la bomba de calor como del sistema completo. Estas definiciones se presentan en las ecuaciones 4.9 y 4.10.

$$\text{COP}_{\text{HP}} = \frac{\dot{Q}_{\text{cond}}}{\dot{W}_{\text{comp}}} \quad (4.9)$$

$$\text{COP}_{\text{system}} = \frac{\dot{Q}_{\text{cond}}}{\dot{W}_{\text{comp}} + \dot{W}_{\text{BC}} + \dot{W}_{\text{fc}}} \quad (4.10)$$

La ecuación 4.9 define el COP de la bomba de calor como la relación entre la potencia térmica del condensador (\dot{Q}_{cond}) y el consumo del compresor (\dot{W}_{comp}). En la ecuación 4.10 se calcula el COP del sistema al completo, incluyendo el consumo de las bombas de circulación (\dot{W}_{BC}) y de los *fancoils* (\dot{W}_{fc}), además del consumo del compresor. En ambos casos, la definición se aplica a la instalación funcionando en modo calefacción.

Inicialmente, ambos COPs se definen como valores instantáneos. Sin embargo, debido a que la bomba de calor realiza varios ciclos de encendido y apagado a lo largo del día, el valor instantáneo del COP puede variar significativamente desde el momento de arranque hasta que el sistema alcanza un régimen de funcionamiento permanente. Así pues, resulta conveniente evaluar el rendimiento global del sistema, teniendo en cuenta el funcionamiento a lo largo de todo el día o incluso en periodos más largos. Para ello se utiliza otro tipo de indicador: el factor de rendimiento estacional (SPF, *seasonal performance factor*).

En la práctica, el SPF de la instalación se calculará diariamente, con lo que en realidad se trabajará con el factor de rendimiento diario (DPF, *daily performance factor*). Extendiendo el intervalo de integración de las fórmulas del DPF se puede obtener el SPF a lo largo de una estación o periodo de funcionamiento (calefacción/refrigeración).

Para estudiar el rendimiento térmico de la instalación se tendrán en cuenta los distintos componentes que la forman y que consumen energía eléctrica

y/o aportan calor. Así pues, el elemento principal a considerar será la bomba de calor. Análogamente a la definición del COP dada por la ecuación 4.9 se puede definir un primer cálculo para el DPF, que tendrá en cuenta únicamente el funcionamiento de la bomba de calor. La definición de este primer DPF se presenta en la ecuación 4.11.

$$\text{DPF}_1 = \frac{\int_{t_{\text{ON}}} \dot{Q}_{\text{CI}}(t) dt}{\int_{t_{\text{ON}}} \dot{W}_{\text{comp}}(t) dt} \quad (4.11)$$

En esta definición del DPF se tiene en cuenta el calor intercambiado en el circuito interno, independientemente de si corresponde al condensador o al evaporador de la bomba de calor. Como consumo energético, se considera únicamente el consumo eléctrico del compresor. Finalmente, al calcular la integral de ambas variables, se tiene en cuenta únicamente el periodo en que la bomba de calor permanece encendida (t_{ON}). De esta manera, al comparar los valores de los distintos DPFs, se puede observar directamente la influencia que cada componente tiene en la eficiencia energética de la instalación, independientemente del grado de carga parcial o de las condiciones particulares de funcionamiento de cada día. El cálculo del DPF_1 representará el rendimiento de la bomba de calor, independientemente de los demás componentes del sistema.

El resto de elementos de la instalación se añaden a los cálculos de rendimiento energético progresivamente. De esta manera es posible analizar el efecto individual que cada uno de estos elementos tiene sobre el rendimiento del sistema. Al tener en cuenta la bomba de circulación del circuito externo se añade un término más al consumo eléctrico (\dot{W}_{BCE}), tal y como muestra la ecuación 4.12.

$$\text{DPF}_2 = \frac{\int_{t_{\text{ON}}} \dot{Q}_{\text{CI}}(t) dt}{\int_{t_{\text{ON}}} \left(\dot{W}_{\text{comp}}(t) + \dot{W}_{\text{BCE}}(t) \right) dt} \quad (4.12)$$

El valor del DPF_2 representa el rendimiento del circuito externo de la instalación junto con la bomba de calor, es decir, del conjunto bomba de calor más intercambiador enterrado, elementos característicos de las instalaciones de bomba de calor geotérmica. Así pues, esta definición del DPF puede resultar útil para comparar distintos tipos de instalación, sin que la comparación se vea afectada por el resto de elementos, asociados a la aplicación específica del sistema.

El siguiente paso consiste en añadir al cálculo el efecto de la bomba de circulación interna. De nuevo, al tener en cuenta esta bomba de circulación, se añadirá un término al consumo eléctrico en el denominador. Por otra parte, como se ha comentado anteriormente, la bomba de circulación interna también presenta un cierto aporte de calor al agua del circuito interno, dado por la ecuación 4.1. Así pues, el calor útil total del circuito interno también se verá modificado al incluir la bomba de circulación interna al cálculo del DPF, tal y como se muestra en la ecuación 4.13.

$$\text{DPF}_3 = \frac{\int_{t_{\text{ON}}} (\dot{Q}_{\text{CI}}(t) \pm \dot{Q}_{\text{BCI}}(t)) dt}{\int_{t_{\text{ON}}} (\dot{W}_{\text{comp}}(t) + \dot{W}_{\text{BCE}}(t) + \dot{W}_{\text{BCI}}(t)) dt} \quad (4.13)$$

El signo de \dot{Q}_{BCI} en la ecuación 4.13 depende del modo de funcionamiento de la instalación. En modo calefacción, un aporte de calor al circuito interno tiene el efecto de aumentar el calor útil aportado al edificio, con lo que se añadirá a la ecuación con signo positivo. Sin embargo, en modo refrigeración, el aporte de calor de la bomba de circulación interna reduce el calor útil que es posible absorber del edificio, por lo que el signo correspondiente será negativo en este periodo.

El último elemento que quedaría por añadir a la fórmula son los *fancoils*. En este caso, únicamente se añadirá a la fórmula el consumo eléctrico de los 12 *fancoils* (\dot{W}_{fc}), según muestra la ecuación 4.14.

$$\text{DPF}_4 = \frac{\int_{t_{\text{ON}}} (\dot{Q}_{\text{CI}}(t) \pm \dot{Q}_{\text{BCI}}(t)) dt}{\int_{t_{\text{ON}}} (\dot{W}_{\text{comp}}(t) + \dot{W}_{\text{BCE}}(t) + \dot{W}_{\text{BCI}}(t) + \dot{W}_{\text{fc}}(t)) dt} \quad (4.14)$$

Con el DPF_4 se evalúa el rendimiento global de toda la instalación, desde el intercambiador enterrado hasta los *fancoils*.

Para la implementación en Excel de estas fórmulas se obtienen primero los consumos eléctricos de todos los componentes por separado, tal y como se ha explicado anteriormente. La capacidad de la bomba de calor en el circuito interno se obtiene de la ecuación 4.7. Para el cálculo del DPF_1 se ha obtenido el consumo total de energía del compresor a partir del consumo medio y el tiempo total de encendido de la bomba de calor. Los valores expresados en unidades de potencia se multiplican por 60 para convertirlos en términos de energía, puesto que el periodo de muestreo es de un minuto. Finalmente, las definiciones de los distintos DPFs se implementan en la hoja Excel según las ecuaciones 4.15, 4.16, 4.17 y 4.18.

$$\text{DPF}_1 = \frac{\sum_{\text{BCI-ON}} Q_{\text{CI}}}{\dot{W}_{\text{comp}} \cdot t_{\text{ON}} \cdot 60} \quad (4.15)$$

$$\text{DPF}_2 = \frac{\sum_{\text{BCE-ON}} Q_{\text{CI}}}{\sum_{\text{BCE-ON}} (\dot{W}_{\text{comp}} + \dot{W}_{\text{BCE}}) \cdot 60} \quad (4.16)$$

$$\text{DPF}_3 = \frac{\sum_{\text{BCE-ON}} (Q_{\text{CI}} + \dot{Q}_{\text{BCI}} \cdot (-1)^{\text{mode}} \cdot 60)}{\sum_{\text{BCE-ON}} (\dot{W}_{\text{comp}} + \dot{W}_{\text{BCE}} + \dot{W}_{\text{BCI}}) \cdot 60} \quad (4.17)$$

$$\text{DPF}_4 = \frac{\sum_{\text{BCE-ON}} (Q_{\text{CI}} + \dot{Q}_{\text{BCI}} \cdot (-1)^{\text{mode}} \cdot 60)}{\sum_{\text{BCE-ON}} (\dot{W}_{\text{comp}} + \dot{W}_{\text{BCE}} + \dot{W}_{\text{BCI}} + \dot{W}_{\text{fc}}) \cdot 60} \quad (4.18)$$

De nuevo es posible estimar la incertidumbre asociada al cálculo de los distintos DPFs a partir de la precisión de los sensores. En este caso se parte también de la incertidumbre asociada al cálculo del calor del circuito interno, obtenida en el apartado anterior. El resultado para todos los DPFs es aproximadamente una incertidumbre del $\pm 3\%$.

Factor de carga parcial

El último parámetro que se va a utilizar para el análisis del funcionamiento de la instalación es el factor de carga parcial (α). Este parámetro caracteriza la demanda térmica que tiene que afrontar el sistema en cada momento como porcentaje de la capacidad máxima de la instalación. Así pues, suponiendo que la instalación se ha diseñado de forma que su capacidad coincide con la demanda térmica máxima instantánea del edificio, este parámetro valdrá 1 cuando la demanda sea máxima y 0 en los instantes en que no haya demanda térmica en la instalación. La definición del factor de carga parcial se muestra en la ecuación 4.19. Además, la viabilidad del factor de carga parcial como parámetro de control indicador de la demanda energética se estudia en [34].

$$\alpha = \frac{\int \dot{Q}_{CI} dt}{\int \dot{Q}_{HP} dt} \quad (4.19)$$

En la práctica, el factor de carga parcial se calculará para cada ciclo de la bomba de calor. Así pues, el factor de carga parcial de cada ciclo se obtiene según la ecuación 4.20, teniendo en cuenta la duración total del ciclo ($t_c = t_{ON} + t_{OFF}$).

$$\alpha_c = \frac{\int_{t_c} \dot{Q}_{CI} dt}{\int_{t_c} \dot{Q}_{HP} dt} = \frac{\dot{Q}_{CI} t_c}{\dot{Q}_{HP} t_c} = \frac{\dot{Q}_{CI}}{\dot{Q}_{HP}} \quad (4.20)$$

En la ecuación 4.20 se calcula la relación entre el calor aportado al circuito interno y el máximo calor que se aportaría si la bomba de calor estuviera encendida durante todo el ciclo, que definitivamente resulta ser la relación entre la potencia demandada por el edificio y la capacidad máxima de la bomba de calor. Se ha supuesto para ambas variables que su valor es constante a lo largo del ciclo.

Con la bomba de calor de un solo compresor, el cálculo de esta relación se puede obtener directamente del balance energético para la temperatura del agua en el ciclo correspondiente. En la figura 4.6 se muestra un esquema de la evolución de la temperatura controlada en un ciclo de la bomba de calor. El ejemplo corresponde al funcionamiento en modo calefacción, aunque los cálculos subsiguientes son análogos en ambos modos de funcionamiento.

El ciclo completo mostrado en la figura 4.6 se puede dividir en dos tramos, en función de si la bomba de calor está encendida (HP-ON) o apagada (HP-OFF). Así pues, se tienen dos balances energéticos, correspondientes a las ecuaciones 4.21 y 4.22, donde se ha supuesto que tanto la demanda del edificio como la capacidad de la bomba son constantes a lo largo del ciclo.

$$m c_p \left. \frac{dT}{dt} \right]_{t_{ON}} = \dot{Q}_{HP} - \dot{Q}_{CI} \quad (4.21)$$

$$m c_p \left. \frac{dT}{dt} \right]_{t_{OFF}} = -\dot{Q}_{CI} \quad (4.22)$$

De las ecuaciones 4.21 y 4.22 se puede relacionar la carga del edificio con la capacidad de la bomba de calor. Para ello se tiene en cuenta que la temperatura del agua al principio y al final del ciclo es la misma, por tanto el incremento en

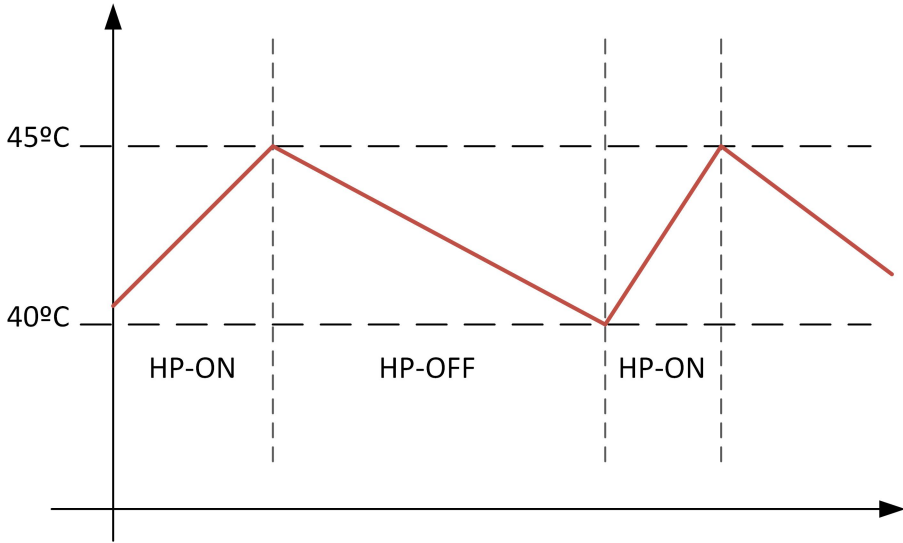


Figura 4.6: Evolución de la temperatura controlada durante un ciclo en modo calefacción

la primera parte del ciclo se corresponde con la disminución de temperatura de la segunda parte (ecuación 4.23). De esta forma, despejando e integrando ambas ecuaciones, se obtiene la expresión mostrada en la ecuación 4.24.

$$\Delta T_{\text{ON}} = -\Delta T_{\text{OFF}} \quad (4.23)$$

$$\int_{t_{\text{ON}}} \frac{\dot{Q}_{\text{HP}} - \dot{Q}_{\text{CI}}}{mc_p} dt = \int_{t_{\text{OFF}}} \frac{\dot{Q}_{\text{CI}}}{mc_p} dt \quad (4.24)$$

Por último, de la ecuación 4.24 se puede obtener la relación entre la demanda del edificio y la capacidad máxima de la bomba de calor, de nuevo considerando que ambas son constantes a lo largo del ciclo. De esta forma, el factor de carga parcial de cada ciclo (ecuación 4.20) se puede calcular según la ecuación 4.25.

$$\alpha_c = \frac{\dot{Q}_{\text{CI}}}{\dot{Q}_{\text{HP}}} = \frac{t_{\text{ON}_c}}{t_{\text{ON}_c} + t_{\text{OFF}_c}} \quad (4.25)$$

De la misma manera, estableciendo el periodo de integración de la ecuación 4.19 en 24 horas se puede calcular el factor de carga de cada día. Así, el factor

de carga dependerá del tiempo total de encendido de la bomba de calor y del tiempo total de funcionamiento del sistema en cada día, según la ecuación 4.26.

$$\alpha = \frac{t_{ON}}{t_{ON} + t_{OFF}} \quad (4.26)$$

La deducción realizada para el caso de una bomba de calor de un compresor no es directamente extensible al caso en que la bomba de calor disponga de varias etapas de compresión. Así pues, será necesario establecer una fórmula de carácter más general, que permita obtener el factor de carga parcial en función de los compresores o etapas que tenga la bomba de calor. De esta manera, será posible calcular el factor de carga parcial de la instalación en el periodo en que funciona con la bomba de calor de dos compresores en tándem. Para ello, el balance energético de un ciclo se realiza sin dividir el ciclo en tramos, según la ecuación 4.27. En este caso, la capacidad de la bomba de calor ya no será constante, sino que dependerá del número de compresores encendidos en cada momento.

$$mc_p \left. \frac{dT}{dt} \right]_{t_c} = \dot{Q}(t) - \dot{Q}_{CI} \quad (4.27)$$

De nuevo se considera que la temperatura del agua al principio y al final del ciclo es la misma. De esta forma, despejando de la ecuación 4.27 se puede obtener la relación entre la carga del edificio y la capacidad de la bomba de calor mostrada en la ecuación 4.28

$$\int_{t_c} \dot{Q}_{CI} dt = \int_{t_c} \dot{Q}(t) dt \quad (4.28)$$

Esta relación se puede utilizar directamente en la ecuación 4.20, resultando en la ecuación 4.29.

$$\alpha_c = \frac{\int_{t_c} \dot{Q}_{CI} dt}{\int_{t_c} \dot{Q}_{HP} dt} = \frac{\int_{t_c} \dot{Q}(t) dt}{\int_{t_c} \dot{Q}_{HP} dt} \quad (4.29)$$

Para poder resolver la ecuación 4.29 es necesario caracterizar la evolución de la capacidad de la bomba de calor en función del tiempo ($\dot{Q}(t)$). Este parámetro depende en cada momento del número de compresores o etapas en funcionamiento. Suponiendo como hipótesis simplificativa que la capacidad de la bomba de calor es fija en función del número de compresores trabajando,

y que todos los compresores son iguales (y por tanto, la capacidad máxima de la bomba de calor está repartida equitativamente entre las etapas de compresión), se puede establecer la capacidad instantánea según la ecuación 4.30, donde N es el total de compresores o etapas de la bomba de calor y $n(t)$ es el número de etapas activas en el instante t .

$$\dot{Q}(t) = \frac{\dot{Q}_{\text{HP}}}{N} n(t) \quad (4.30)$$

Así pues, es posible sustituir $\dot{Q}(t)$ en la ecuación 4.29 por su expresión en función del número de compresores encendidos (ecuación 4.30), como muestra la ecuación 4.31. Puesto que el número de compresores encendidos en cada momento ($n(t)$) es una variable discreta, es posible resolver la integral correspondiente mediante un sumatorio de variables discretas, según se muestra en la ecuación 4.32.

$$\alpha_c = \frac{\int_{t_c} \dot{Q}(t) dt}{\int_{t_c} \dot{Q}_{\text{HP}} dt} = \frac{\frac{\dot{Q}_{\text{HP}}}{N} \int_{t_c} n(t) dt}{\int_{t_c} \dot{Q}_{\text{HP}} dt} \quad (4.31)$$

$$\alpha_c = \frac{\sum_{n=0}^{n=N} nt_{\text{ON}_{c,n}}}{N \cdot t_c} \quad (4.32)$$

El resultado final es una fórmula que permite calcular el factor de carga parcial de una instalación sea cual sea el número de etapas de compresión de la bomba de calor, teniendo en cuenta únicamente el tiempo de funcionamiento de cada etapa. La expresión de la ecuación 4.32 se puede extender para calcular el factor de carga diario, según la ecuación 4.33, teniendo en cuenta el tiempo total de funcionamiento de la instalación (t_t) y de cada compresor (t_{ON_n}) a lo largo del día.

$$\alpha = \frac{\sum_{n=0}^{n=N} nt_{\text{ON}_n}}{N \cdot t_t} \quad (4.33)$$

Particularizando las ecuaciones 4.32 y 4.33 para el caso de la bomba de calor con un solo compresor ($N = 1$), se obtienen las ecuaciones 4.25 y 4.26, respectivamente. Por tanto, la nueva fórmula es coherente con lo deducido anteriormente en este mismo apartado.

En la implementación en Excel del cálculo del factor de carga, se debe empezar por establecer el número de compresores en funcionamiento. El consumo de la bomba de calor se puede obtener como se ha explicado anteriormente, en la sección 4.1.1. A continuación, con una función condicional dependiendo del valor de la potencia consumida por la bomba de calor, se determina el número de compresores en funcionamiento en cada instante, en una nueva columna de la hoja de Excel.

Puesto que se pretende calcular el factor de carga parcial de cada ciclo, será necesario establecer algún criterio para poder diferenciar unos ciclos de otros. En Excel, el inicio de un nuevo ciclo se detecta a partir de un aumento en el número de compresores en funcionamiento. Cada ciclo se cuenta con una *columna-contador*, que aumenta de valor cada vez que se enciende un compresor, de manera que todas las filas pertenecientes a un mismo ciclo tienen el mismo valor en esta columna.

Para el caso de la bomba de calor de un compresor, no es necesaria ninguna otra consideración. Sin embargo, para la bomba de calor de dos compresores en tándem, hay que tener en cuenta que la bomba de calor está programada para que, en caso de ser necesario encender simultáneamente dos compresores, el segundo se encienda siempre al menos dos minutos más tarde que el primero, siguiendo las recomendaciones del fabricante. Esto da lugar a diferentes tipos de ciclo, en función de la secuencia de encendido de los compresores. La figura 4.7 muestra un ejemplo de los distintos tipos de ciclo (tipos 1-4) que pueden encontrarse en el funcionamiento habitual de la instalación, en base al sistema de detección descrito.

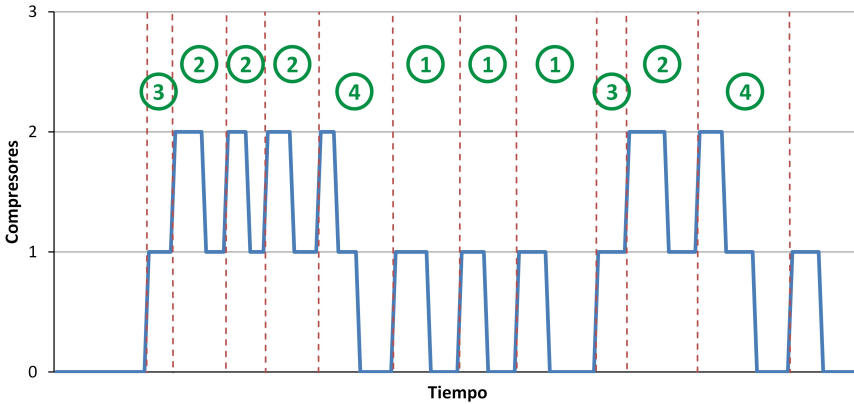


Figura 4.7: Tipos de ciclo con la bomba de calor con dos compresores en tándem

1. Una sola etapa o compresor funcionando: el número de compresores pasa

de 0 a 1 al principio del ciclo, luego vuelve a 0. El ciclo acaba en cuanto el compresor se vuelve a encender, empezando el siguiente ciclo. Por tanto, en las filas correspondientes a este tipo de ciclo, el número de compresores en funcionamiento puede ser 0 o 1.

2. Dos etapas de compresión funcionando (uno encendido y el segundo ciclando): similares a los anteriores, pero pasando de 1 a 2 compresores. El ciclo acaba en cuanto se vuelve a encender el segundo compresor. En este caso, el número de compresores en funcionamiento puede ser 2 o 1.
3. Ciclos de paso a 2 compresores: se empieza con la bomba de calor apagada, se enciende primero un compresor y, cierto tiempo después, se enciende el segundo. En este proceso, el contador de ciclos cambia dos veces (al encender cada compresor), dando lugar a un tramo de transición (contado como ciclo), en el cual el número de compresores en funcionamiento es 1 todo el tiempo. Este es el ciclo típico de arranque de la instalación por la mañana, o debido a un aumento de la demanda.
4. Ciclos de paso de 2 a 1 compresor: es el caso contrario al caso 3. Cuando el segundo compresor está ciclando y la carga disminuye, en lugar de volverse a encender el segundo compresor, se apaga el primero. El nuevo ciclo comenzará al volver a encenderse el primer compresor. Por tanto, esto da lugar a otro tipo de ciclo de transición, en el que ha habido primero 2 compresores en funcionamiento, luego 1 y, finalmente, ninguno.

De los cuatro tipos de ciclo, tanto los dos primeros como el cuarto resultan útiles para calcular el factor de carga parcial. Sin embargo, habitualmente los ciclos de tipo 4 suelen ser más largos que los demás, siempre dependiendo del grado de carga. Esto conlleva que el valor del factor de carga promedio de estos ciclos representa un intervalo de tiempo mayor, por lo que podría ser significativamente distinto de los valores instantáneos a lo largo del ciclo. Aun así, el valor del factor de carga promedio del ciclo sigue siendo útil como indicador de la demanda. Por otra parte, en los ciclos de tipo 3, el resultado del factor de carga será 0.5, independientemente de la duración del ciclo, puesto que hay una etapa encendida durante todo el tiempo. Aunque de forma aislada este resultado no aporta información real sobre la demanda energética del edificio, sí que se deberá tener en cuenta a la hora de calcular el factor de carga parcial promedio diario.

Analizando la ecuación 4.32 se puede observar que, en realidad, el sumatorio dividido por el tiempo total del ciclo representa una media ponderada del factor $n(t)$, es decir, del número de compresores encendidos. Así pues, la implementación de esta fórmula se podrá realizar mediante la función *PROMEDIO.SI.CONJUNTO()* de Excel. Para limitar el cálculo al ciclo correspondiente, entre las condiciones del promedio se incluye que el número de ciclo sea

el correspondiente a la fila en la que se realiza el cálculo. Por ejemplo, en el cálculo del factor de carga en una celda correspondiente al ciclo 10 se utilizan para el promedio todos los valores que corresponden al ciclo 10. De esta forma, en todas las celdas de un mismo ciclo aparecerá el valor de α_c correspondiente a ese mismo ciclo.

Por último, el factor de carga diario se calcula en Excel como promedio de los factores de carga de cada ciclo. Conviene destacar que cada valor de α_c se repite varias veces en función de la duración del ciclo. Así pues, el promedio de todos estos valores es realmente un promedio ponderado de α_c en función de la duración de cada ciclo. El resultado de este cálculo es el mismo que se obtendría de la aplicación directa de la ecuación 4.33.

Los parámetros calculados para estudiar el comportamiento de la instalación se pueden analizar a diferentes escalas. Un análisis de la evolución de estos parámetros a lo largo de un día proporciona información sobre el comportamiento instantáneo de la instalación. Por otro lado, calculando las medias mensuales de los distintos parámetros característicos se puede analizar la evolución del funcionamiento de la instalación a lo largo de sus varios años de operación.

4.2. Días típicos

Como se ha comentado anteriormente, a lo largo de los distintos años de funcionamiento, la instalación ha pasado por diferentes situaciones, cambios, operaciones de mantenimiento, ensayos... Exceptuando los días en que el sistema de adquisición de datos falla o da algún tipo de error, el resto de los días han quedado registrados en los correspondientes archivos de Excel. Así pues, se dispone de datos para días de funcionamiento típico, pero también para muchos de los días de funcionamiento atípico. De entre estos últimos, los días correspondientes a ensayos de optimización han sido debidamente analizados por separado, dentro de los estudios de optimización que se han llevado a cabo a lo largo de los años. Algunas conclusiones de estos estudios se pueden encontrar en [20] y [35].

Para el análisis del funcionamiento de la instalación se va estudiar la evolución de los distintos parámetros característicos en días típicos de funcionamiento. Para ello se tomarán días correspondientes a los distintos periodos de funcionamiento de la instalación: antes y después del cambio del depósito, en modo calefacción y refrigeración y con bombas de calor de una o dos etapas de compresión... Finalmente, se ha de tener en cuenta que la carga térmica diaria del edificio influye también en la evolución de los parámetros a lo largo del día, afectando principalmente a la duración de los ciclos de la bomba de calor.

Modo calefacción

Para comenzar con el análisis de los días típicos se van a comparar los resultados correspondientes a días de funcionamiento en modo calefacción. Se destacarán los aspectos más importantes y característicos del comportamiento de la instalación en estos períodos, además de algunos aspectos de interés para la posterior validación del modelo del sistema.

La figura 4.8 muestra la evolución de las temperaturas del agua a la entrada y a la salida de la bomba de calor, provenientes del circuito interno y del externo para dos días característicos del modo calefacción. Los días seleccionados son el 14 de enero y el 23 de marzo de 2009. Ambos corresponden a la primera época de funcionamiento de la instalación, con el depósito del circuito interno situado en el retorno de los *fancoils*, a la entrada de la bomba de calor. Así pues, la temperatura de control de la bomba (salida del depósito) se corresponde con la temperatura TSCI. Observando la variación de esta temperatura se comprueba que la temperatura de *setting* en esta época es de 44.5°C y el *deadband* es de $\pm 1.5^{\circ}\text{C}$.

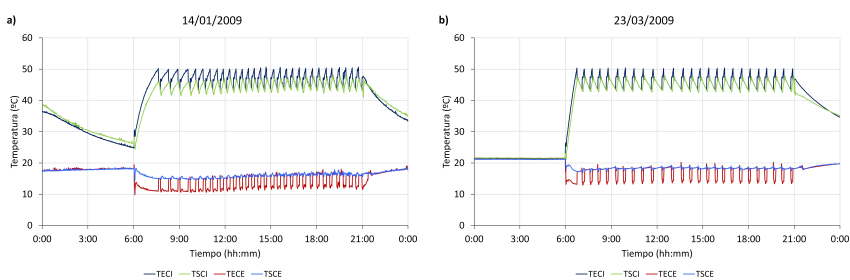


Figura 4.8: Evolución de las temperaturas del agua en días típicos de modo calefacción: a) 14/01/2009, b) 23/03/2009

Los dos días mostrados en la figura 4.8 se corresponden con días de distinta carga térmica en el edificio, directamente influenciada por las condiciones ambientales. En enero, la demanda de calefacción alcanza sus valores más altos mientras que en marzo, la demanda es significativamente menor. Esto se refleja en el funcionamiento de la instalación con diferencias en la duración de los ciclos y la variación de las temperaturas. De esta forma, en la figura 4.8a se observa que el incremento de la temperatura al encender la bomba de calor es significativamente más lento que el observado en la figura 4.8b. Esta diferencia se aprecia mucho más al principio del día, donde la temperatura al encender la bomba de calor es mucho más baja que la de consigna.

La duración de los ciclos se observa más claramente al representar las gráficas del caudal de agua del circuito interno y el externo (figura 4.9). La demanda

del edificio se refleja en la evolución del factor de carga parcial, mostrada en la figura 4.10. Comparando ambas gráficas se comprueba que los ciclos correspondientes a una mayor demanda térmica del edificio son ligeramente más cortos (alrededor de 28 minutos), pero con un mayor tiempo de encendido de la bomba de calor, con una media de 17.5 minutos. En cambio, en épocas con menor demanda térmica, como la correspondiente al día 23/03/2009, el funcionamiento de la instalación se caracteriza por presentar unos ciclos de funcionamiento con muy bajo tiempo de encendido (11 minutos de media) y mayor tiempo de apagado de la bomba de calor, dando una duración media de los ciclos de 35 minutos. Aunque la duración total de los ciclos viene directamente influenciada por la amplitud de la banda de control, los tiempos de encendido y apagado dependen de la velocidad de variación de la temperatura, que, a su vez, depende directamente de la carga del edificio.

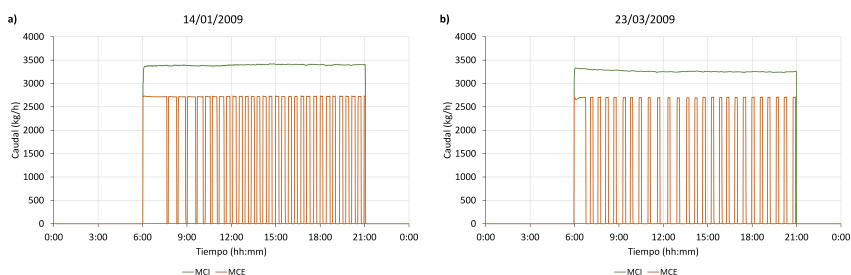


Figura 4.9: Caudal en el circuito interno y externo en días típicos de modo calefacción: a) 14/01/2009, b) 23/03/2009

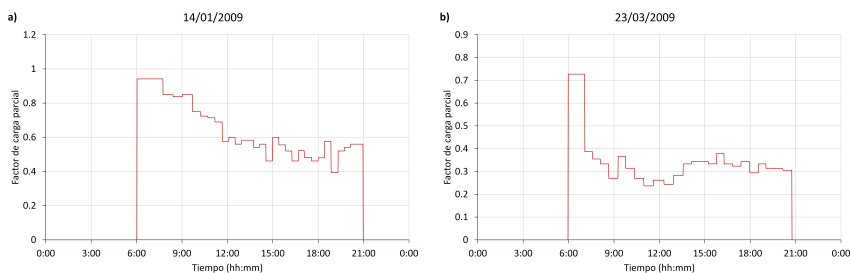


Figura 4.10: Factor de carga parcial en días típicos de modo calefacción: a) 14/01/2009, b) 23/03/2009

La figura 4.11 muestra una sección aumentada de la figura 4.8, en la que se puede observar en detalle la evolución de la temperatura característica del funcionamiento ON/OFF de la bomba de calor. El estudio detallado de la evolución de las temperaturas provocada por el encendido y apagado de la bomba

de calor permitirá entender el funcionamiento del sistema a corto plazo, simplificando la posterior elaboración del modelo detallado. Para facilitar el estudio de los ciclos se han etiquetado en las gráficas los puntos más importantes (A-E).

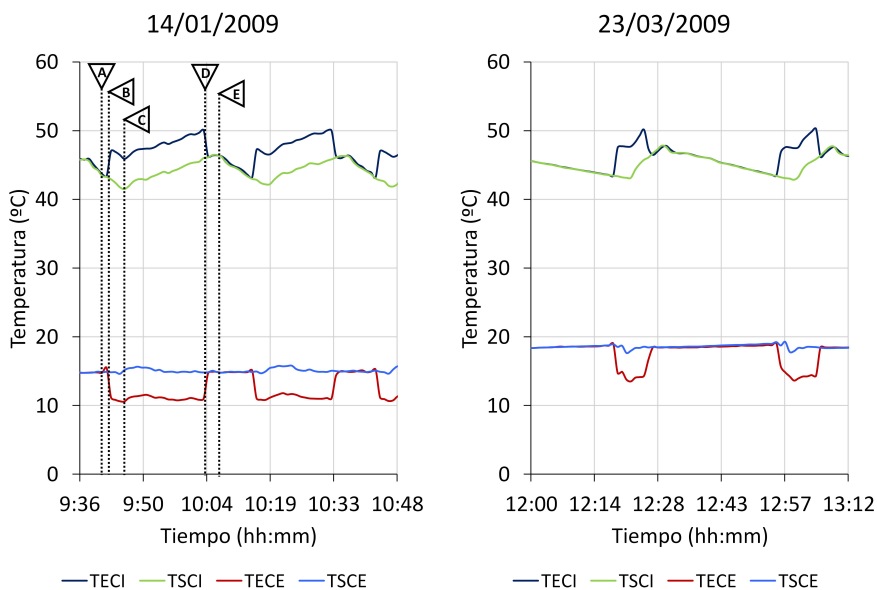


Figura 4.11: Ciclos de temperatura: a) 14/01/2009, b) 23/03/2009

Analizando la evolución de las temperaturas del circuito interno en la figura 4.11 se puede comprobar que, mientras la bomba de calor está apagada, TECE se iguala a TSCI, puesto que no hay transferencia de calor en el intercambiador. Así, el encendido/apagado de la bomba de calor (puntos B y D, respectivamente) se puede identificar de esta manera, en función de si estas temperaturas son iguales o no. Por otro lado, aunque TSCI se corresponde con la temperatura controlada, su tendencia no cambia instantáneamente al encender o al apagar la bomba de calor, sino que presenta cierta inercia, debida al tiempo que tarda el agua en recorrer el circuito hidráulico. Así pues, el agua caliente que entra en el circuito interno en el punto B tarda un cierto tiempo en recorrer las tuberías y llega de nuevo a la bomba de calor en el punto C, momento en que la temperatura del agua comienza a aumentar. Un comportamiento similar se observa entre los puntos D y E.

En el caso de las temperaturas del circuito externo, la evolución de las temperaturas refleja el comportamiento del intercambiador enterrado, así como de las tuberías de distribución. En este caso, la bomba de circulación se apaga

durante los tiempos de apagado de la bomba de calor y se enciende un minuto antes que esta, lo que provoca un pequeño incremento en la temperatura del agua en el tiempo en que la bomba de circulación está encendida pero la bomba de calor está apagada (entre los puntos A y B). Este incremento se debe principalmente a que el agua parada en el interior de la bomba y en las tuberías cercanas a ella se calienta ligeramente durante el tiempo que la bomba de circulación permanece apagada. Desde el momento en que se enciende la bomba de circulación, la evolución de TSCE refleja la distribución de temperatura del agua parada en el interior de las tuberías del circuito externo y del intercambiador enterrado, que al encender la bomba de circulación se desplaza hasta llegar a los sensores correspondientes. Así pues, poco tiempo después de encender la bomba de calor (punto B) se puede observar un ligero descenso de TSCE, justo antes del punto C. Este descenso se corresponde con el agua que estaba al principio de la tubería de retorno, es decir, en la parte superior de los boreholes, que se enfría mientras está parada debido a la temperatura ambiente. Seguidamente, se produce un incremento de temperatura, correspondiente al agua que se encontraba parada en el interior de los boreholes, cuya temperatura tiende a la temperatura del terreno. La duración de este incremento es equivalente al tiempo invertido en desplazar toda la masa de agua de los boreholes. A continuación, la temperatura se estabiliza en torno a un valor ligeramente inferior. En el caso del funcionamiento con baja carga, este descenso de temperatura no llega a observarse, puesto que la bomba de calor se apaga antes. La temperatura del agua a la salida de la bomba de calor (TECE) refleja directamente la evolución de TSCE, con una diferencia de temperaturas prácticamente constante, dependiente de la capacidad de la bomba de calor. Finalmente, cuando la bomba de calor se apaga (punto D), TECE se iguala a TSCE, puesto que la bomba de circulación sigue encendida por un tiempo de un minuto durante el cual no hay transferencia de calor en el intercambiador.

La evolución a corto plazo de la temperatura del agua puede influir en el comportamiento y prestaciones de la bomba de calor. Tanto la eficiencia de la bomba de calor como su capacidad, dependen en todo momento de la temperatura del agua a la entrada de los intercambiadores en el circuito interno y el externo. Además, el sistema de control implementado se basa en la medida de la temperatura instantánea, por lo que también se verá afectado por sus variaciones a corto plazo. Por tanto, el modelo detallado del sistema deberá ser capaz de reproducir las características observadas en el comportamiento a corto plazo del sistema y de las temperaturas del agua.

En el anexo B se presentan las gráficas características del consumo eléctrico del circuito interno y del externo, con los consumos de cada componente por separado (figuras B.1 y B.2), además de la gráfica del calor intercambiado en la bomba de calor tanto en el condensador como en el evaporador, acoplados al circuito interno y al externo respectivamente, en este modo de funcionamiento

(figura B.3). De entre estos parámetros, resulta de interés el consumo de los *fancoils* del circuito interno, ya que es un parámetro representativo del grado de ocupación del edificio y, por tanto, de la demanda térmica del sistema.

En la figura 4.12 se han representado conjuntamente el factor de carga parcial y el consumo de potencia de los *fancoils*. En la gráfica se evidencia la correspondencia entre ambos parámetros, representativos de la demanda del edificio. Se puede observar en la figura 4.12b que el valor del factor de carga del primer ciclo no se corresponde en realidad con la demanda del edificio representada por el consumo de los *fancoils*, sino que existe una diferencia apreciable entre este valor y los valores calculados para los siguientes ciclos. Esto es debido a que el primer ciclo de la instalación se produce después de un largo periodo de apagado de la bomba de calor, en el que la temperatura del agua en las tuberías del circuito interno desciende muy por debajo de los valores de funcionamiento (como se ha visto en la figura 4.8) y, por tanto, requiere de una mayor inyección de calor para alcanzar el límite superior, momento en el que se apaga la bomba de calor. En los periodos de mayor carga térmica (figura 4.12b), la diferencia entre el valor del factor de carga parcial del primer ciclo y los valores de los demás ciclos no es tan acusada, pero sigue apreciándose ligeramente. Así pues, el primer ciclo de funcionamiento de la bomba de calor no se considera representativo y se eliminará de los cálculos posteriores del factor de carga parcial para el análisis del funcionamiento a largo plazo.

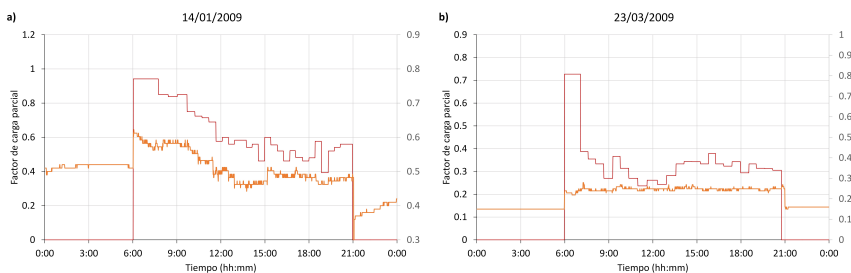


Figura 4.12: Comparación del factor de carga parcial y el consumo de los *fancoils* en días típicos de modo calefacción: a) 14/01/2009, b) 23/03/2009

La figura 4.13 muestra la evolución de la temperatura del agua para dos días típicos de funcionamiento en modo calefacción, después del cambio de depósito realizado en marzo de 2009. En este caso, el depósito está situado a la salida de la bomba de calor, justo antes de la tubería de distribución de agua a los *fancoils*. De esta manera, como se ha comentado, se pretende tener un mejor control de la temperatura del agua suministrada a los *fancoils*, correspondiente a la temperatura de salida del depósito. El valor del *setting* para esta temperatura correspondiente al día 20/01/2010 es de 44°C y el del día 28/04/2010 es de 43°C. El *deadband* en ambos casos es de $\pm 2^\circ\text{C}$.

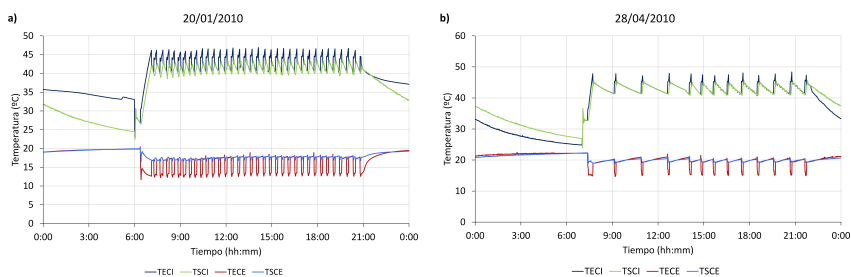


Figura 4.13: Evolución de las temperaturas del agua en días típicos de modo calefacción: a) 20/01/2010, b) 28/04/2010

En comparación con las gráficas mostradas en la figura 4.8 cabe destacar que, al cambiar el depósito y, por tanto, la temperatura controlada, la temperatura del agua de entrada a la bomba de calor (salida del circuito interno, TSCI) ya no oscila entre dos valores fijos, sino que varía dependiendo de la demanda térmica instantánea del edificio. Aunque la eficiencia energética de la bomba de calor depende en parte de la temperatura de entrada del agua, las oscilaciones de temperatura observadas no afectan excesivamente al rendimiento del sistema. Si se analiza el funcionamiento a corto plazo, se observa que la evolución de las temperaturas es la misma que la estudiada en la figura 4.11, con la salvedad de que en este caso las oscilaciones de temperatura provocadas por el sistema de control de los *fancoils* se transmiten directamente a la temperatura de salida del circuito interno, al no haber un depósito que las filtre. Además, debido a la modificación de la posición de la sonda de control, los rangos de variación de las temperaturas se modifican considerablemente. Aunque el *setting* es muy similar, en la figura 4.13a, la temperatura del agua de entrada a la bomba de calor se mantiene entre 40-43°C, puesto que ya no está siendo directamente controlada por la bomba de calor, mientras que, antes del cambio de situación del depósito, el rango de variación de esta temperatura venía directamente determinado por el *setting*, resultando en valores entre 43-46°C. El día escogido como día representativo del funcionamiento de la instalación con baja demanda térmica en este caso presenta grandes diferencias respecto al de la figura 4.8b. Esto es debido a que la demanda de calefacción a finales del mes de abril es significativamente menor que la demanda en el mes de marzo. Una vez más, conviene comparar las gráficas de los caudales de agua y del factor de carga parcial para poder analizar correctamente el comportamiento de la instalación en cada día (figuras 4.14 y 4.15).

En comparación con las gráficas mostradas en la figura 4.10, el factor de carga parcial de los días escogidos para este periodo (figura 4.15) es menor en ambos casos. En el caso del día 28/04/2010 esta diferencia es bastante significativa, con valores del factor de carga por debajo de la mitad de los

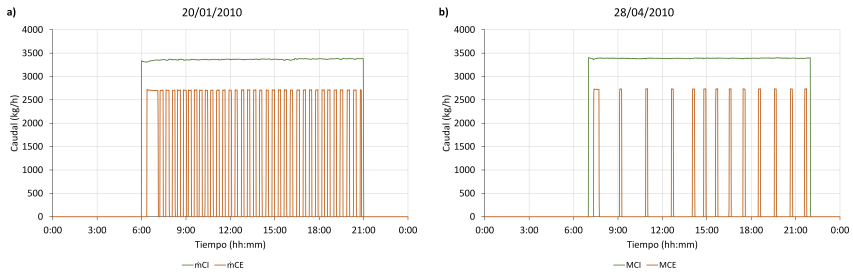


Figura 4.14: Caudal en días típicos de modo calefacción: a) 20/01/2010, b) 28/04/2010

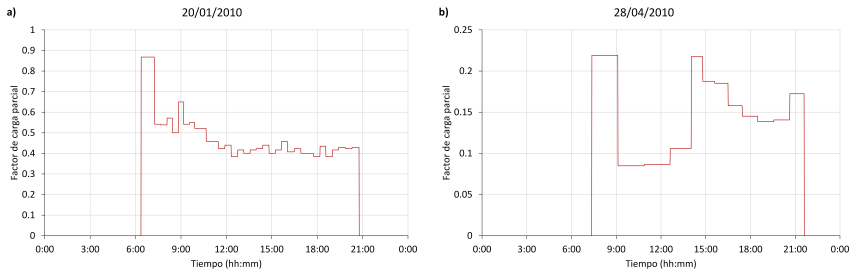


Figura 4.15: Factor de carga parcial en días típicos de modo calefacción: a) 20/01/2010, b) 28/04/2010

correspondientes al día 23/03/2009. La baja demanda térmica en esta época del año se refleja en los ciclos de la bomba de calor que, en este caso, son mucho más largos, con un periodo de encendido mucho menor. Alrededor de las 14:00, existe un ligero aumento de la demanda, que provoca que los ciclos se acorten ligeramente.

Desde el punto de vista del confort del usuario, el cambio de posición del depósito presenta dos consecuencias fundamentales. Por un lado, como se ha comentado, la temperatura del agua que se impulsa hacia los *fancoils* se controla directamente mediante el *setting* de la instalación, siendo independiente de la demanda térmica instantánea. Por otro lado, al situar el depósito en la tubería de impulsión, la temperatura del agua que llega a los *fancoils* presenta un comportamiento mucho más estable. En la figura 4.16 se compara la temperatura del agua en la tubería de impulsión en dos días de funcionamiento típico: antes del cambio de depósito (14/01/2009) y después (25/01/2011). Con el depósito en la tubería de retorno (figura 4.16a), la temperatura del agua a la salida de la bomba es la que se envía a los *fancoils*. Esta temperatura presenta variaciones bruscas debidas al encendido y apagado de la bomba de calor. Al situar el depósito en la tubería de impulsión (figura 4.16b), estas variaciones se filtran antes de distribuir el agua hacia los *fancoils*, lo que resulta en una temperatura mucho más estable, mejorando el confort de los usuarios.

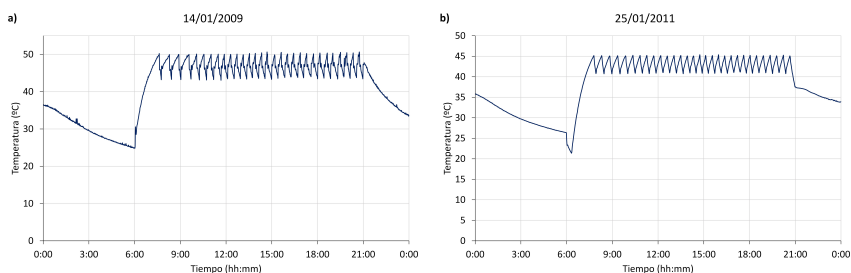


Figura 4.16: Evolución de las temperaturas del agua a la entrada del circuito interno: a) 14/01/2009, b) 25/01/2011

Las gráficas correspondientes al resto de parámetros característicos (consumos de potencia y calor intercambiado en la bomba de calor) se incluyen en el apéndice B.

A tenor de los resultados obtenidos, se comprueba que la instalación trabaja la mayor parte del tiempo con factores de carga alrededor de 0.5 o incluso inferiores. Por este motivo, en el marco del proyecto GROUND-MED, se estudió la viabilidad de la sustitución de la bomba de calor por una bomba de calor con diversas etapas de potencia, que pudiera adecuarse mejor a la demanda instantánea. En [31] se presenta el estudio de diseño basado en la selección

óptima de los componentes de la nueva bomba de calor mediante el software IMST-ART [36].

La figura 4.17 muestra la evolución de la temperatura del agua a lo largo de dos días típicos de calefacción con la nueva bomba de calor funcionando con dos compresores en tándem. Habitualmente, la carga térmica del edificio no es suficientemente alta para que la instalación se vea obligada a funcionar con los dos compresores, así que durante la mayor parte del tiempo, el funcionamiento de la bomba se basa en una única etapa de compresión que se enciende y apaga, análogamente a la bomba de calor anterior. Sin embargo, al principio del funcionamiento de cada día, como se ha comentado anteriormente, la temperatura del agua está muy por debajo del límite inferior, por lo que el sistema de control encenderá los dos compresores durante el primer ciclo del día, hasta que la temperatura sobrepase el límite correspondiente y el segundo compresor se apague. El cambio brusco de pendiente en las curvas de temperatura observado en la figura 4.17a se debe precisamente al apagado del segundo compresor.

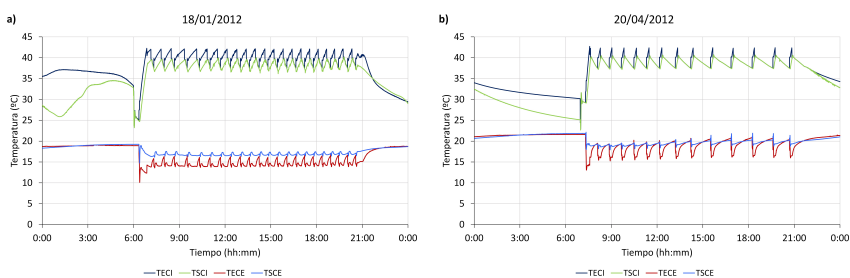


Figura 4.17: Evolución de las temperaturas del agua en días típicos de modo calefacción: a) 18/01/2012, b) 20/04/2012

Observando los resultados obtenidos para el calor intercambiado en la bomba de calor, mostrados en la figura 4.18, se puede diferenciar claramente el periodo en que los dos compresores están en funcionamiento al principio del día, del periodo en que la bomba funciona con un sólo compresor. En este caso, la demanda energética en el día concreto de estudio no es suficientemente alta como para provocar que se encienda el segundo compresor a lo largo del día. El factor de carga parcial, por tanto, será en todo momento menor de 0,5, como se muestra en la figura 4.19. En esta figura se ha eliminado ya el primer ciclo del cálculo del factor de carga parcial.

Observando la duración de los ciclos (tanto en la figura 4.17 como en la figura 4.18) se puede comprobar que, al funcionar con sólo uno de los dos compresores, los intervalos de encendido del compresor son más largos, incrementando la duración de los ciclos. Aunque el consumo del compresor es menor

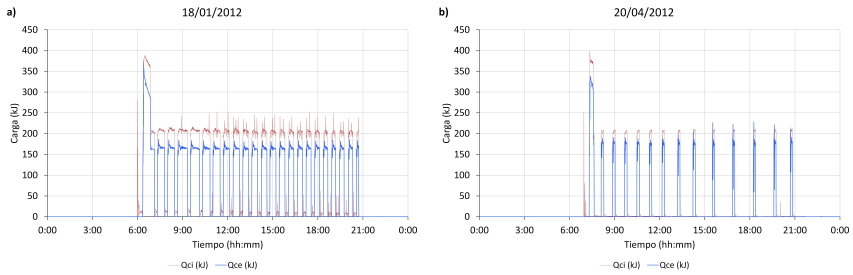


Figura 4.18: Calor intercambiado en la bomba de calor en días típicos de modo calefacción: a) 18/01/2012, b) 20/04/2012

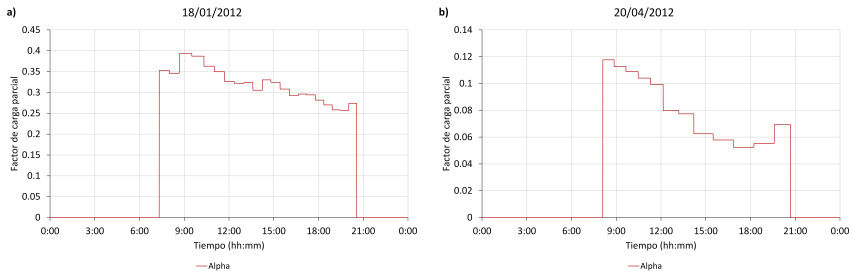


Figura 4.19: Factor de carga parcial en días típicos de modo calefacción: a) 18/01/2012, b) 20/04/2012

en este caso, también lo es la capacidad térmica de la bomba de calor, lo que requiere un mayor tiempo de encendido para satisfacer la demanda térmica del edificio. La eficiencia energética de la instalación y su mejora respecto a la obtenida con la bomba de calor de un sólo compresor dependerán del equilibrio existente entre la reducción del consumo del compresor y el incremento del tiempo de encendido.

Por otra parte, observando las temperaturas correspondientes al circuito externo en la figura 4.20 se puede comprobar el efecto de eliminar el minuto de desfase entre la bomba de calor y la bomba de circulación externa. Al no existir un tiempo de circulación sin carga, la temperatura de salida de la bomba de calor no se iguala instantáneamente a la de entrada, como sucedía en la figura 4.11, sino que tiende exponencialmente hacia ella, debido a los fenómenos de transmisión de calor internos. Así pues, la forma de los ciclos cambia considerablemente debido a esta modificación.

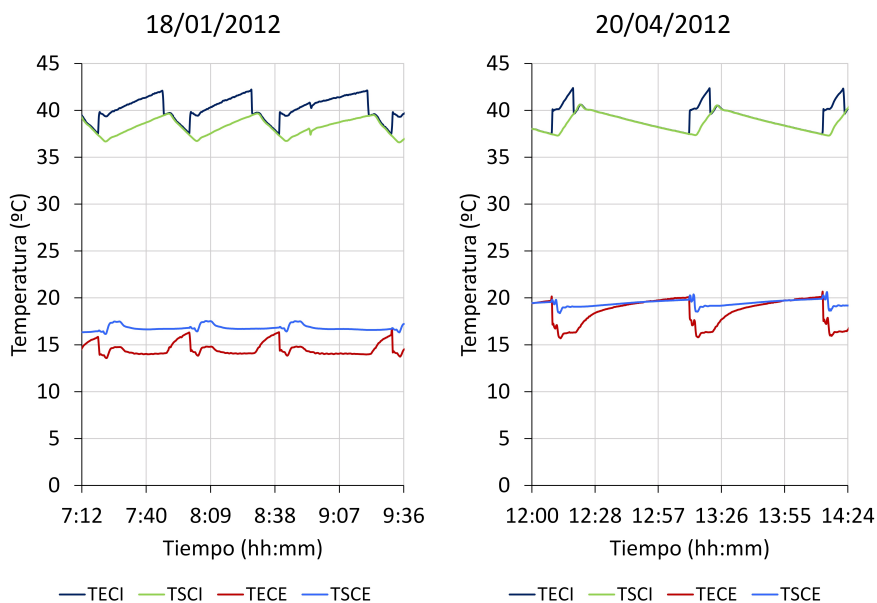


Figura 4.20: Ciclos de temperatura: a) 18/01/2012, b) 20/04/2012

Exceptuando esta última observación, el funcionamiento de la bomba de calor y de la instalación completa es muy similar a lo largo de los años. Los cambios realizados han servido para ir mejorando las prestaciones y la eficiencia energética del sistema, pero el funcionamiento básico se ha mantenido intacto. Es por esto que la evolución observada en la temperatura es la misma en

las diferentes figuras y las diferencias existentes se centran en la duración de los ciclos y en los rangos de variación de las temperaturas.

Modo refrigeración

El funcionamiento de la instalación en modo refrigeración es análogo al observado en el modo calefacción. La figura 4.21 muestra la evolución de la temperatura del agua en dos días típicos de funcionamiento en modo refrigeración. Igual que en la sección anterior, se han seleccionado días representativos del funcionamiento de la instalación con alta demanda térmica (24/07/2008, figura 4.21a) y con baja demanda térmica (24/09/2008, figura 4.21b). El horario de la instalación en verano es distinto del horario en invierno, debido al cambio de hora, por lo que la hora de encendido de la instalación en los días de la figura 4.21 es a las 7:00 en lugar de a las 6:00.

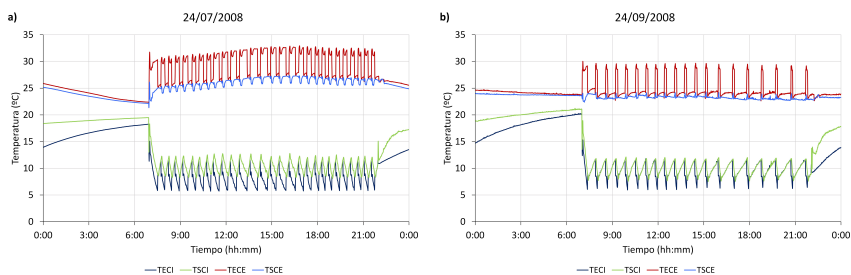


Figura 4.21: Evolución de las temperaturas del agua en días típicos de modo refrigeración: a) 24/07/2008, b) 24/09/2008

La distribución de temperaturas es simétrica respecto a la observada en modo calefacción: las temperaturas del agua de entrada y salida del circuito externo están por encima de las del circuito interno. En los días seleccionados, el *setting* de la bomba de calor es de 10.25°C con un *deadband* de $\pm 1.25^{\circ}\text{C}$. De nuevo se observan diferencias en la duración de los ciclos y el tiempo de encendido de la bomba de calor debidas fundamentalmente a la demanda térmica que debe afrontar la instalación. Así pues, en el día 24/09/2008 los ciclos de la bomba de calor son más largos, con menor tiempo de encendido. Esto se corresponde con los valores del factor de carga parcial presentados en la figura 4.22.

Comparando la figura 4.22 con la figura 4.10 se puede deducir que el factor de carga parcial presenta, en promedio, mayores valores en modo refrigeración que en modo calefacción, en las épocas de mayor demanda térmica del edificio. También se comprueba que el valor del factor de carga obtenido a partir del primer ciclo de funcionamiento de la instalación es significativamente mayor

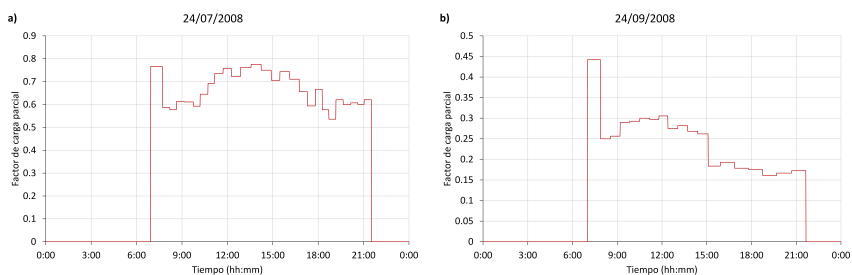


Figura 4.22: Factor de carga parcial en días típicos de modo refrigeración: a) 24/07/2008, b) 24/09/2008

que los siguientes, por las mismas razones detalladas anteriormente en el modo calefacción.

El resto de parámetros del funcionamiento diario de la instalación en estos dos días se muestran en las gráficas correspondientes en el apéndice B.

Después del cambio de situación del depósito, la evolución de las temperaturas del agua en días típicos de funcionamiento en modo refrigeración es como la mostrada en la figura 4.23. El *setting* para el día 20/07/2010 es de 10.5°C , con un *deadband* de $\pm 1.5^{\circ}\text{C}$. Para el día 18/09/2009, el *setting* es de 10°C y el *deadband* es de $\pm 1^{\circ}\text{C}$.

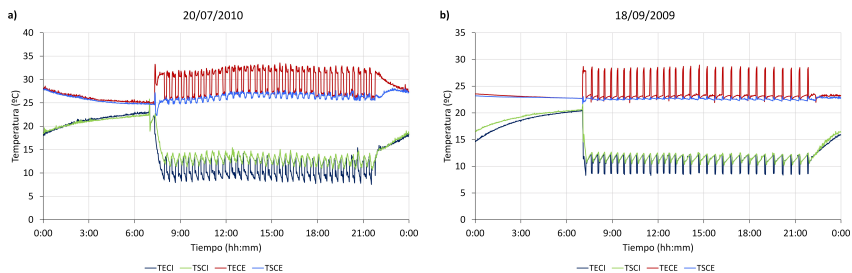


Figura 4.23: Evolución de las temperaturas del agua en días típicos de modo refrigeración: a) 20/07/2010, b) 18/09/2009

También en este caso se observa una diferencia significativa en las temperaturas de salida del circuito interno, al variar la situación de la sonda de la temperatura de control. Así pues, aunque el *setting* es prácticamente el mismo que en el caso de la figura 4.21, el valor de temperatura a la entrada de la bomba de calor (salida del circuito interno, TSCI) es mayor después del cambio de situación del depósito, puesto que depende de la demanda térmica

del edificio, además de del valor del *setting*. El factor de carga parcial para el día 20/07/2010 (figura 4.24a) toma valores similares a los observados en la figura 4.22a, entre 0.6 y 0.7, que representan una alta demanda térmica del edificio. Por esta razón, la diferencia de temperaturas del agua a la entrada y a la salida del circuito interno llega a ser de hasta 3°C en los momentos de máxima carga, provocando que la temperatura del agua a la entrada de la bomba de calor aumente hasta 15°C. En el caso en que la carga sea menor (día 18/09/2009), esta diferencia no es tan grande y, por tanto, los valores de temperatura del agua a la entrada de la bomba de calor no se alejan de los márgenes establecidos para la temperatura de control.

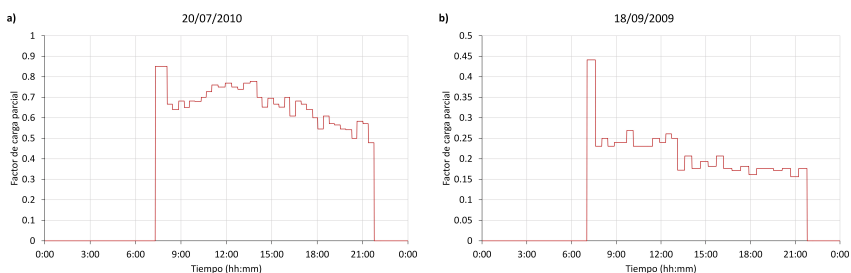


Figura 4.24: Factor de carga parcial en días típicos de modo refrigeración: a) 20/07/2010, b) 18/09/2009

La última comparativa se lleva a cabo con dos días de funcionamiento típico en modo refrigeración para la bomba de calor con dos compresores en tándem. La evolución de la temperatura del agua en estos días se puede observar en la figura 4.25.

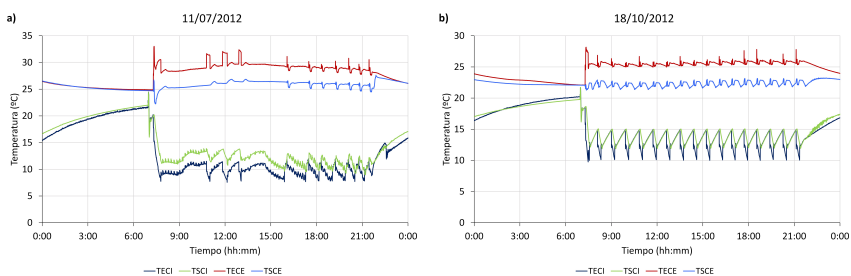


Figura 4.25: Evolución de las temperaturas del agua en días típicos de modo refrigeración: a) 11/07/2012, b) 18/10/2012

En este caso, en la figura 4.25 se observa una gran diferencia en la evolución de las temperaturas del agua. Esto es debido a que en este día, el factor de carga

parcial alcanza valores por encima de 0.5 durante la mayor parte del día (figura 4.26a). Como consecuencia de la alta demanda térmica, el segundo compresor de la bomba de calor entra en funcionamiento y se producen algunos ciclos de tipo 2 (según se han definido en la sección 4.1.1). Al reducirse posteriormente la demanda, el factor de carga parcial toma valores alrededor de 0.5, lo que implica que la demanda instantánea es prácticamente igual a la capacidad de la bomba de calor con un solo compresor. Como consecuencia de esto, el primer compresor permanece encendido durante un largo intervalo de tiempo. La secuencia de encendido de los compresores se ve directamente reflejada en el cálculo del calor intercambiado en la bomba de calor, según muestra la figura 4.27.

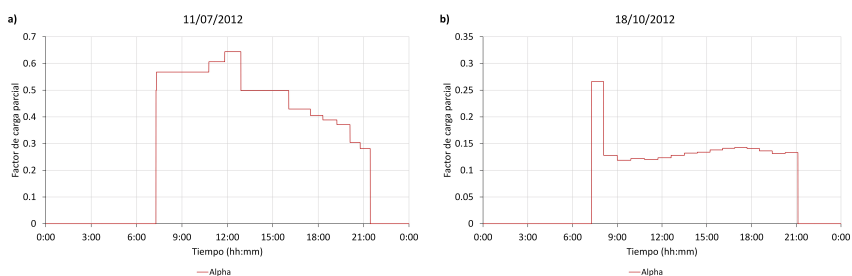


Figura 4.26: Factor de carga parcial en días típicos de modo refrigeración: a) 11/07/2012, b) 18/10/2012

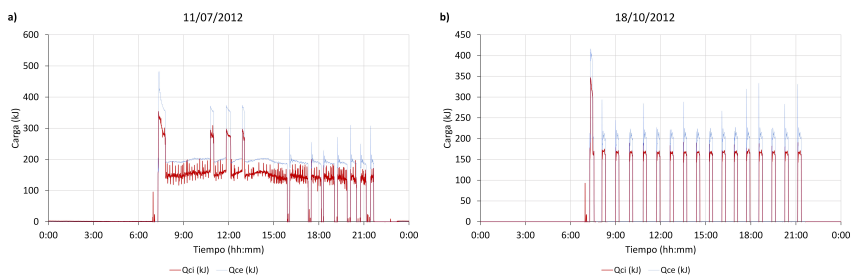


Figura 4.27: Calor intercambiado en la bomba de calor en días típicos de modo refrigeración: a) 11/07/2012, b) 18/10/2012

En los casos en los que hay poca demanda, como en el día 18/10/2012, el comportamiento de la bomba de calor es similar al observado para la bomba de un sólo compresor. Al igual que en modo calefacción, también en modo refrigeración existe un primer ciclo en el que se encienden los dos compresores de manera excepcional, debido a la variación de la temperatura del agua en las tuberías durante la noche.

La evolución de los parámetros característicos observada en esta sección describe el funcionamiento típico de la instalación. El tipo de control mediante ciclos ON/OFF provoca unas curvas de temperatura características de este tipo de instalación, que condicionan los resultados obtenidos en términos de energía y eficiencia energética. El análisis detallado realizado servirá para caracterizar los aspectos más relevantes del sistema y para enfocar el desarrollo del modelo del capítulo 5.

4.3. Evolución anual

Para el estudio del funcionamiento del sistema a lo largo de los años se van a utilizar los valores medios mensuales de los distintos parámetros característicos. Las medias mensuales se obtienen a partir de las medias diarias de estos parámetros, correspondientes a los días de funcionamiento típico. Además de los parámetros analizados en la sección anterior, se añadirán al estudio otros parámetros que, por sus características, no tiene sentido estudiar a lo largo del día, pero sí en valores medios mensuales, como son los parámetros de medida de la eficiencia energética del sistema (DPF). Por otro lado, a la hora de calcular las medias diarias y mensuales de los distintos parámetros es necesario tener en cuenta el funcionamiento de la instalación, ya que la bomba de calor no está encendida de manera continua. Así pues, para algunos parámetros será más interesante utilizar los valores calculados en los periodos de encendido de la bomba de calor, mientras que para otros se podrán considerar sus valores a lo largo del día, independientemente del estado de la bomba de calor. En esta sección se estudia la evolución anual del funcionamiento de la instalación durante el periodo de funcionamiento continuo que posteriormente se utilizará para la validación del modelo de la instalación, correspondiente a los años desde 2008 a 2012. Aún así, en el mes de agosto del año 2012 se decidió apagar la instalación, por lo que en las gráficas que se presentan a lo largo del análisis existe una discontinuidad correspondiente a este mes. Por otro lado, desde enero de 2013, en el sistema de control de la instalación se han implementado nuevos algoritmos, buscando la optimización del funcionamiento del sistema mediante la variación de las frecuencias de trabajo de las bombas de circulación y de los valores de *setting* y *deadband* de la temperatura de control. Queda fuera del alcance de la presente tesis el estudio del efecto de estas modificaciones sobre el comportamiento del sistema.

El primer parámetro a estudiar será la temperatura del agua en los distintos puntos de ambos circuitos hidráulicos (circuito interno y circuito externo). La figura 4.28 muestra la evolución de la temperatura media a la entrada y a la salida del circuito interno durante varios años de funcionamiento de la instalación. La gráfica muestra los valores de la temperatura media mensual, calculada a partir de las temperaturas medias diarias. En el cálculo de la temperatura

media diaria se ha tenido en cuenta únicamente el periodo de funcionamiento de la instalación. Además, para obtener la temperatura media mensual se han excluido de cada mes los días no representativos del funcionamiento normal de la instalación.

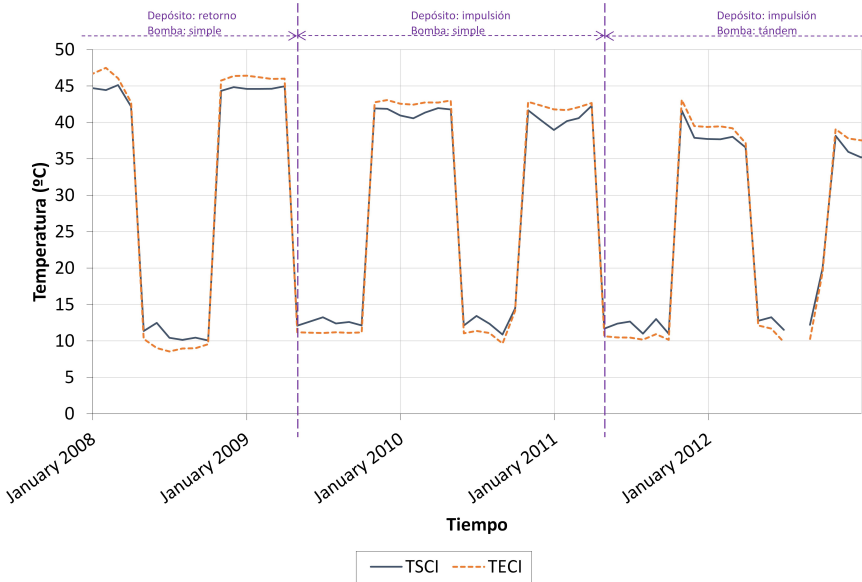


Figura 4.28: Evolución de la temperatura del agua en el circuito interno a lo largo de los años

Los valores de la temperatura tanto a la salida como a la entrada del circuito interno dependen directamente del *setting* y el *deadband* de la temperatura de control. En la figura 4.29 se muestran los valores del *setting* en cada momento. En esta figura se puede observar la relación entre las temperaturas del agua y el *setting*. Por otra parte, a partir de mayo de 2009, debido al cambio de posición del depósito, la temperatura de control deja de corresponderse con la temperatura de salida del circuito interno. Aunque el *setting* no varía significativamente, sí que se aprecia una diferencia en los valores de la temperatura del agua. Concretamente, en modo calefacción, ambas temperaturas se ven reducidas, dependiendo de la demanda del edificio. En modo refrigeración la temperatura media aumenta, también en función de la demanda térmica. Este comportamiento de las temperaturas medias mensuales refleja directamente el comportamiento observado, en la sección anterior, en las temperaturas instantáneas a lo largo del día. En los últimos meses de funcionamiento, debido al desarrollo de algoritmos de optimización [37], el *setting* no se mantiene constante, sino que varía a lo largo del día para adaptar el funcionamiento

de la instalación a la demanda térmica instantánea del edificio, por lo que la temperatura del agua presenta una mayor variación en esta época.

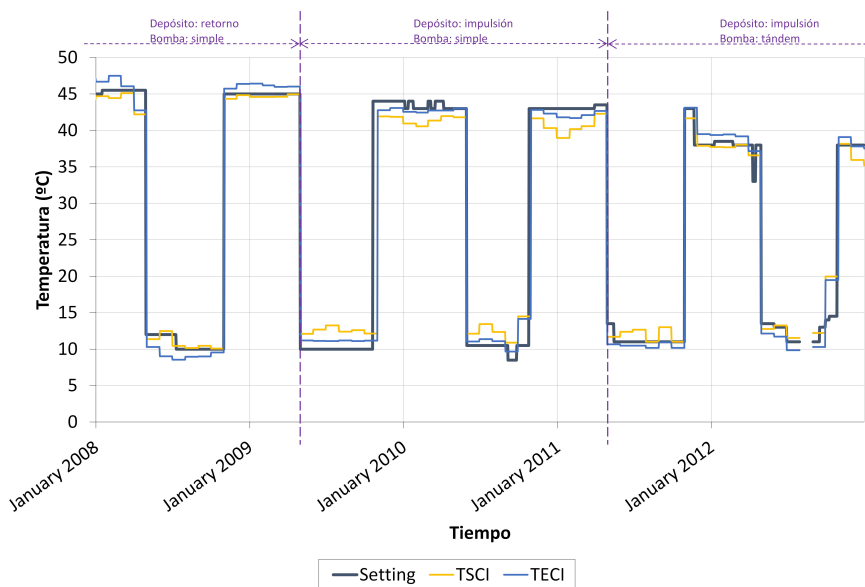


Figura 4.29: Valores del setting a lo largo de los años

En definitiva, se puede comprobar que la temperatura del agua en el circuito interno depende principalmente del *setting* establecido y de la carga térmica del edificio.

En el caso de la temperatura del agua en el circuito externo, la evolución es la mostrada en la figura 4.30. La importancia del estudio de este parámetro radica en el hecho de que es precisamente la temperatura del agua en el circuito externo la que más se ve influenciada por el terreno, sus características y su evolución con el paso del tiempo. Por esta razón, el estudio del impacto de la instalación y del intercambiador enterrado sobre el terreno que lo rodea requiere un análisis detallado de la evolución de la temperatura media del agua en el circuito externo, como se observa en [14].

La temperatura de entrada al circuito externo (TECE), correspondiente a la temperatura de salida de la bomba del calor hacia el terreno, varía dependiendo del modo de funcionamiento de la bomba de calor. Los valores de TECE en el funcionamiento en modo refrigeración se sitúan en torno a los 30°C, mientras que en modo calefacción la temperatura toma valores alrededor de 13°C. En la temperatura de salida del circuito externo (TSCE), sin embargo, la diferencia de temperaturas entre ambos modos de funcionamiento

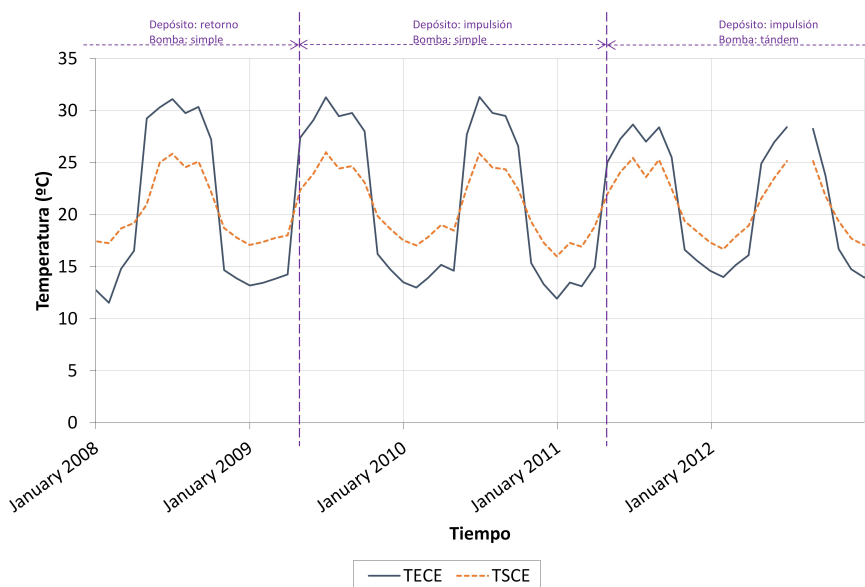


Figura 4.30: Evolución de la temperatura del agua en el circuito externo a lo largo de los años

no es tan acusada. En este caso, la temperatura del agua se sitúa en torno a 25°C en verano y sobre 18°C en invierno. La menor variabilidad de TSCE se debe a que esta temperatura se corresponde con la temperatura de retorno del intercambiador enterrado, que depende fuertemente de la temperatura del terreno. Puesto que la temperatura del terreno presenta poca variación estacional, la variación en TSCE se ve reducida a unos 7°C entre las diferentes épocas de funcionamiento. Las modificaciones realizadas en la instalación (el cambio del depósito, de la bomba de calor o del algoritmo de control) no afectan tampoco a los valores de TSCE, resaltando la fuerte dependencia de esta temperatura respecto de la temperatura del terreno.

Por otro lado, el comportamiento a largo plazo de la temperatura del terreno se ve reflejado en TSCE. En la figura 4.30 se comprueba que los valores de TSCE se repiten cíclicamente cada año, sin que se observe ninguna tendencia ascendente ni descendente. Así pues, en un primer análisis, se puede intuir que el impacto de la instalación sobre la temperatura del terreno durante los primeros años de funcionamiento ha sido muy reducido o despreciable. Esta apreciación se corresponde con los resultados de simulaciones efectuadas al diseñar la instalación [24] y se ha corroborado con los estudios pertinentes en [14]. De esta forma se verifica que el diseño de la instalación es correcto desde el punto de vista del equilibrio térmico del terreno.

Las condiciones de funcionamiento de la instalación se reflejan en la carga térmica: el calor intercambiado en la bomba de calor con el circuito interno y el circuito externo. Para estudiar este parámetro se calcula el calor intercambiado por minuto en cada lado de la bomba de calor (circuito interno y externo) a partir de las ecuaciones 4.5 y 4.6. El calor total intercambiado durante un día se obtiene sumando los resultados por minuto de todo el día. En la figura 4.31 se presentan las medias mensuales de la carga térmica diaria del circuito interno y externo.

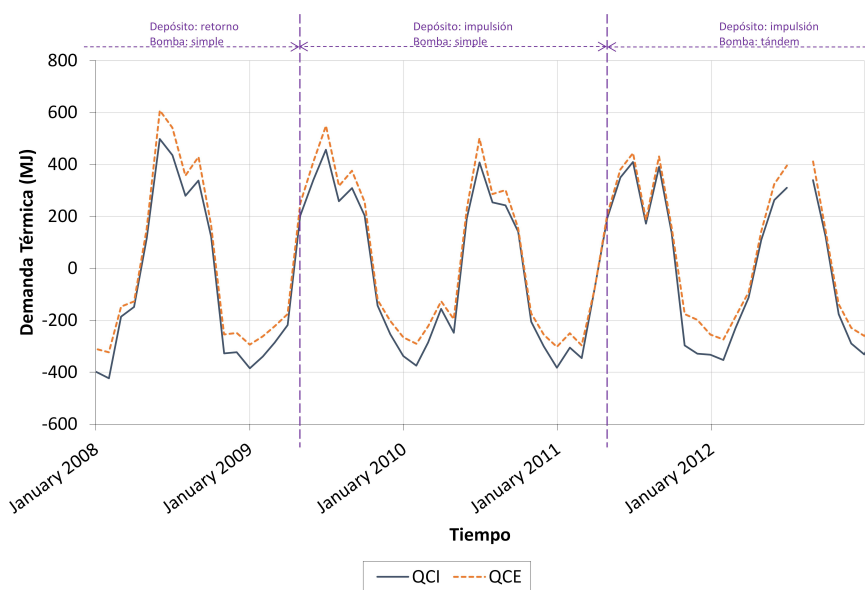


Figura 4.31: Carga térmica desde 2008 a 2012

Los valores de carga térmica de la figura 4.31 no presentan un comportamiento estable como el observado en la temperatura del agua, sino que varían desde 100 a 400 MJ en valor absoluto, incluso superando este valor en algunos casos. Aún así, es posible detectar algún patrón estacional, que se repite entre los diferentes años.

Por un lado, se comprueba que la carga térmica en los meses de invierno es mayor en el circuito interno que en el externo, al contrario que en los meses de verano. Este comportamiento se corresponde con el esperado a partir del balance energético de la bomba de calor, dado por la ecuación 4.34.

$$Q_{cond} = Q_{ev} + W_{comp} \quad (4.34)$$

De este balance energético se deduce que el calor intercambiado en el condensador es mayor que el intercambiado en el evaporador. En función del modo

de funcionamiento de la instalación, el intercambiador acoplado a cada uno de los circuitos hidráulicos varía. De esta forma, en el funcionamiento en modo calefacción, el condensador está acoplado al circuito interno, por lo que la carga térmica en este lado será mayor. En modo refrigeración, es el evaporador el que se conecta al circuito interno, lo que provoca que la carga térmica sea menor que la correspondiente al circuito externo.

Por otra parte, se observa que los valores de carga térmica son mayores en los meses de verano, presentando máximos en los meses de junio y julio. En los meses de agosto el valor se reduce considerablemente, debido a la baja ocupación del edificio del Departamento de Termodinámica Aplicada en esta época. En el funcionamiento en modo calefacción, los mayores valores se encuentran habitualmente en diciembre, enero y febrero. En los meses intermedios (marzo-abril-mayo y septiembre-octubre-noviembre) la carga es menor, independientemente del modo de funcionamiento. Esta evolución característica de la carga térmica se debe principalmente a las condiciones ambientales y meteorológicas: los meses con temperaturas más extremas presentan valores de carga mayores que los meses con temperaturas moderadas. Aún así, esta tendencia no es constante. Las condiciones ambientales pueden provocar que la carga aumente considerablemente en alguna época en concreto. Aunque la carga térmica depende también del grado de ocupación del edificio, esto sólo afecta en los meses de agosto y los períodos de vacaciones. Durante el resto del tiempo, la ocupación del edificio es prácticamente la misma de año en año.

Finalmente, también se puede observar que los valores extremos de la carga térmica, tanto en invierno como en verano, se reducen ligeramente cada año. Los motivos de esta reducción pueden estar relacionados con la mejora progresiva de la eficiencia energética del sistema o podrían deberse únicamente a factores ambientales o a cambios en el comportamiento de los usuarios.

La evolución de la carga térmica, concretamente la del circuito interno, que corresponde con la demanda que tiene que abastecer la instalación, se puede estudiar también a través del factor de carga parcial. Este parámetro, calculado según la ecuación 4.33, constituye una medida indirecta de la demanda del edificio y, por tanto, su evolución a lo largo de los años está directamente ligada a la evolución de la carga térmica representada en la figura 4.31. Los valores promedio del factor de carga parcial mensuales se muestran en la figura 4.32.

Como se puede observar, la evolución del factor de carga parcial refleja la evolución de la carga térmica del circuito interno. Así pues, en los meses de máxima carga en verano, el factor de carga toma sus valores más altos, que llegan hasta el 50 %. En el punto más alto, el factor de carga llega a superar el 65 %, aunque la mayor parte del tiempo permanece por debajo del 50 %. En los meses de menor carga térmica (primavera-otoño), el factor de carga parcial desciende hasta valores alrededor del 20 %.

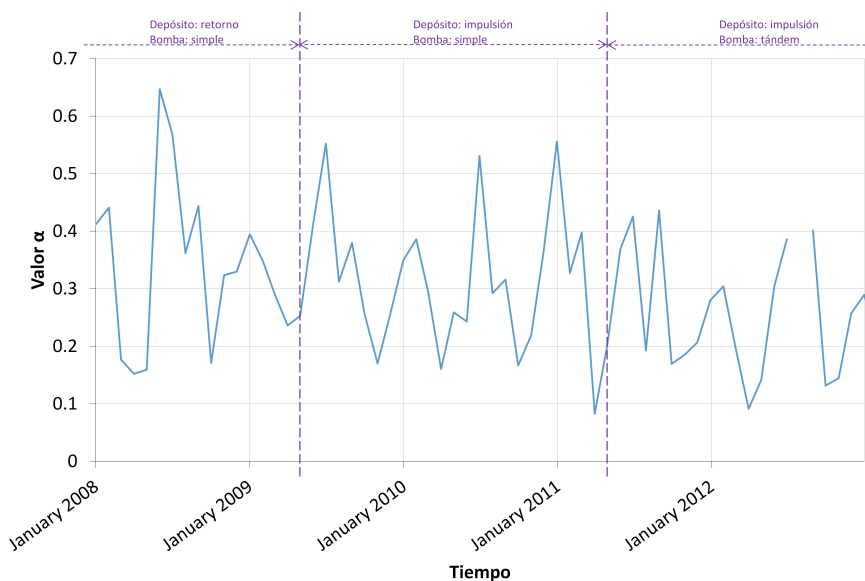


Figura 4.32: Evolución del factor de carga parcial

Si bien es cierto que el resultado es muy similar al que ya se había observado para la carga térmica, la interpretación de los valores del factor de carga parcial aporta una información más precisa sobre el dimensionamiento de la instalación y de la bomba de calor. Así pues, el hecho de que este parámetro se mantenga por debajo del 50 % durante la mayor parte del tiempo indica que la bomba de calor tiene una capacidad máxima del orden del doble de la necesaria en estos periodos. Por otra parte, aunque el valor promedio del factor de carga sea menor del 50 %, esto no impide que puntualmente la instalación trabaje con valores mayores, hasta del 70 %, como se ha visto en la sección 4.2. Así pues, es necesario que la bomba disponga de la capacidad necesaria para afrontar los picos de demanda, aunque la demanda media se sitúe muy por debajo de estos valores. La observación de este hecho llevó al cambio de la bomba de calor original por la bomba de calor con dos compresores trabajando en tándem en el marco del proyecto GROUND-MED.

Con la nueva bomba de calor, la mayor parte del tiempo, sólo uno de los compresores está en funcionamiento. En cambio, en los momentos de máxima carga, entra a funcionar el segundo compresor, aumentando la capacidad térmica de la bomba. De esta manera, es posible adaptar el funcionamiento de la bomba de calor a la demanda instantánea de un modo más eficiente.

Junto con el estudio de la demanda térmica, resulta interesante analizar

también la evolución de la capacidad térmica de la bomba de calor. En este caso, será importante comprobar si la capacidad de la bomba se aproxima a la capacidad nominal y si existe alguna degradación de prestaciones con el tiempo. Para la obtención de este parámetro se utilizan las ecuaciones 4.7 y 4.8, con las que se calcula el valor promedio diario de la capacidad térmica. El valor mensual se obtiene como promedio de los valores diarios de cada mes. En la figura 4.33 se muestra la evolución de la capacidad térmica promedio mensual a lo largo de los años.

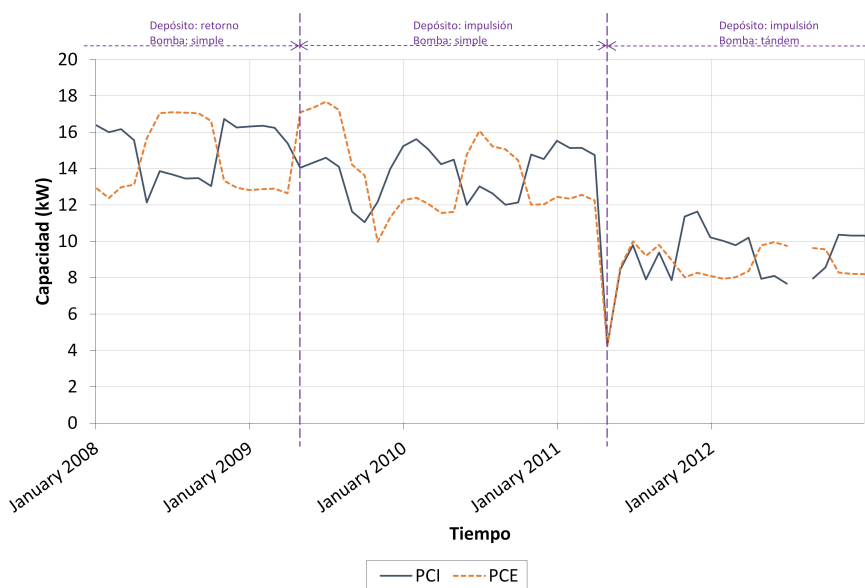


Figura 4.33: Capacidad térmica de la bomba desde 2008 a 2012

Por una parte, de nuevo se observa en esta figura el efecto del cambio de modo de funcionamiento y del intercambiador acoplado en cada momento al circuito interno y al externo. Así pues, la capacidad térmica nominal, medida en el lado del circuito interno, corresponde con la capacidad del condensador en invierno y con la del evaporador en verano. Por otro lado, los valores de capacidad de la bomba medidos del lado del circuito externo corresponden con la capacidad del evaporador en invierno y con la del condensador en verano. Cabe comentar que, tras el cambio de la bomba de calor, durante el mes de mayo de 2011, la bomba de circulación externa no se apaga junto con la bomba de calor, provocando que los cálculos implementados no sean válidos hasta que se corrige el algoritmo de control. Esto se refleja en valores atípicos de la capacidad térmica para este mes, además de afectar considerablemente a los valores de DPF, como se observará más adelante (figura 4.34).

La temperatura del agua a la salida del circuito externo (figura 4.30) resulta ser, en promedio, muy parecida a la considerada para el cálculo de la capacidad de la bomba de calor en la sección 3.1.6). Por otro lado, en el caso de la temperatura de retorno del circuito interno (figura 4.28), los valores difieren de los nominales en función del periodo de funcionamiento, el valor del *setting* y demás parámetros. Observando los valores obtenidos se puede comprobar que la capacidad experimental de la bomba de calor varía a lo largo de los años según las condiciones de funcionamiento. Así pues, en la primera época de funcionamiento se obtienen valores de alrededor de 17kW para la capacidad del condensador y de 13kW para el evaporador. En el segundo periodo de funcionamiento, después del cambio del depósito, estos valores se sitúan en 16kW y 12kW, respectivamente.

A partir de mayo de 2011, la nueva bomba de calor cuenta con dos etapas de compresión, lo que permite dos capacidades distintas de funcionamiento en cada momento. Para estos meses, el valor mostrado en la figura 4.33 se corresponde con la capacidad media, teniendo en cuenta el tiempo de funcionamiento de cada compresor. De esta forma, la capacidad media de la bomba de calor se adapta a la demanda energética correspondiente, resultando en valores más variables situados entre la capacidad correspondiente a los dos compresores funcionando simultáneamente y la capacidad correspondiente a un solo compresor.

Aún cuando la capacidad de la bomba de calor varíe de un periodo a otro, el funcionamiento global de la instalación dependerá de muchos otros factores. Así pues, conviene estudiar el funcionamiento de la instalación en términos de eficiencia energética, teniendo en cuenta el efecto del resto de componentes del sistema. Para ello se utilizarán los diferentes DPFs calculados según las ecuaciones 4.15, 4.16, 4.17 y 4.18. Los valores diarios obtenidos de estas fórmulas se utilizan para calcular los promedios mensuales, que se presentan en la figura 4.34.

En la figura 4.34 se observa que el valor del DPF_1 es mayor en los meses de funcionamiento en modo refrigeración que en modo calefacción. Los resultados para los meses de verano en el primer periodo de funcionamiento de la instalación (antes del cambio de bomba de calor) son aproximadamente un 25 % mayores que los de los meses de invierno. Esto se debe principalmente a que el salto de presiones que tiene que vencer el compresor de la bomba de calor es mayor en invierno que en verano. Al incluir la bomba de circulación externa en los cálculos, el DPF_2 toma valores un 12 % menores, en promedio, que los del DPF_1 . Las diferencias observadas entre los valores del DPF_1 en el funcionamiento en modo refrigeración y en modo calefacción se reflejan también en la evolución del DPF_2 . Sin embargo, al añadir al cálculo la bomba de circulación interna, se atenúan estas oscilaciones, de modo que el DPF_3 presenta un valor considerablemente más estable, en torno a 3.5. Este hecho se debe

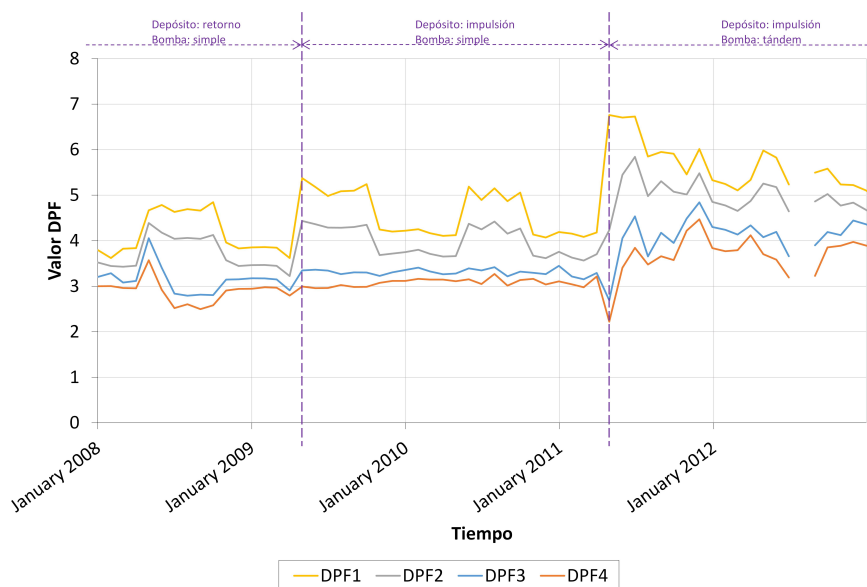


Figura 4.34: Evolución de los valores del DPF a lo largo de los años

a haber considerado el calor aportado por la bomba de circulación interna al agua del circuito interno, que afecta negativamente a la eficiencia en verano y positivamente en invierno. En promedio, el DPF_3 presenta valores un 13 % menores que el DPF_2 . Por último, al añadir el consumo de los *fancoils*, los valores obtenidos para el DPF_4 se sitúan un 10 % por debajo de los del DPF_3 , alrededor de 3.

Dentro del proyecto GROUND-MED, el objetivo consiste en mejorar la eficiencia energética global del sistema, representada por los valores del DPF_3 y del DPF_4 . En la figura 4.34 se puede observar que el cambio de la bomba de calor de simple etapa original por la bomba con dos compresores funcionando en *tándem* produce un incremento en los valores de los cuatro DPFs. El mayor incremento se observa en los primeros meses en el DPF_1 , que alcanza valores cercanos a 7, situándose el incremento promedio en más de un 30 % respecto a los valores obtenidos con la primera bomba de calor. En cuanto a la eficiencia global del sistema, el incremento observado tanto en los valores del DPF_3 como en los del DPF_4 es de un 22 %. Así pues, de la evolución de los DPFs mostrada en la figura 4.34 se puede extraer que la eficiencia energética del sistema se ha mantenido a lo largo de los años, incrementándose considerablemente con el cambio de la bomba de calor.

Con el análisis realizado se han podido observar las principales caracterís-

ticas del funcionamiento habitual de la instalación de climatización objeto de estudio. Destaca la elevada eficiencia energética y el reducido impacto del sistema sobre la temperatura del terreno. El objetivo del modelo detallado de la instalación consistirá en reproducir y predecir la evolución de los parámetros estudiados a lo largo de los años, manteniendo una buena correspondencia con los datos experimentales tanto a corto como a largo plazo.

Capítulo 5

Modelo detallado en TRNSYS

Mediante el análisis exhaustivo del funcionamiento de la instalación, se han identificado diversos aspectos característicos de la evolución de los diferentes parámetros y variables del sistema. El objetivo del presente capítulo (y objeto principal de esta tesis) es el desarrollo de un modelo de la instalación capaz de reproducir el funcionamiento de la misma con fidelidad, reflejando su comportamiento característico con la mayor precisión posible.

Aún cuando se pretende desarrollar un modelo detallado, es imposible considerar en el modelo la totalidad de los fenómenos termodinámicos que tienen lugar en los diversos componentes de la instalación. Por una parte, cualquier modelo se basa en aproximaciones teóricas del comportamiento real del sistema, por lo que siempre existen variables que las aproximaciones teóricas no tienen en cuenta. Por otra parte, pretender afinar el modelo hasta el punto en que sea capaz de reproducir hasta la más mínima variación de temperatura provocaría que el tiempo de cálculo aumentase considerablemente, haciendo inviable su uso para posteriores estudios. Además, los datos experimentales, utilizados tanto como datos de partida como para la validación del modelo, provienen de sensores con su propia incertidumbre, y nunca están completamente libres de cierto ruido de medida. Por tanto, los resultados de los modelos deben ser validados teniendo en cuenta esta incertidumbre. Así pues, no se busca un ajuste perfecto de los resultados a los datos experimentales sino que el modelo sea capaz de reproducir todos los procesos importantes que tienen lugar en el funcionamiento habitual de la instalación. De esta forma, en el desarrollo del modelo no se tendrán en cuenta los procesos de transmisión de calor de pequeña magnitud, como la transmisión de calor dentro del agua de las tuberías o el calentamiento de la masa metálica de los distintos componentes de la

instalación, entre otros.

Tal y como se ha descrito en el capítulo 4, la instalación ha tenido diversas configuraciones a lo largo de los distintos años de funcionamiento, puesto que es una instalación de demostración que ha estado funcionando en el marco de dos proyectos europeos distintos y que ha sido objeto de multitud de estudios e investigaciones. El modelo de la instalación se centrará en la primera época de funcionamiento (2005 – Mayo 2009), con la bomba de calor de una etapa de compresión y el depósito interno situado en la tubería de retorno del edificio. Posteriormente se harán las modificaciones necesarias y se validará el modelo para la configuración con el depósito interno en la tubería de impulsión (Mayo 2009 – Mayo 2011). Por último, se comprobará el funcionamiento del modelo sustituyendo la bomba de calor de un compresor por la de dos compresores en tándem (Mayo 2011 – Actualidad). De esta forma se estudiará la robustez del modelo y del ajuste realizado y su capacidad de adaptarse a los diferentes cambios en la instalación experimental.

Para el desarrollo del modelo se ha decidido utilizar el software de simulación TRNSYS [38] (TRAnSient SYstems Simulation program). Este programa permite la construcción de modelos de forma intuitiva mediante la unión de diversos componentes llamados *types* que actúan como *cajas negras* desde el punto de vista del usuario. Así pues, por cada componente de la instalación se tiene un *type* de TRNSYS que, a partir de una serie de parámetros y de variables de entrada (*inputs*) calcula los valores de las variables de salida (*outputs*) del componente. Los *outputs* de cada *type* se conectan con los *inputs* del siguiente, formando el modelo completo. En la simulación, para cada paso de tiempo, TRNSYS ejecuta el código de cada *type* de forma iterativa, hasta que todas las variables del modelo convergen a un valor constante para ese instante de tiempo, momento en que comienza la simulación del siguiente paso de tiempo.

Además de la facilidad de manejo, TRNSYS tiene otras características que lo convierten en una buena opción para el desarrollo del modelo de la instalación. En primer lugar, el paso de tiempo de la simulación se puede ajustar a valores pequeños, lo que permite obtener resultados de simulación del comportamiento de los modelos a muy corto plazo. El paso de tiempo utilizado habitualmente en las simulaciones realizadas en esta sección es de un minuto, coincidente con el periodo de adquisición de datos de la instalación experimental. En segundo lugar, TRNSYS es un programa de código abierto, lo que implica que se puede modificar para adaptarlo a las necesidades específicas de cada usuario. En concreto, es posible modificar el código de los *types* de TRNSYS mediante el lenguaje FORTRAN. Por otra parte, además de modificar los *types* ya existentes, TRNSYS proporciona también la opción de crear nuevos *types* que implementen nuevos modelos de componentes. A lo largo del desarrollo del modelo de la instalación, ha sido necesario modificar las caracte-

ísticas de algunos de los modelos de componentes ya existentes en TRNSYS. Asimismo, se han desarrollado nuevos *types* para otros componentes, tal y como se describe en las secciones posteriores.

Para conseguir el mejor ajuste posible se ha optado por construir el modelo de forma progresiva. De esta forma se puede ajustar cada componente del modelo por separado y evaluar la incertidumbre introducida por cada uno de ellos en el resultado final. El orden de introducción de componentes en el modelo es el siguiente:

1. Edificio: incluyendo las condiciones ambientales y el calendario de funcionamiento.
2. *Fancoils*: directamente conectados al edificio.
3. Bomba de calor: junto con los demás componentes del circuito interno (depósito, bomba de circulación y tuberías de distribución).
4. Intercambiador enterrado: incluyendo los demás componentes del circuito externo.

En cada paso se ha ajustado el modelo en función de las medidas experimentales correspondientes. Las siguientes secciones del presente capítulo describen los pasos del desarrollo del modelo global, así como la validación individual de los modelos de cada componente del sistema.

5.1. Modelo del edificio

El primer paso en el desarrollo del modelo de la instalación consiste en modelar el edificio del departamento de termodinámica, principalmente la zona que la instalación se encarga de climatizar.

Previo a la simulación de cualquier componente es necesario introducir en el modelo de TRNSYS algunos datos que determinan las condiciones de funcionamiento del sistema. Así pues, para poder simular el modelo del edificio, será necesario introducir todos los datos relativos a las condiciones ambientales: temperaturas, radiación solar, humedad... Para ello se utilizará el *type* 109 de TRNSYS, que permite leer ficheros de datos meteorológicos en formato *.tm2*. El archivo utilizado corresponde a las condiciones ambientales de la ciudad de Valencia y se ha obtenido de las librerías de datos meteorológicos de TRNSYS. Los datos meteorológicos son procesados y se introducen como *inputs* en el modelo del edificio.

Además de las condiciones meteorológicas, será necesario introducir en el modelo toda la información referente a los horarios de la instalación. Para ello

se utilizarán varias instancias del *type* 14 de TRNSYS, que permite dibujar una función cualquiera dependiente del tiempo. Así pues, se utilizará una función para definir el horario de funcionamiento en los días entre semana de invierno y verano por separado, puesto que la hora de encendido y apagado del sistema no es la misma en ambos modos de funcionamiento, y otra para el fin de semana, en que la instalación está apagada todo el tiempo. Con estas funciones, se crea un perfil de funcionamiento semanal, mediante el *type* 41 de TRNSYS. Mediante dos funciones más se define la época de funcionamiento en modo calefacción y en modo refrigeración. El control general de la instalación se obtiene combinando las señales de control del funcionamiento semanal con la del modo de funcionamiento correspondiente. En la figura 5.1 se muestra el esquema en TRNSYS necesario para generar todas las señales de control. Además de las que se muestran en la figura 5.1, se ha definido otra función en TRNSYS que se anula en los días de vacaciones, para permitir variar la carga térmica en estos días.

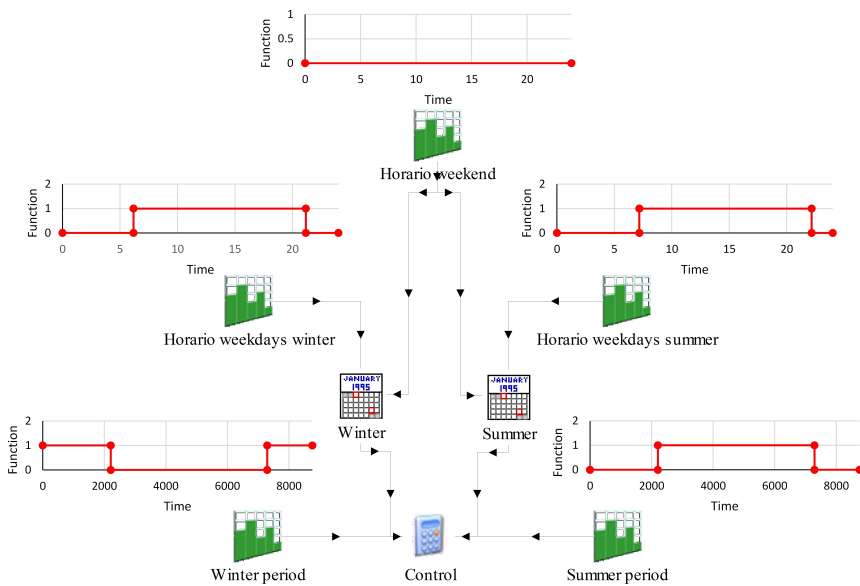


Figura 5.1: Generación de las señales de control

Para el modelado se ha utilizado el complemento de TRNSYS para la generación de modelos de edificios, TRNBuild. De esta manera, es posible crear el modelo del edificio introduciendo directamente todos los datos constructivos que se han presentado en la sección 3.1.1 y en el apéndice A. Así, se definen un total de 12 espacios, correspondientes a las 9 oficinas, las dos salas y el pasillo del edificio. Para cada zona se definen las paredes y ventanas y se asignan re-

gímenes de calefacción, refrigeración, ventilación, infiltraciones y las ganancias internas (personas, maquinaria, iluminación...) que pueda haber en la habitación (figura 5.2). El aire dentro de las habitaciones se renueva constantemente, por acción de los usuarios o debido a que el edificio no es hermético. Las renovaciones de aire debidas a la acción de los usuarios se modelan mediante el régimen de ventilación, en el que se deben establecer los valores de temperatura y humedad del aire con el que se produce la renovación. El régimen de infiltraciones modela las renovaciones de aire que no son controladas por los usuarios, debidas a que el edificio no es hermético y, por tanto, siempre hay alguna entrada de aire del exterior.

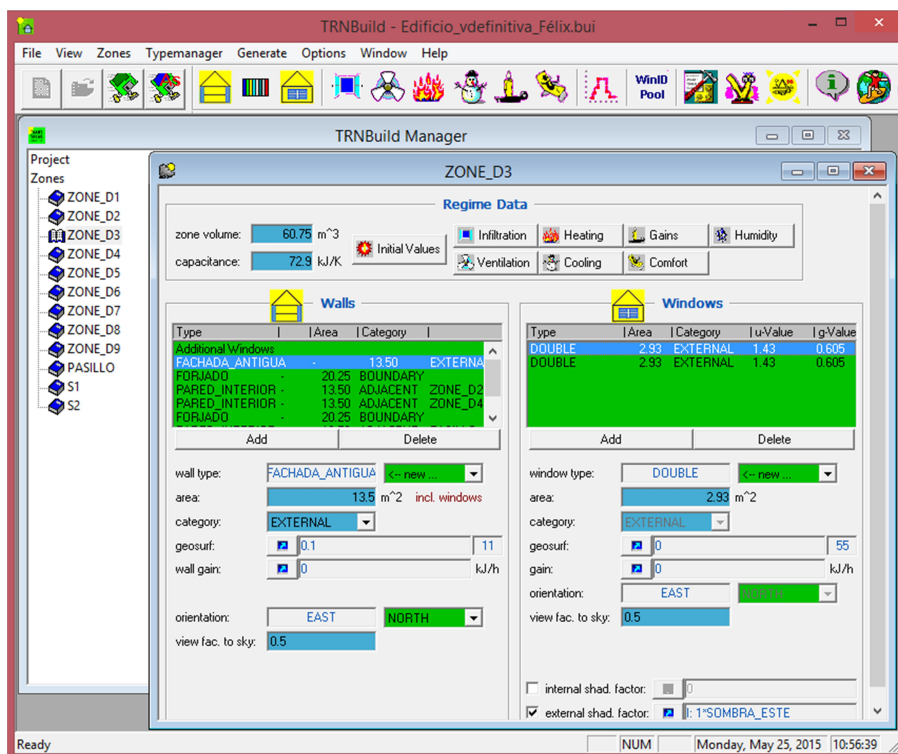


Figura 5.2: TRNBuild

Para modelar las ganancias internas y demás variables relacionadas con la ocupación del edificio, se definen perfiles diarios de ocupación y de iluminación. De esta manera se pretende reflejar la variación de la demanda térmica del edificio a lo largo del día. Por una parte, puesto que se trata de un edificio departamental dentro de la Universitat Politècnica de València, la cantidad de personal que se encuentra trabajando en el edificio en cada momento del

día no es en absoluto constante, sino que varía en función de los horarios de clases y horarios laborales del personal docente y del de administración del departamento. Por esta razón, se define el perfil de ocupación presentado en la figura 5.3, en el que se establece como hipótesis que la ocupación del edificio es máxima por la mañana y va descendiendo a lo largo de la tarde. Por otra parte, la iluminación interna del edificio dependerá de la luz exterior, por lo que el perfil de iluminación será el mostrado en la figura 5.4. A partir de los perfiles diarios se construyen los perfiles semanales, en los que 5 días son iguales a los perfiles mostrados y los últimos dos tienen una ocupación nula, correspondiendo al fin de semana, durante el cual la instalación permanece apagada.

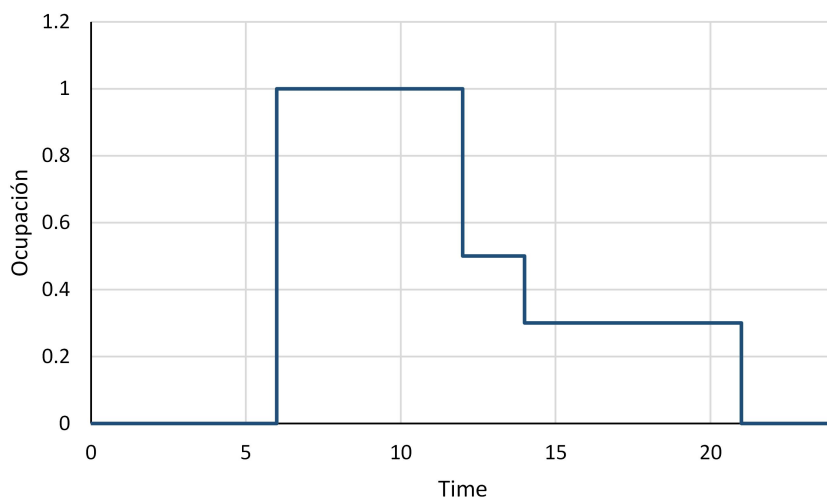


Figura 5.3: Perfil de ocupación del edificio durante los días laborables

Los regímenes de calefacción y refrigeración del edificio serán las variables utilizadas como *outputs* en la simulación, puesto que reflejan la demanda térmica del edificio. Para ello, se establecerá una capacidad térmica prácticamente ilimitada para los sistemas de calefacción y refrigeración, de forma que el sistema de climatización del edificio es capaz de suplir toda la demanda energética del mismo y, por tanto, la carga térmica obtenida del sistema de calefacción y de refrigeración coincidirá con la demanda térmica del edificio. El encendido y apagado de ambos sistemas (tanto diario como estacional) se controla multiplicando la capacidad térmica del sistema por la señal de control del modo de funcionamiento correspondiente. De esta forma, se evita la aparición de cargas de calefacción en modo refrigeración y viceversa. Además, se debe establecer la temperatura de consigna para ambos modos de funcionamiento.

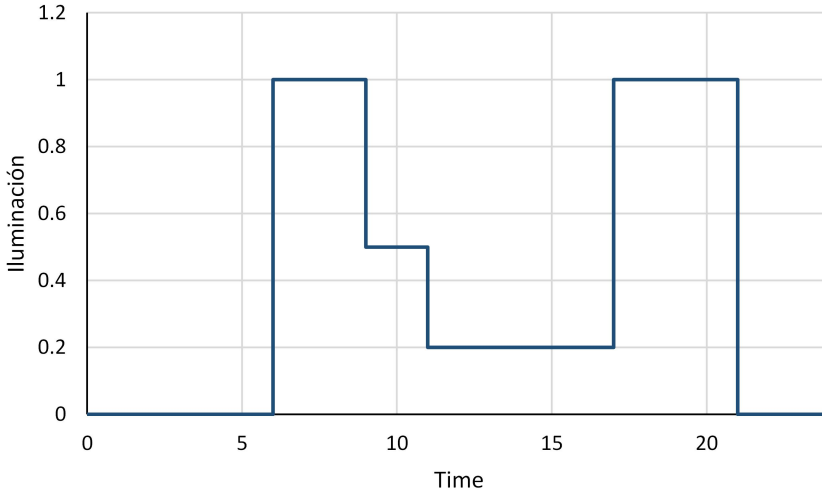


Figura 5.4: Perfil de iluminación del edificio durante los días laborables

Este parámetro será uno de los parámetros de ajuste del modelo del edificio (tabla 5.1), puesto que no se conoce con certeza la temperatura de consigna que cada usuario establece en su oficina. Por otro lado, en los periodos vacacionales, la demanda térmica del edificio se reduce respecto a la que presentaría en un día laborable normal, debido a la ausencia de algunos usuarios. Para tener en cuenta este fenómeno, se puede forzar el apagado de los sistemas de climatización de algunos despachos durante estos días. Esto se consigue fácilmente estableciendo una consigna de temperatura muy baja, para el modo calefacción, o muy alta, para el modo refrigeración. Así pues, se definen dos tipos de consigna: uno con valor constante en cada modo de funcionamiento y otro que dependerá de los periodos vacacionales según la ecuación 5.1. El tipo de consigna a utilizar en cada zona será también un parámetro de ajuste del modelo.

$$\begin{aligned} T_{HEAT} &= 25 \cdot \text{VACACIONES} \\ T_{COOL} &= 40 - 16 \cdot \text{VACACIONES} \end{aligned} \quad (5.1)$$

Además de las temperaturas de consigna para ambos modos de funcionamiento, existen otros parámetros de ajuste dentro del modelo del edificio (tabla 5.1). Tanto las infiltraciones como la ventilación de las oficinas son parámetros desconocidos y, como tales, deben ser estimados y ajustados en función de las medidas experimentales. Ambos parámetros se expresan en renovaciones por hora. Para las infiltraciones se establece un valor constante, puesto que no

SETTINGS	Invierno	$T_{HEAT} \text{ } ^\circ C$
	Verano	$T_{COOL} \text{ } ^\circ C$
INFILTRACIONES	Oficinas	ren/h
	Pasillo	ren/h
VENTILACIÓN	Oficinas	$ren/h^*semanal$
	Pasillo	$ren/h^*semanal$
	Salas	$ren/h^*semanal$
MUEBLES	despachos-ordenadores-fotocopiadoras m^2	

Tabla 5.1: Parámetros de ajuste del modelo del edificio

dependen de la ocupación del edificio. Se utilizarán dos valores distintos, uno para las oficinas, que tienen al menos una pared exterior, y otro para el pasillo y las salas, que son interiores. La ventilación, en cambio, sí que depende de la ocupación del edificio, por lo que se utilizará el perfil de ocupación multiplicado por un factor constante que tendrá un valor distinto para los despachos, el pasillo y las dos salas. En el caso de las oficinas, tanto la temperatura como la humedad del aire de la ventilación se tomarán del aire exterior (datos ambientales). Para la ventilación del pasillo y de las salas se utilizará una temperatura de contorno, calculada como el promedio entre la temperatura ambiente y la temperatura de consigna de la instalación, mientras que para la humedad se tomará un valor constante del 60 %.

Por último, para incluir en el modelo el efecto del mobiliario presente en las habitaciones, se utilizará una pared interna de madera cuya superficie será también un parámetro a ajustar en el modelo.

En resumen, ajustando las temperaturas de consigna, las infiltraciones, la ventilación y la superficie de mobiliario se intentará ajustar la demanda energética del edificio a las medidas experimentales. Como medidas experimentales se han tomado los valores de carga térmica de la instalación del año 2008, tal y como se han presentado en la figura 4.31, calculados a partir de la ecuación 4.5. Puesto que las medidas experimentales se corresponden con la carga térmica medida en la bomba de calor, es de esperar que la carga real del edificio se encuentre, en valor absoluto, por debajo de estos valores. Así pues, en el presente apartado se tratará de replicar las tendencias observadas en la evolución de la carga a lo largo del año con el modelo del edificio, manteniendo siempre los valores de carga por debajo de los experimentales. Al incluir en el modelo de la instalación el resto de componentes del circuito interno (apartado 5.3), se podrá comprobar si la carga total (contando las pérdidas en tuberías, depósito y bomba de circulación) se ajusta a la experimental.

Por otra parte, al acoplar los *fancoils* al modelo del edificio (apartado 5.2), se introducen nuevas variables en el sistema, junto con algunas limitaciones, que harán que la carga térmica final del conjunto edificio+*fancoils* varíe. Por

estos motivos, el ajuste buscado en este apartado se basará en utilizar valores para los diferentes parámetros que sean acordes con la realidad y que produzcan un resultado admisible, sin necesidad de buscar un ajuste exacto.

El modelo del edificio se conecta en TRNSYS con el resto de componentes para la obtención de las señales de control y de los datos meteorológicos, formando el esquema que se muestra en la figura 5.5.

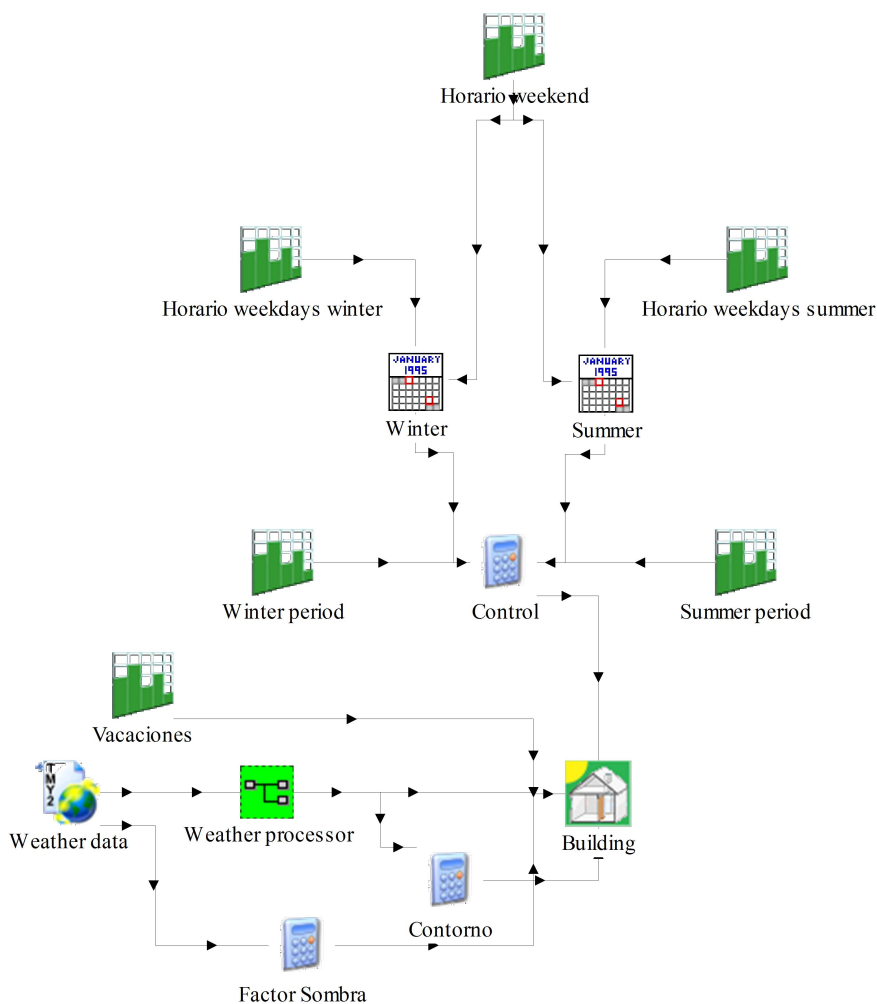
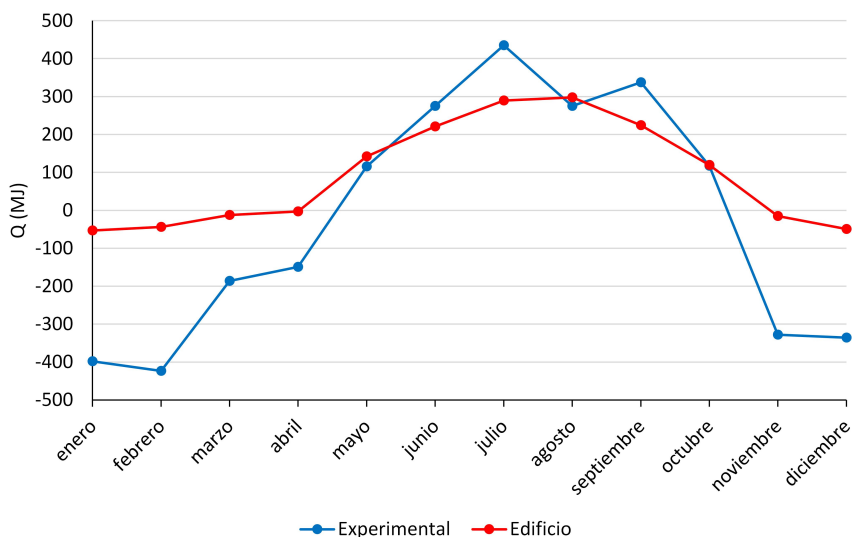


Figura 5.5: Esquema TRNSYS para la simulación del modelo del edificio

El calor aportado/extraído por el sistema de climatización en cada una de las habitaciones se utiliza como *output* del modelo para calcular la carga

térmica total del edificio. Para ello se suman los valores obtenidos en cada habitación y se integran a lo largo de cada día, lo que resulta en la carga total diaria. El promedio de la carga de los días de cada mes será el valor a comparar con los datos experimentales.

Para comenzar con el ajuste, se establecen los valores de ventilación e infiltraciones en cero, al igual que la superficie del mobiliario. Las temperaturas de consigna serán de 22°C y de 24°C para el modo calefacción y refrigeración, respectivamente. Los resultados de la simulación con estos parámetros se observan en la figura 5.6.



SETTINGS	Invierno	22 °C
	Verano	24 °C
INFILTRACIONES	Oficinas	0 ren/h
	Pasillo	0 ren/h
VENTILACIÓN	Oficinas	0 ren/h*semanal
	Pasillo	0 ren/h*semanal
	Salas	0 ren/h*semanal
MUEBLES	0-0-0 m ²	

Figura 5.6: Resultados de simulación del edificio con parámetros iniciales

A continuación, los parámetros del modelo se van introduciendo y variando progresivamente, con el fin de evaluar la influencia de cada uno de ellos sobre el comportamiento del modelo. De esta forma se comprueba que la superficie de los muebles, modelada como una pared interna, no afecta significativamente

a los resultados obtenidos, por lo que se toman valores arbitrarios, basados en medidas realistas. Para los despachos, se establece una superficie de 2 m^2 ; en la sala de ordenadores, la superficie es de 4 m^2 ; y para la sala de fotocopiadoras se establece un valor de 1 m^2 .

El resto de parámetros del modelo, sin embargo, demuestran tener una gran influencia en el resultado obtenido. Para determinar los valores de estos parámetros, se han realizado varias simulaciones o análisis de sensibilidad, en los que se ha ido variando cada parámetro para poder evaluar de forma aislada su impacto en el ajuste del modelo. Los valores definitivos de estos parámetros, tal y como se presentarán a continuación, se han acabado de ajustar a partir de las simulaciones comentadas en el apartado 5.3, realizadas teniendo en cuenta todos los componentes del circuito interno.

Los valores de las temperaturas de consigna afectan a la carga en la época correspondiente de forma directa: si se aumenta el valor de la temperatura de consigna en modo calefacción, aumenta la demanda térmica en los meses de invierno, y viceversa. En los meses de verano, en cambio, se da el efecto contrario: al disminuir la temperatura de consigna aumenta la demanda térmica correspondiente, en valor absoluto, y viceversa.

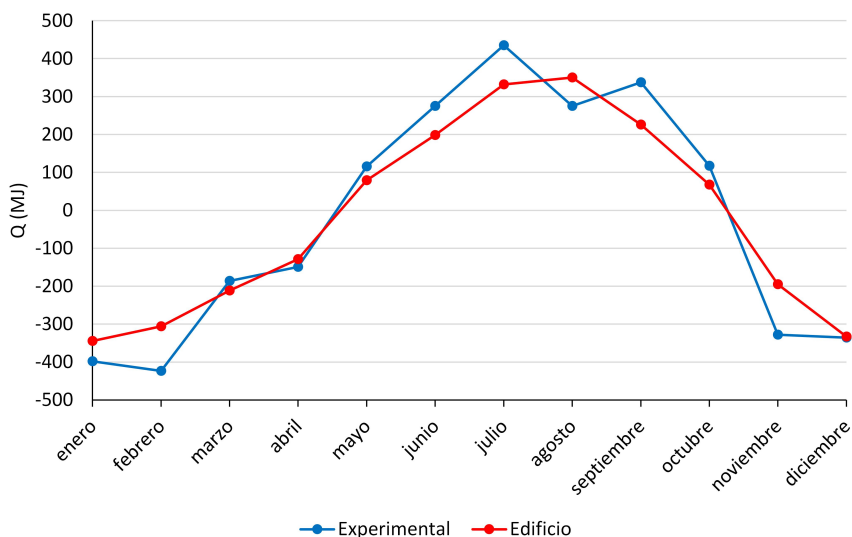
Por su parte, tanto las infiltraciones como la ventilación tienen el efecto global de reducir en menor o mayor medida la temperatura del aire en el interior del edificio. Así pues, desde el punto de vista de la demanda térmica, para los meses de invierno, un aumento de las renovaciones por hora en cualquiera de estos parámetros provocará un aumento en la carga de calefacción. Por otra parte, en los meses de verano, gran parte de la demanda de refrigeración viene de la radiación solar directa, dada la orientación este de la mayoría de los despachos. En esta situación, la entrada de aire externo a primeras horas de la mañana o a últimas de la tarde y durante la noche ayuda a conseguir la temperatura de confort en los despachos, puesto que la temperatura del ambiente externo en esas horas no es muy elevada. Así pues, la carga de refrigeración disminuirá al aumentar la ventilación o las infiltraciones en este periodo.

Finalmente, para conseguir un ajuste satisfactorio, se ha determinado que el sistema de climatización permanecerá apagado en los despachos D1, D5 y D6, así como en la sala de fotocopiadoras, S2.

En un principio se ha realizado el ajuste sin tener en cuenta las variaciones de carga debidas a los periodos vacacionales. Las temperaturas de consigna consideradas en un principio (22°C en calefacción y 24°C en refrigeración) se han tenido que modificar, dejándolas en 23°C , en ambos modos de funcionamiento. Se ha establecido el valor de las infiltraciones en las oficinas en 2 renovaciones por hora, mientras que para el pasillo y en las salas se ha ajustado un valor de 1 renovación por hora. Por último, en el caso de la ventilación, se ha establecido un valor de 1 renovación por hora para la constante en las

oficinas y las salas, y 2.4 renovaciones por hora en el pasillo.

El resultado de este ajuste se puede observar en la figura 5.7. La variación de carga debida a la ausencia de usuarios durante las vacaciones es distinta en función del año, por lo que conviene estudiar su efecto por separado, aislándolo del resto de parámetros. Así pues, en la figura 5.7 se comprueba que el ajuste establecido consigue reflejar correctamente el comportamiento de la demanda térmica del edificio a lo largo del año 2008.



SETTINGS	Invierno	23 °C
	Verano	23 °C
INFILTRACIONES	Oficinas	2 ren/h
	Pasillo	1 ren/h
VENTILACIÓN	Oficinas	1 ren/h*semanal
	Pasillo	2,4 ren/h*semanal
	Salas	1 ren/h*semanal
MUEBLES	2-4-1 m ²	

Figura 5.7: Resultados de simulación del edificio con ajuste definitivo

Aunque los valores simulados de la figura 5.7 no correspondan exactamente con los valores experimentales, el ajuste se considera satisfactorio, puesto que, como se ha comentado anteriormente, no se pretende ajustar la carga de forma totalmente precisa sino poder reproducir la evolución de la demanda térmica a lo largo del año. De esta forma, además, es posible utilizar el mismo edificio para simular cualquiera de los años de funcionamiento de la instala-

ción. La figura 5.8 muestra la comparativa de los resultados del ajuste con la carga experimental de varios años distintos. Como se puede comprobar, los resultados de la simulación no ajustan exactamente con ninguno de los años reales, manteniéndose siempre por debajo del valor de carga térmica experimental, resultando en una buena aproximación de la demanda térmica del edificio de todos los años simultáneamente, que, de alguna forma, representa el comportamiento de un año promedio.

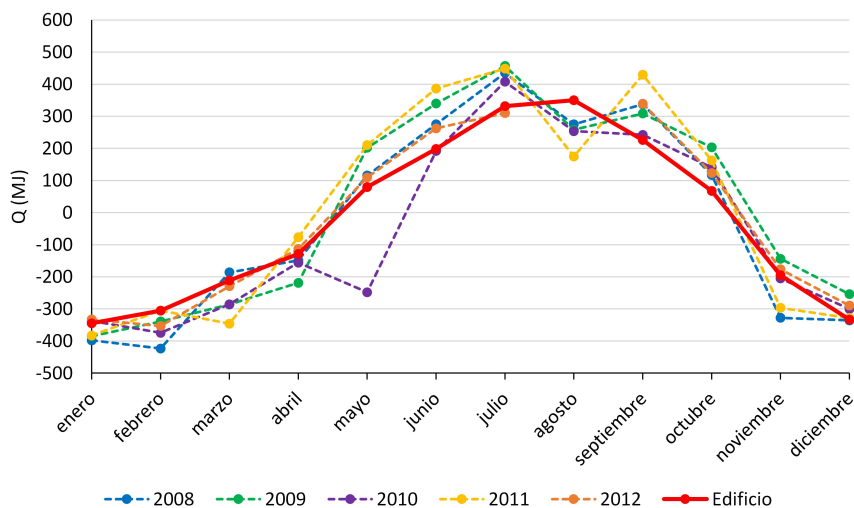


Figura 5.8: Comparativa del ajuste definitivo con diferentes años experimentales

Por último, se incluye en el modelo la reducción de carga debida a los periodos de vacaciones. Para ello se utilizan las variables presentadas en la ecuación 5.1 como *settings* para diversos despachos. Concretamente, para el año 2008, se ha utilizado este *setting* para los despachos D2 y D3 y para la sala de ordenadores, S1. En el despacho D4 se utiliza también este *setting*, pero sólo para el modo calefacción, mientras que en modo refrigeración, el sistema de climatización de este despacho permanece encendido todo el tiempo. Los periodos de vacaciones se establecen mediante un perfil definido, al igual que el resto de señales de control horario de la instalación, mediante el *type* 14 de TRNSYS. Para ello se ha comprobado el calendario laboral correspondiente al año 2008, objeto de estudio de la presente tesis. El resultado de esta modificación consiste en una reducción de la carga en ciertos meses concretos (enero, marzo, agosto y diciembre, principalmente), quedando el ajuste definitivo como se muestra en la figura 5.9.

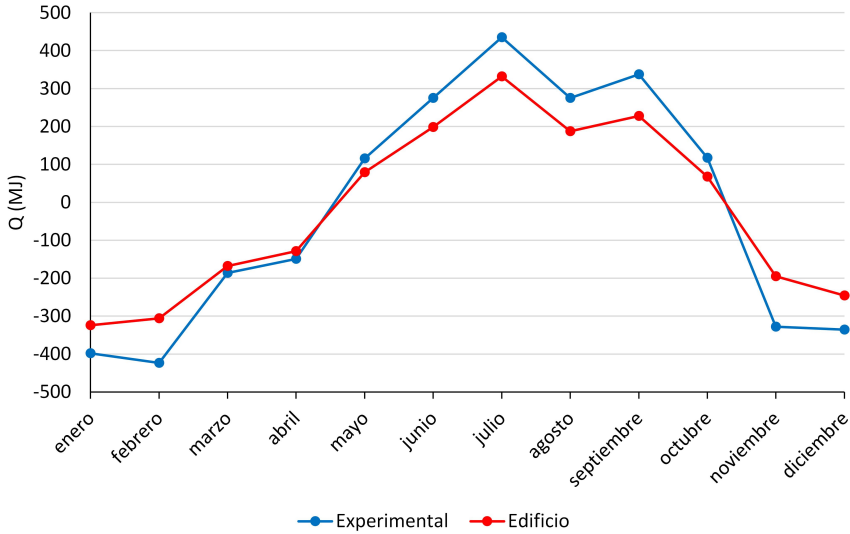


Figura 5.9: Resultados de simulación del edificio con ajuste definitivo y vacaciones

5.2. *Fancoils*

Las características técnicas de los *fancoils* se han descrito en la sección 3.1.2. Estas mismas características se introducirán en los *types* de TRNSYS donde correspondan en los parámetros e *inputs* del *type*. Durante el funcionamiento en modo refrigeración, los *fancoils* cuentan también con la función de deshumidificador, mientras que en invierno, su función se limita al intercambio de calor sensible entre el agua del circuito interno y el aire de cada sala. Por esta razón, para modelar los *fancoils* se han utilizado dos configuraciones distintas, una para cada modo de funcionamiento. La figura 5.10 muestra las dos configuraciones adoptadas.

En ambos casos, el termostato de regulación de los *fancoils* se ha modelado mediante el *type* 2 de TRNSYS que implementa un controlador diferencial ON/OFF. El funcionamiento de este controlador se basa en comparar la diferencia entre dos medidas (habitualmente de temperatura) con un límite superior y otro inferior. La función de control cambia a 1 cuando se sobrepasa el límite superior, y vuelve a cero cuando el valor a comparar disminuye por debajo del límite inferior. Puesto que el control se realiza en función de la temperatura de la habitación, será necesario establecer la segunda medida de temperatura del controlador a 0, para que la diferencia entre las dos temperaturas coincida con la temperatura a controlar. Los valores de los límites

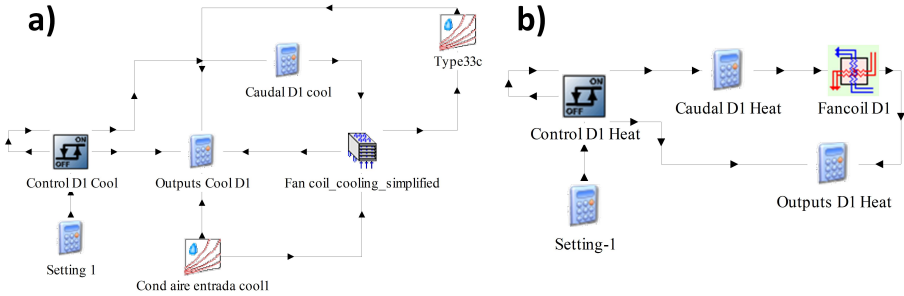


Figura 5.10: Modelo de los fancoils en TRNSYS: a) refrigeración, b) calefacción

superior e inferior dependen de la temperatura de consigna, a la que se le aplica un *deadband* de 2K. Con la señal de control obtenida de esta forma se regula el caudal de agua que circula por el *fancoil* de tal forma que, en el caso de que no sea necesario transmitir calor en el fan coil, el agua se deriva hacia el *by-pass*.

En modo refrigeración (figura 5.10a) se ha modelado el *fancoil* mediante el *type* 52 de TRNSYS, que incluye las funciones de intercambiador de calor y deshumidificador. Para este *type* se utilizan como parámetros las características geométricas de los *fancoils*, obtenidas de los datos del fabricante. Las condiciones de temperatura y humedad del aire a la entrada y a la salida del *fancoil* se calculan a través del *type* 33 de TRNSYS, que permite obtener varias propiedades del aire a partir de la temperatura seca, la humedad relativa y la presión, utilizando funciones psicométricas implementadas en TRNSYS. La calculadora *Caudal D1 Cool* se encarga de determinar si el caudal de agua del *fancoil* se desvía o no por la tubería de *by-pass*, en función de la señal generada por el controlador diferencial. Si la temperatura del aire aumenta por encima del límite superior, el caudal de agua debe circular por el *fancoil*, mientras que, si la temperatura descende por debajo del límite inferior, el caudal de agua por *fancoil* será nulo. Esto se consigue multiplicando el caudal del *fancoil* por la señal de control, según la ecuación 5.2.

$$\dot{m}_{fc} = \dot{m} \cdot control \quad (5.2)$$

La calculadora *Outputs Cool D1* se encarga de calcular los parámetros de salida del *fancoil*. Por una parte, se calcula la temperatura de salida del agua, en función de si ha pasado por el *fancoil* o se ha desviado por la tubería de *by-pass*, mediante la ecuación 5.3. La potencia térmica intercambiada entre el aire y el agua en el *fancoil* se obtiene directamente como *output* del *type* 52. En cambio, la deshumidificación del aire se calcula a partir de la relación de

humedad del aire (x) a la entrada y a la salida del *fancoil*, según la ecuación 5.4.

$$T_{out} = T_{in} \cdot (1 - control) + T_{out_{fc}} \cdot control \quad (5.3)$$

$$DH[kg/h] = \dot{m}_a \cdot (x_{in} - x_{out}) \cdot control \quad (5.4)$$

En el caso del modo calefacción (Figura 5.10b), los *fancoils* se han modelado como intercambiadores de flujo cruzado mediante el *type* 5 de TRNSYS. En este caso, el parámetro a utilizar será directamente el valor del coeficiente de transferencia de calor del intercambiador (UA), calculado a partir del caudal de agua que circula por cada *fancoil*. El control del *fancoil* es análogo al descrito anteriormente para el modo refrigeración, con la excepción de que en este caso el *fancoil* deberá encenderse cuando la temperatura descienda por debajo del límite inferior y apagarse cuando sobrepase el límite superior. Así pues, será necesario invertir la función de control generada por el *type* 2. Además, en el modo calefacción no se incluye la función de deshumidificador en los *fancoils*.

Cada modelo de cada *fancoil* se ha introducido en una macro de TRNSYS. De esta manera, en cada modo de funcionamiento se tienen 11 macros, correspondientes a los *fancoils* en cada una de las habitaciones del edificio. Las condiciones del agua a la entrada y a la salida de los *fancoils* se determinan mediante dos calculadoras, quedando el conjunto como se muestra en la figura 5.11.

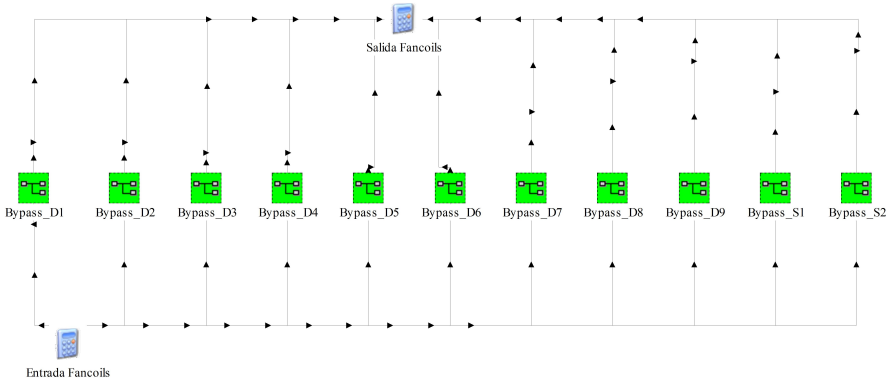


Figura 5.11: Conexión de los fancoils en TRNSYS

Por último, cada conjunto de *fancoils* se vuelve a agrupar en una macro de TRNSYS para introducirlo en el modelo global junto con los demás componentes mostrados en la figura 5.5. Para simplificar el esquema en TRNSYS, varios de los componentes presentes en el esquema mostrado en la figura 5.5 se

han agrupado en dos macros: una incluyendo todos los *types* necesarios para la generación de los horarios de la instalación, llamada *Horarios*; y otra con los *types* necesarios para la obtención de las condiciones ambientales de la instalación, llamada *Clima*. El resultado final del modelo en TRNSYS para la simulación del edificio y los *fancoils* queda como se muestra en la figura 5.12

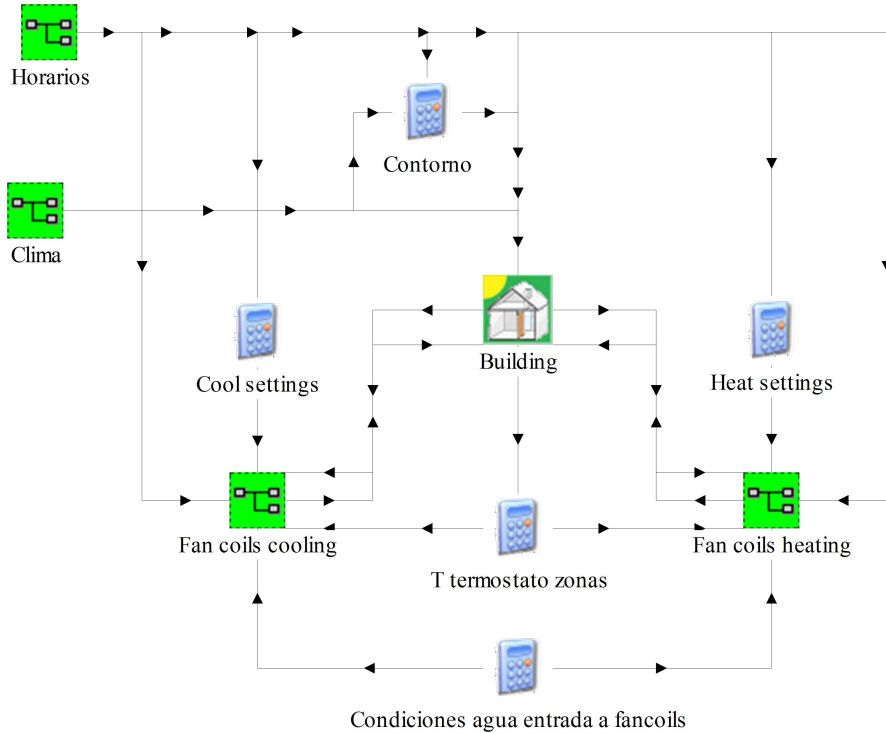


Figura 5.12: Esquema TRNSYS para la simulación del modelo del edificio y los fancoils

La conexión de los *fancoils* con el edificio se ha realizado mediante la definición de varias ganancias internas en el edificio, que dependen de variables externas introducidas como *inputs* en el *type*. Estas variables corresponden con el calor intercambiado en los *fancoils* tanto en refrigeración como en calefacción, así como el ratio de deshumidificación en refrigeración calculado según la ecuación 5.4. Por otra parte, como temperatura de control para los termostatos de los *fancoils* se ha calculado la temperatura media entre la temperatura superficial de una de las paredes (en la que está colocado el sensor de medida en la realidad) y la del aire en cada una de las zonas del edificio, debido a que los termostatos de la instalación están situados en las paredes de los despachos. Para ello, se han establecido estas variables como *outputs* del modelo, y

se obtiene su media en la calculadora *T termostato zonas*. Por último, para el agua de entrada a los *fancoils* se han fijado las condiciones de caudal y temperatura en base a los valores nominales de funcionamiento de la instalación. Concretamente, para el caudal se ha utilizado la función representada en la figura 5.13, basada en los valores experimentales del caudal a lo largo del año 2008.

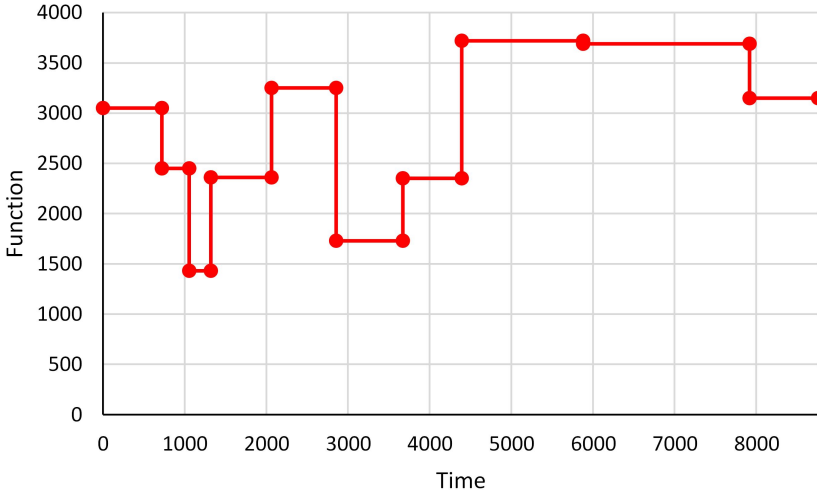


Figura 5.13: Caudal de agua del circuito interno durante el año 2008

En estas condiciones, es de esperar que la carga total aportada por los *fancoils* sea ligeramente superior a la demandada por el edificio y que se ha presentado en la figura 5.9. Esto se debe principalmente a que los sistemas de calefacción y refrigeración del edificio utilizan como temperatura de control la del aire en un punto central de la habitación. Sin embargo, para los termostatos de los *fancoils* se ha calculado una temperatura de control teniendo en cuenta no solo la temperatura del aire sino también la temperatura superficial de una de las paredes de cada despacho, que presenta una mayor inercia térmica que la del aire. Es precisamente esta mayor inercia la que provocará un aumento de la carga que deben suministrar los *fancoils*.

En la figura 5.14 se muestran los resultados de la simulación del edificio con los *fancoils* acoplados a cada una de las zonas a climatizar. El cálculo de la carga mensual se ha realizado de la misma forma que en el apartado 5.1. Para el ajuste se han establecido las velocidades de los *fancoils* al nivel más bajo, lo que en principio se corresponde con el comportamiento real de los usuarios, debido a que dicha velocidad del ventilador introduce menor ruido y por tanto

un mayor confort.

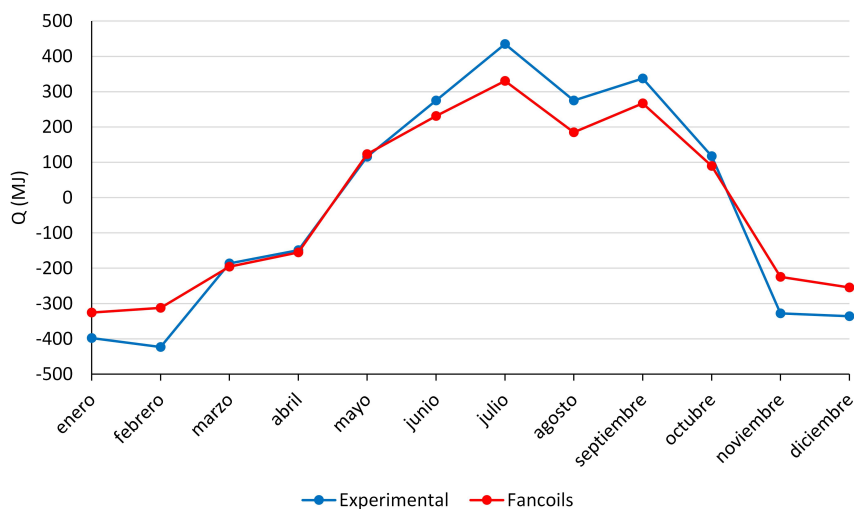


Figura 5.14: Resultados de simulación del edificio con fancoils

Para poder analizar los resultados obtenidos, resulta conveniente comparar la carga térmica aportada por los *fancoils* con la demandada por el edificio, obtenida en la sección 5.1. En la figura 5.15 se muestra dicha comparativa.

Comparando las dos curvas de carga simuladas de la figura 5.15 se puede observar que, en los meses de mayor demanda térmica (enero, febrero, julio, agosto y diciembre) el resultado obtenido es muy similar en ambos casos. Esto se debe a que la capacidad del sistema de calefacción y refrigeración considerado al calcular las cargas térmicas del edificio en la sección 5.1 se supone infinita, mientras que la de los *fancoils* viene limitada por las características del *fancoil* y por la velocidad de funcionamiento seleccionada. Así pues, aunque en un principio la carga de los *fancoils* debe ser mayor que la del edificio (por la diferencia en la temperatura de control utilizada), cuando la demanda es elevada, los *fancoils* no llegan a suplirla por completo, por lo que la carga total aportada por los *fancoils* es menor que la que cabría esperar. Por otra parte, en los periodos en los que la demanda se encuentra por debajo de la capacidad máxima de los *fancoils* (periodos de marzo a abril y de septiembre a noviembre) sí que es posible observar el aumento de la carga entregada por los *fancoils* respecto de la calculada sólo con el edificio, tal y como cabe esperar en estas condiciones de baja carga del edificio.

Una vez verificado el correcto funcionamiento de los modelos de los *fancoils*, se procede a añadir al modelo los demás componentes de la instalación.

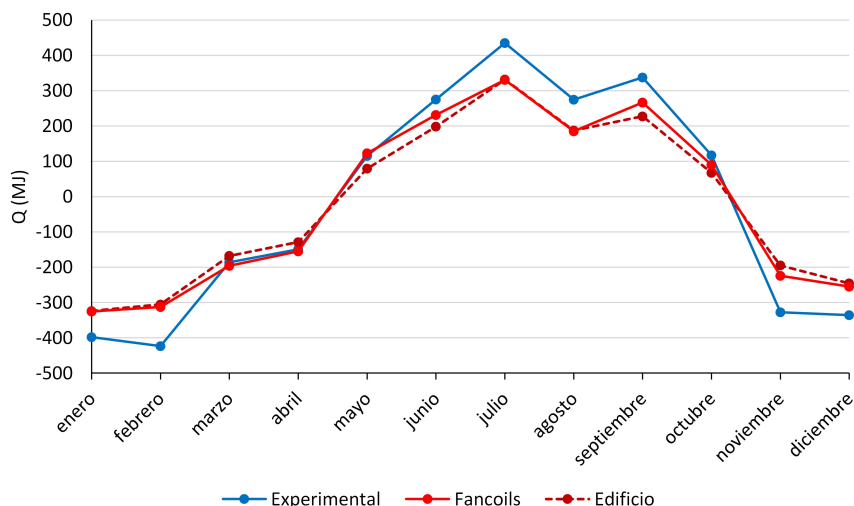


Figura 5.15: Comparación de resultados de carga del edificio y de los fancoils

5.3. Modelo de la bomba de calor

El siguiente paso en el modelado de la instalación consiste en añadir al modelo todos los componentes del circuito hidráulico interno junto con la bomba de calor. Entre los componentes del circuito interno se encuentran las tuberías de distribución del agua, la bomba de circulación interna y el depósito interno. Cada uno de estos componentes dispone de un modelo propio en un *type* de TRNSYS, que será el que se incluya en el modelo global.

Para el modelo de las tuberías se ha utilizado el *type* 31 de TRNSYS, que simula el comportamiento de una tubería a partir de sus medidas, un coeficiente de pérdidas total y las características del fluido que circula por la tubería. Se ha optado por modelar el conjunto de tuberías de distribución como una sola tubería de impulsión y otra de retorno, con diámetro interno 40 mm y una longitud equivalente de 65 m. Estas tuberías representan tanto las tuberías que transportan el agua desde la bomba de calor a la zona de despachos como las que distribuyen a los distintos *fancoils*, según se han descrito en el apartado 3.1.5. El modelo del depósito interno se ha implementado mediante el *type* 60 de TRNSYS, en el que se introducen las características geométricas y térmicas del tanque correspondiente. Puesto que el depósito interno se sustituyó en mayo de 2009, cambiándolo de posición tal y como se ha comentado en el capítulo 4, será necesario incluir dos depósitos distintos en el modelo. Así mismo, será conveniente programar el modelo de tal forma que se permita alternar

entre las dos configuraciones resultantes de forma sencilla para poder realizar simulaciones correspondientes a los distintos periodos de funcionamiento de la instalación.

Para la bomba de circulación interna se ha partido del modelo implementado en el *type* 3 de TRNSYS. En este *type*, el modelo toma como parámetros la potencia y el caudal máximos de la bomba, junto con el calor específico del fluido y el coeficiente de conversión de la potencia en calor aportado al fluido. En el modelo, la potencia absorbida por la bomba de circulación se va a modelar mediante una correlación experimental obtenida a partir de datos experimentales (figura 5.16), en función del caudal, que resulta en la ecuación 5.5.

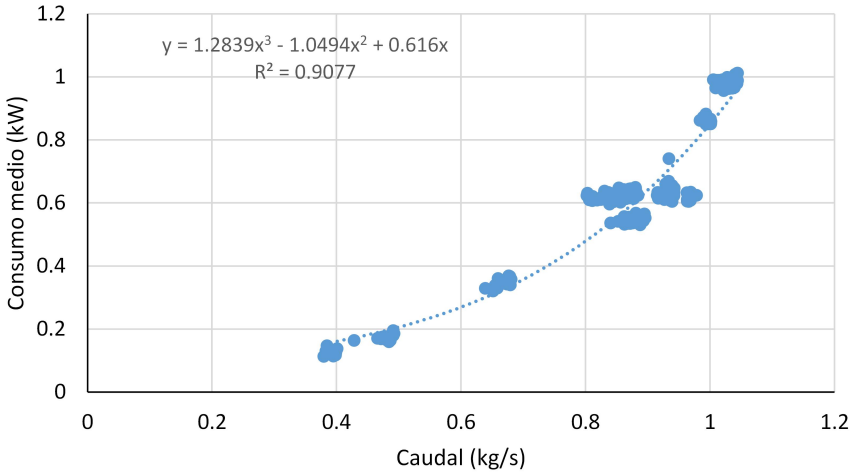


Figura 5.16: Ajuste de potencia absorbida por la BCI en función del caudal

$$P_{BCI} = 1,2839\dot{m}_{BCI}^3 - 1,0494\dot{m}_{BCI}^2 + 0,6160\dot{m}_{BCI} \quad (5.5)$$

La implementación de la ecuación 5.5 en el modelo de TRNSYS se realiza mediante una calculadora. Puesto que la potencia es un parámetro del modelo de la bomba de circulación de TRNSYS, no se puede cambiar a lo largo de la simulación. Así pues, es necesario modificar el *type* 3 para que acepte la potencia máxima como *input* y no como parámetro. Esto se ha hecho mediante un nuevo *type* al que se le ha dado el número 337, que utiliza el mismo código, sustituyendo el parámetro correspondiente por un *input* del *type*.

Las dos bombas de calor de la instalación se modelan mediante correlaciones polinómicas en función de los distintos parámetros de funcionamiento.

Para obtener estas correlaciones se ha utilizado el programa IMST-ART [36]. La obtención de las correlaciones se describe detalladamente en [25] y en [31]. Con las correlaciones se caracteriza el funcionamiento de la bomba de calor en cuanto a calor intercambiado en condensador y evaporador (correspondientes al circuito interno y circuito externo respectivamente en invierno y viceversa en verano) y potencia eléctrica consumida por el compresor. Para ello, se miden estos tres parámetros mediante ensayos de laboratorio realizados en distintas condiciones de funcionamiento. Los parámetros en función de los cuales se modela el funcionamiento de la bomba de calor serán los caudales y las temperaturas del agua de entrada en ambos intercambiadores, es decir, en el circuito interno y externo (ecuación 5.6).

$$\begin{aligned}
 \dot{Q}_{ev} &= f(\dot{m}_{CI}, \dot{m}_{CE}, T_{RCI}, T_{RCE}) \\
 \dot{Q}_{cond} &= f(\dot{m}_{CI}, \dot{m}_{CE}, T_{RCI}, T_{RCE}) \\
 \dot{W}_{HP} &= f(\dot{m}_{CI}, \dot{m}_{CE}, T_{RCI}, T_{RCE})
 \end{aligned} \tag{5.6}$$

Estas correlaciones toman formas distintas para las dos bombas de calor modeladas. Además, el comportamiento de cada bomba de calor en modo refrigeración y en modo calefacción se debe modelar por separado. Según el modo de funcionamiento, el intercambiador acoplado a cada uno de los circuitos hidráulicos actúa como evaporador o como condensador, por lo que las ecuaciones correspondientes al funcionamiento en cada modo serán ligeramente distintas. Las ecuaciones 5.7 y 5.8 muestran las correlaciones correspondientes a la bomba de calor de una etapa de compresión en modo refrigeración y calefacción, respectivamente. Los valores de los coeficientes correspondientes a estas ecuaciones se muestran en la tabla 5.2.

Refrigeración:

$$\begin{aligned}
 \dot{Q}_{ev} &= A_0 + A_1 \dot{m}_{CE} + A_2 \dot{m}_{CE}^2 + B_1 \dot{m}_{CI} + B_2 \dot{m}_{CI}^2 \\
 &\quad + C_1 T_{RCI} + C_2 T_{RCI}^2 + D_1 T_{RCE}/T_{RCI} + D_2 \dot{m}_{CI} T_{RCI} \\
 \dot{Q}_{cond} &= A_0 + A_1 \dot{m}_{CE} + A_2 \dot{m}_{CE}^2 + B_1 \dot{m}_{CI} + B_2 \dot{m}_{CI}^2 \\
 &\quad + C_1 T_{RCE} + C_2 T_{RCE}^2 + D_1 T_{RCE}/T_{RCI} + D_2 \dot{m}_{CI} T_{RCI} \\
 \dot{W}_{HP} &= A_0 + A_1 \dot{m}_{CI} + A_2 \dot{m}_{CI}^2 + B_1 \dot{m}_{CE} + B_2 \dot{m}_{CE}^2 \\
 &\quad + C_1 T_{RCI} + C_2 T_{RCI}^2 + D_1 T_{RCE} + D_2 T_{RCE}^2 + E_1 \dot{m}_{CE} T_{RCI}
 \end{aligned} \tag{5.7}$$

Calefacción:

$$\begin{aligned}
 \dot{Q}_{ev} &= A_0 + A_1\dot{m}_{CE} + A_2\dot{m}_{CE}^2 + B_1\dot{m}_{CI} + B_2\dot{m}_{CI}^2 \\
 &\quad + C_1T_{RCE} + C_2T_{RCE}^2 + D_1T_{RCI}/T_{RCE} \\
 \dot{Q}_{cond} &= A_0 + A_1\dot{m}_{CE} + A_2\dot{m}_{CE}^2 + B_1\dot{m}_{CI} + B_2\dot{m}_{CI}^2 \\
 &\quad + C_1T_{RCI} + C_2T_{RCI}^2 + D_1T_{RCI}/T_{RCE} \\
 \dot{W}_{HP} &= A_0 + A_1\dot{m}_{CE} + A_2\dot{m}_{CE}^2 + B_1\dot{m}_{CI} + B_2\dot{m}_{CI}^2 \\
 &\quad + C_1T_{RCE} + C_2T_{RCE}^2 + D_1T_{RCI} + D_2T_{RCI}^2 + E_1\dot{m}_{CI}T_{RCE}
 \end{aligned} \tag{5.8}$$

Modo refrigeración				Modo calefacción			
COEFICIENTES	\dot{Q}_{ev}	\dot{Q}_{cond}	\dot{W}_{HP}	COEFICIENTES	\dot{Q}_{ev}	\dot{Q}_{cond}	\dot{W}_{HP}
A0	183437	585422	21972.9	A0	227704	162818	33076.1
A1	1173.67	-311.039	136.297	A1	4935.48	5172.29	209.765
A2	-524.853	150.864	-42.4208	A2	-2068.25	-2167.98	-88.8153
B1	-10845.1	-12281.1	1101.56	B1	2420.28	1474.16	1180.76
B2	-1399.52	-1442.02	715.891	B2	-890.442	-538.971	385.268
C1	-1188.53	-3429.03	-175.229	C1	-1403.83	-596.016	-203.849
C2	2.47982	6.23239	0.346	C2	2.73626	1.35456	0.39464
D1	-33558.7	-98060.2	-40.2591	D1	-38784.5	-88824.1	-93.2466
D2	51.5697	57.1039	0.1735	D2	0	0	0.270139
E1	0	0	-9.37854	E1	0	0	-7.66873

Tabla 5.2: Coeficientes para las correlaciones de la bomba de calor de un compresor

Para la implementación de las correlaciones de la bomba de calor en TRNSYS se ha programado un nuevo *type* (*type* 222), utilizando FORTRAN como lenguaje de programación. El *type* resultante tiene las variables mostradas en la tabla 5.3. Entre los parámetros del *type* se ha añadido un factor de escala, para permitir la adaptación del código utilizado a bombas de calor de diferente capacidad nominal. Internamente, el código implementado se limita al cálculo del calor intercambiado en el evaporador y el condensador de la bomba de calor y de las temperaturas del agua a la salida de ambos intercambiadores, además del consumo de potencia del compresor, a partir de los caudales y las temperaturas del agua a la entrada de los mismos. Para ello, el código utilizado es el que se presenta en el código 5.1.

Parámetros		Inputs		Outputs	
Variable	Unidades	Variable	Unidades	Variable	Unidades
specific heat CI	kJ/kg.K	mass flow CI	kg/hr	Outlet temperature CI	°C
specific heat CE	kJ/kg.K	Inlet Temperature CI	°C	mass flow rate CI	kg/hr
scale	-	mass flow CE	kg/hr	Outlet temperature CE	°C
		Inlet Temperature CE	°C	mass flow rate CE	kg/hr
		Signal in heating	-	Heat transfer to CI	kJ/hr
		Signal in cooling	-	Heat transfer to CE	kJ/hr
		Switch	-	Power from compressor	kJ/hr
				COP	-
				Working mode	-

Tabla 5.3: Variables del *type* de la bomba de calor

Junto con todos los parámetros calculados, también se calcula como *output* del modelo el COP instantáneo de la bomba de calor, según la ecuación 4.9. El código completo en FORTRAN del *type* correspondiente a la bomba de calor de una etapa de compresión se puede observar en el apéndice C.1.

Para incluir el nuevo *type* en el modelo global de la instalación es necesario programar el sistema de control descrito en la sección 3.1.6. Para ello, se utilizará de nuevo el *type* 2 de TRNSYS, que implementa un controlador diferencial con histéresis, descrito en la sección 5.2. En modo refrigeración, la salida del controlador se corresponde directamente con la señal de encendido de la bomba de calor, mientras que en modo calefacción será necesario invertir la señal de control proporcionada por este *type*.

Para simplificar el esquema en TRNSYS, los diversos componentes del modelo se han agrupado en distintas macros de TRNSYS. Así pues, las tuberías de distribución se han agrupado con las macros correspondientes a los *fancoils* en la macro llamada *CI+Fancoils* (figura 5.17). Además de las tuberías, se han añadido a la macro la calculadora *TRCI* para determinar la temperatura del agua a la salida de los *fancoils*, en función del modo de funcionamiento. Para la temperatura ambiente de las tuberías se obtiene en la calculadora *T Ambiente* una media ponderada entre la temperatura de confort del edificio y la temperatura del aire externo, aunque definitivamente se ha establecido un factor de ponderación de 0.5.

El resto de componentes, que se encuentran dentro de la misma sala de máquinas del edificio, se han agrupado en la macro *Heat Pump* (figura 5.18).

En la figura 5.18 se pueden ver las soluciones adoptadas para la programación de los distintos aspectos del modelo:

- Para la bomba de circulación interna es necesario fijar el caudal y la potencia consumida a partir de la gráfica presentada en la figura 5.13 y la ecuación 5.5, respectivamente. La calculadora *Consumo BCI* calcula la potencia consumida a partir del caudal (mediante la ecuación 5.5) y la calculadora *Control BCI* genera la señal de control necesaria para la bomba de circulación, partiendo del dato de caudal y de la señal de control de encendido de la instalación.
- Se han utilizado dos modelos de depósito, uno para el depósito situado en la tubería de retorno y otro para el situado en la tubería de impulsión. Para poder cambiar la configuración sin tener que modificar las conexiones de los *types*, algunas de estas conexiones se han realizado mediante calculadoras, que modifican las conexiones entre los *types* de forma automática en función de la configuración elegida. Así pues, la calculadora *Input Bomba GeoCool* establece la temperatura y el caudal de entrada a la bomba de calor, seleccionando entre los *outputs* de la bomba de circulación o del depósito, en función de la configuración. De la misma forma, la calculadora *Output Heat Pump* establece las variables de salida del agua hacia la tubería de impulsión, seleccionando entre los *outputs* de la bomba de calor o del depósito. Por último, la calculadora *T Control* determina la temperatura que se utiliza en el controlador de la bomba

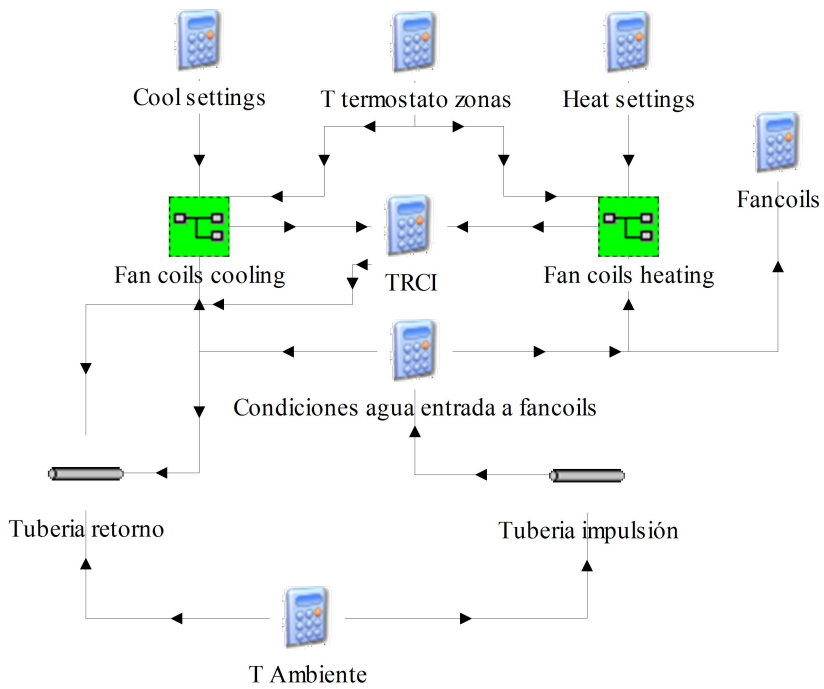


Figura 5.17: Contenido de la macro CI+Fancoils del modelo en TRNSYS

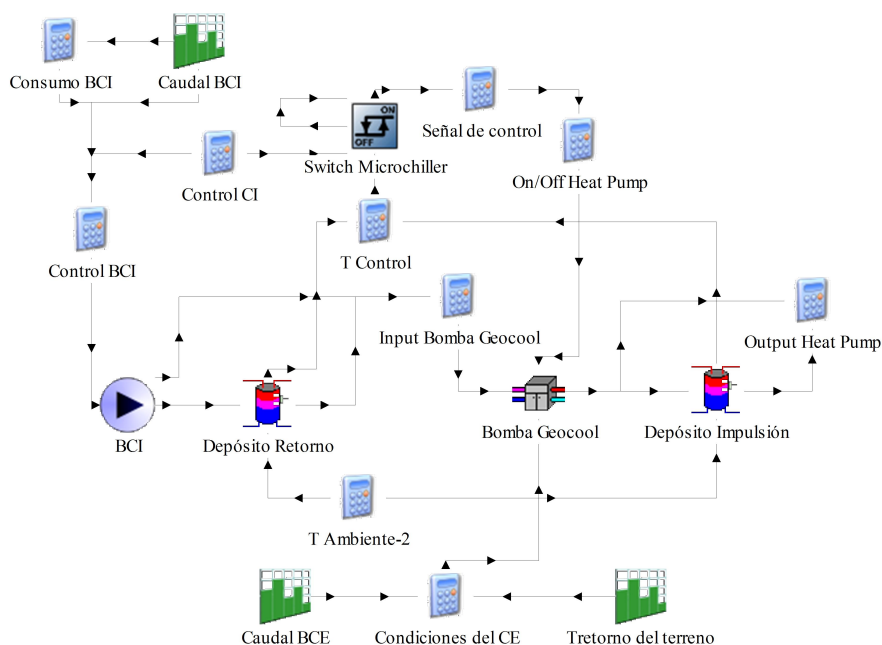


Figura 5.18: Contenido de la macro Heat Pump del modelo en TRNSYS

de calor, seleccionando entre los dos depósitos.

- Para ambos depósitos, se ha calculado la temperatura ambiente de la misma forma que para las tuberías de distribución, mediante la calculadora *T Ambiente-2*.
- El *type Switch Microchiller* corresponde al controlador diferencial de TRNSYS. En la calculadora *Control CI* se seleccionan los valores límite inferior y superior de la temperatura controlada en función del modo de funcionamiento, a partir de los valores del *setting* y del *deadband* establecidos por el usuario. Además, esta calculadora también genera la señal de encendido del sistema, que gobierna el funcionamiento tanto de la bomba de circulación como de la bomba de calor. La calculadora *Señal de control* se encarga de invertir o no la señal generada por el controlador según el modo de funcionamiento, mientras que la calculadora *On/Off Heat Pump* genera la señal de control definitiva para la bomba de calor, combinando la señal del control con la de encendido general de la instalación, además de establecer el modo de funcionamiento de la bomba de calor (calefacción o refrigeración).
- Por último, las condiciones de caudal y temperatura del agua en la parte correspondiente al circuito externo de la bomba de calor se han esta-

blecido a partir de las medidas experimentales. Para la temperatura del agua, se ha programado una función a partir de las medias mensuales experimentales, tal y como se muestra en la figura 5.19. Para el caudal, se ha utilizado la función de la figura 5.20, basada en los valores experimentales del caudal a lo largo del año 2008.

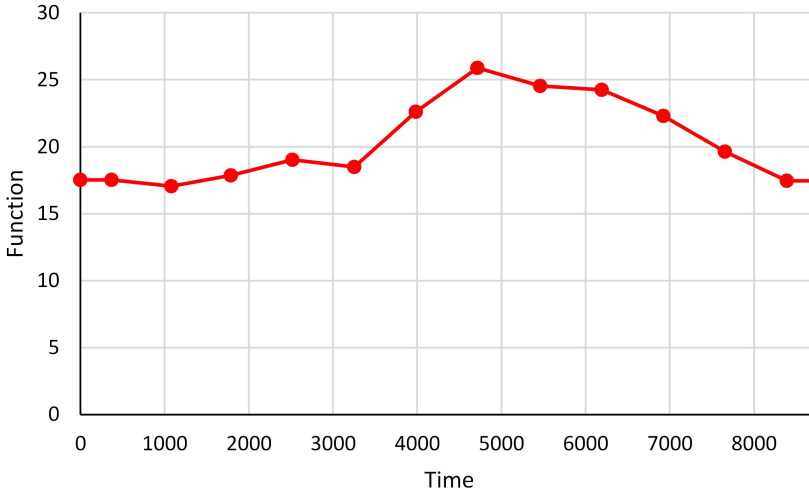


Figura 5.19: Temperatura promedio del agua de retorno del terreno en el año 2008

Las macros *CI+Fancoils* y *Heat Pump* se unen al modelo del edificio, tal y como se ve en la figura 5.21. A parte de los componentes ya presentes en los anteriores esquemas, en este paso se han añadido algunos más. Por una parte, los *settings* y *deadbands* para la temperatura se han programado en un periodo de un año, para las dos posibles configuraciones de la instalación. La determinación de la configuración a simular (depósito del circuito interno situado en el retorno o en la impulsión) se hace mediante la calculadora *Control Configuración*, mientras que la calculadora *Heat Pump Control Settings* determina el *setting* y el *deadband* a utilizar en función de esta configuración. Por otra parte, la calculadora *Pérdidas* permite establecer el valor del coeficiente de ponderación para la obtención de la temperatura ambiente para los componentes que se encuentran dentro del edificio.

La simulación del esquema de la figura 5.21 tiene en cuenta las pérdidas de calor en las tuberías del circuito interno, así como el aporte de energía producido por la bomba de circulación interna. Así pues, es de esperar que la carga térmica en la bomba de calor sea mayor que la que entregan los *fancoils*

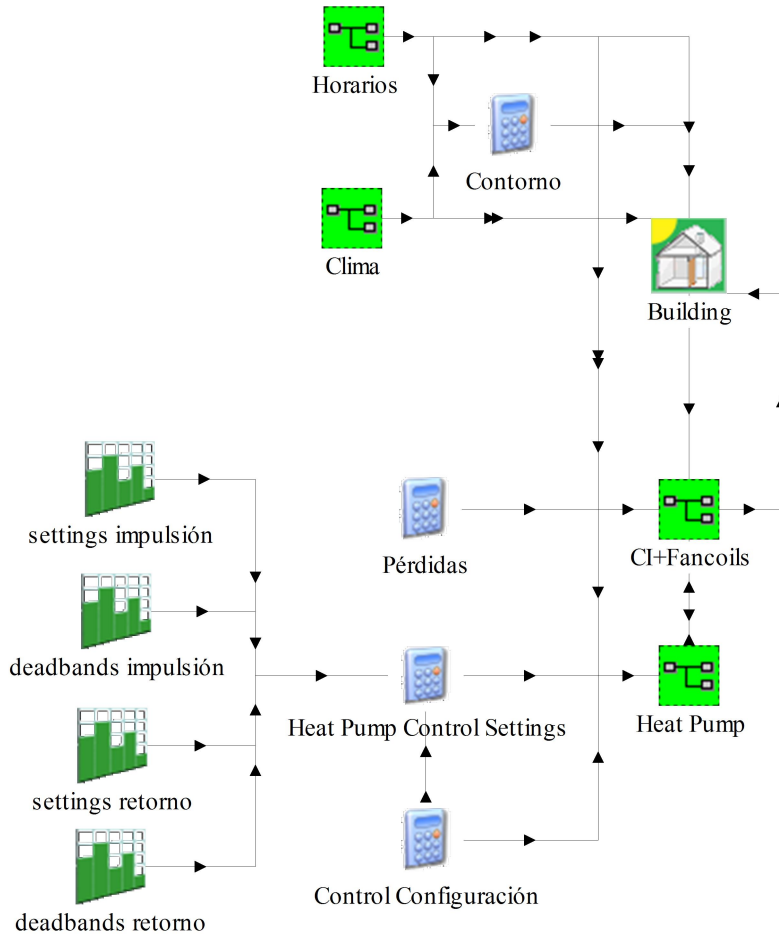


Figura 5.21: Esquema TRNSYS para la simulación del modelo añadiendo la bomba de calor y los componentes del circuito hidráulico interno

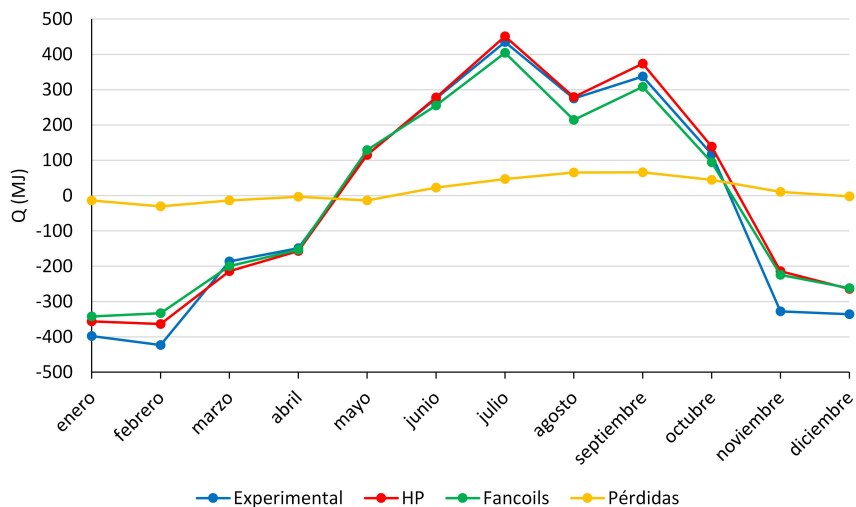


Figura 5.22: Resultados de simulación del modelo añadiendo la bomba de calor y los componentes del circuito hidráulico

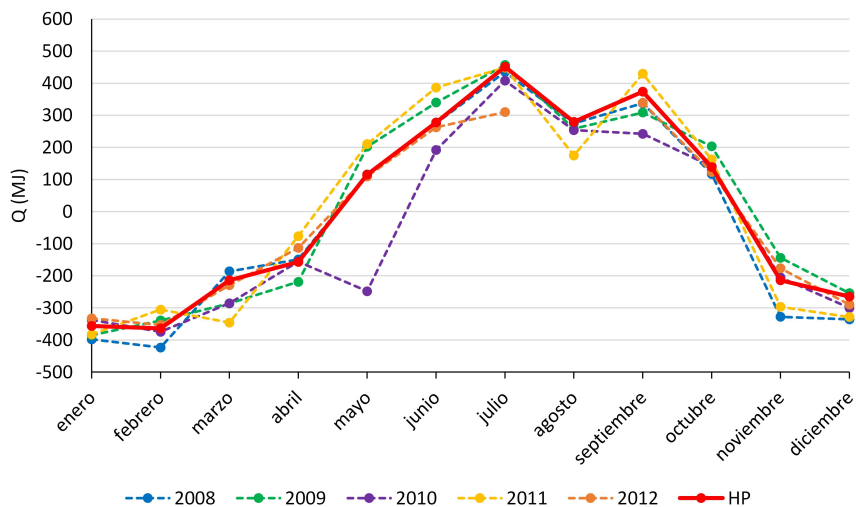


Figura 5.23: Comparativa del ajuste del modelo (añadiendo bomba de calor y componentes del circuito hidráulico) con diferentes años experimentales

5.3.1. Bomba de calor con dos compresores en tándem

Para la programación de la bomba de calor con dos compresores en tándem se ha utilizado un *type* distinto. En este caso, las correlaciones a utilizar son distintas de las presentadas para la bomba de calor de un solo compresor. Además, la programación del *type* será ligeramente distinta, puesto que se debe tener en cuenta el número de compresores encendidos en cada momento.

Las correlaciones correspondientes a la bomba de calor con dos compresores en tándem se presentan en las ecuaciones 5.9 y 5.8. Los valores de los coeficientes de estas ecuaciones dependen del modo de funcionamiento de la bomba de calor y del número de compresores encendidos en cada momento. Estos coeficientes se detallan en la tabla 5.4.

Refrigeración:

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{ev} &= A_0 + A_1\dot{m}_{CI} + A_2\dot{m}_{CI}^2 + A_3\dot{m}_{CE} + A_4\dot{m}_{CE}^2 + A_5T_{RCI} + A_6T_{RCE} \\ \dot{Q}_{cond} &= A_0 + A_1\dot{m}_{CI} + A_2\dot{m}_{CI}^2 + A_3\dot{m}_{CE} + A_4\dot{m}_{CE}^2 + A_5T_{RCI} + A_6T_{RCE} \\ \dot{W}_{HP} &= A_0 + A_1\dot{m}_{CI} + A_2\dot{m}_{CI}^2 + A_3\dot{m}_{CE} + A_4\dot{m}_{CE}^2 + A_5T_{RCI} + A_6T_{RCE} \end{aligned} \quad (5.9)$$

Calefacción:

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{ev} &= A_0 + A_1\dot{m}_{CE} + A_2\dot{m}_{CE}^2 + A_3\dot{m}_{CI} + A_4\dot{m}_{CI}^2 + A_5T_{RCE} + A_6T_{RCI} \\ \dot{Q}_{cond} &= A_0 + A_1\dot{m}_{CE} + A_2\dot{m}_{CE}^2 + A_3\dot{m}_{CI} + A_4\dot{m}_{CI}^2 + A_5T_{RCE} + A_6T_{RCI} \\ \dot{W}_{HP} &= A_0 + A_1\dot{m}_{CE} + A_2\dot{m}_{CE}^2 + A_3\dot{m}_{CI} + A_4\dot{m}_{CI}^2 + A_5T_{RCE} + A_6T_{RCI} \end{aligned} \quad (5.10)$$

Modo refrigeración						
COEFICIENTES	1 COMPRESOR			2 COMPRESORES		
	Q_{ev}	Q_{cond}	W_{HP}	Q_{ev}	Q_{cond}	W_{HP}
A_0	-38033.49	-59183.33	-5697.58	-74966.59	-102016.32	-21654.03
A_1	3060.11	4569.53	-137.36	4187.61	3800.53	-37.19
A_2	-1264.13	-2170.79	72.49	-1573.18	-1394.59	-13.38
A_3	945.37	2769.07	-394.35	1299.16	572.29	-590.68
A_4	-27.52	-1395.55	217.36	-379.26	-119.46	126.53
A_5	279.49	243.3	-2.75	438.68	425.17	13.82
A_6	-119.42	-12.25	27.32	-130.99	-15.05	71.04

Modo calefacción						
COEFICIENTES	1 COMPRESOR			2 COMPRESORES		
	Q_{ev}	Q_{cond}	W_{HP}	Q_{ev}	Q_{cond}	W_{HP}
A_0	-42734.45	-44272.3	-5675.55	-55352.86	-79418.51	-24430.18
A_1	5135.57	5534.03	-143.91	1680.6	2771.21	-682.13
A_2	-1975.21	-2095.94	52.28	87.91	-440.34	273.17
A_3	3121.01	2743.38	-95.79	437.12	9.72	-1003.06
A_4	-1085.05	-809.74	42.59	83.07	159.38	303.54
A_5	223.38	261.05	-15.3	338.89	313.57	-12.84
A_6	-57.88	-83.06	38.89	-100.44	13.15	106.59

Tabla 5.4: Coeficientes para las correlaciones de la bomba de calor de dos compresores en tándem

El modelo de la bomba de calor de dos compresores se ha implementado en TRNSYS creando un nuevo *type* (*type* 221). La implementación de las

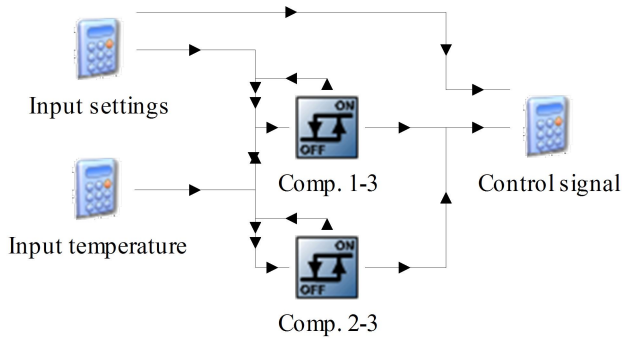


Figura 5.24: Contenido de la macro Control Tandem del modelo en TRNSYS

correlaciones correspondientes es muy similar a la realizada para la bomba de calor de una etapa de compresión. En este caso, será necesario distinguir, además del modo de funcionamiento, el número de compresores encendidos en cada momento. Para ello, la señal de control de la bomba de calor podrá tomar los valores 1 y 2 cuando esté encendida (según el número de etapas de compresión en funcionamiento) y 0 cuando esté apagada. El código completo en FORTRAN del *type* correspondiente a la bomba de calor de dos compresores en tándem se puede observar en el apéndice C.2.

El algoritmo de control de esta bomba de calor se ha descrito en la sección 3.1.6. Para poder implementarlo, se utilizarán dos controladores diferenciales de TRNSYS, de forma que cada uno gobierne el encendido/apagado de uno de los compresores de la bomba de calor. Así pues, la banda de temperatura de control se divide en dos bandas, una para cada controlador. Las señales de control obtenidas de esta manera se suman, teniendo en cuenta el modo de funcionamiento de la instalación según se ha descrito anteriormente, para dar como resultado el número de compresores encendidos en un determinado instante. El parámetro resultante se utiliza directamente como *input* en el *type* de la bomba de calor.

Si se quiere cambiar la bomba de calor del modelo en TRNSYS será necesario modificar también el sistema de control. Para ello se ha creado una macro de TRNSYS con los *types* necesarios para implementar el algoritmo de control correspondiente, con el nombre de *Control Tandem* (figura 5.24). De esta forma, es más fácil incluir el algoritmo en cualquier modelo. Entre los componentes de esta macro, que se pueden observar en la figura 5.24, se encuentran los dos controladores diferenciales y las calculadoras necesarias para calcular la banda de control de temperatura correspondiente a cada controlador y la señal de control resultante.

Puesto que el modelo se ha desarrollado y ajustado utilizando la bomba

de calor de una etapa de compresión, los resultados obtenidos con la bomba de calor de dos compresores en tándem se han obtenido a partir del modelo completo. Por esta razón estos resultados se presentarán más adelante, en el capítulo 7.

5.4. Circuito externo

El último paso en la creación del modelo de la instalación consiste en incluir los componentes correspondientes al circuito hidráulico externo. Entre estos componentes se encuentran la bomba de circulación externa, el depósito, las tuberías de distribución y el intercambiador enterrado.

Para las tuberías de distribución se utilizará el mismo *type* utilizado en el circuito interno (*type* 31), con las características y parámetros descritos en el apartado 3.1.5. Igualmente, para el depósito externo se utilizará también el *type* 60 de TRNSYS, con las características descritas en el apartado 3.1.4.

Para la bomba de circulación externa se va a utilizar el mismo *type* modificado que en el caso de la bomba de circulación interna. de esta forma se podrá establecer externamente el caudal y la potencia consumida. El caudal de la bomba corresponde con el mostrado en la figura 5.20. Por otra parte, la potencia consumida se modelará, igual que para la bomba de circulación interna, mediante una correlación experimental obtenida a partir de datos experimentales (figura 5.25), en función del caudal, que se presenta en la ecuación 5.11.

$$P_{BCE} = 0,403\dot{m}_{BCE}^3 + 0,2971\dot{m}_{BCE}^2 + 0,1253\dot{m}_{BCE} \quad (5.11)$$

Tal y como se ha explicado en la sección 3.1.6, existe un minuto de desfase entre el encendido/apagado de la bomba de calor y el de la bomba de circulación. En la práctica, la señal de control se genera a partir de la temperatura de control y sus límites superior e inferior, y a esta señal se le introduce el retardo correspondiente en cada caso. Así pues, en el caso en que la señal de control pasa de apagado a encendido (de 0 a 1 en TRNSYS), la bomba de circulación externa se enciende inmediatamente mientras que el encendido de la bomba de calor se retrasa un minuto. En el caso contrario, en que la señal de control pasa de encendido a apagado (de 1 a 0 en TRNSYS), la bomba de calor se apaga inmediatamente, mientras que la bomba de circulación externa sigue encendida durante un minuto más. Por tanto, para poder modelar este comportamiento en TRNSYS es suficiente con programar un sistema de retardo de señales, que pueda modificarse para actuar o no en función de qué tipo de cambio se produzca en la señal. Esto se puede realizar mediante una ecuación similar a la ecuación 5.12.

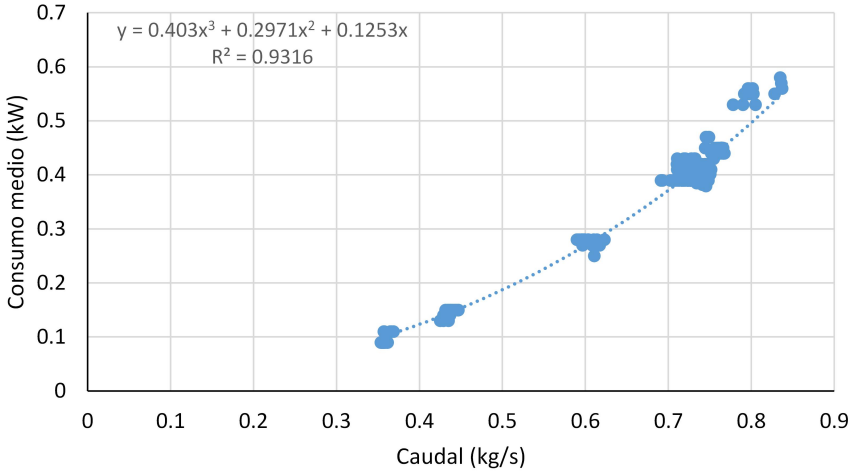


Figura 5.25: Ajuste de potencia absorbida por la BCE en función del caudal

$$out = [TIME \geq tiempo + 1min - STEP/2] \cdot señal + [TIME < tiempo + 1min - STEP/2] \cdot out_{-1} \quad (5.12)$$

$$tiempo = [señal \leqslant señal_{-1}] \cdot TIME + [señal \geqslant señal_{-1}] \cdot tiempo_{-1} \quad (5.13)$$

En la ecuación 5.12, $TIME$ y $STEP$ son variables de la simulación, correspondientes al tiempo absoluto y el paso de tiempo, respectivamente; $tiempo$ almacena el valor de tiempo en el que se ha producido un cambio en la señal (ecuación 5.13), $señal$ corresponde a la señal que se quiere retardar, out es la señal retardada, y el subíndice $_{-1}$ se refiere al valor de la variable en el instante anterior. Con la ecuación 5.13 se registra el instante de tiempo en el que se produce un incremento/disminución en el valor de la señal (en función del signo de comparación utilizado): la variable $tiempo$ sólo se modificará en el caso en que se produzca una variación en la señal, en el sentido escogido ($señal \leqslant señal_{-1}$) mientras que en el resto de casos mantendrá su valor anterior. De una forma similar se calcula, con la ecuación 5.12 la señal retardada: la variable out será igual a la señal siempre y cuando haya pasado más de un minuto desde la variación en la señal ($TIME \geq tiempo + 1min - STEP/2$).

En TRNSYS, para almacenar el valor de una variable en el instante de tiempo anterior es necesario utilizar el *type* 93. Con este *type* es posible recuperar el valor de una o varias variables de la simulación en instantes de tiempo

anteriores, con una capacidad de hasta 1000 datos. En este caso, sólo será necesario almacenar los valores de las variables *out*, *señal* y *tiempo* del instante de tiempo anterior.

Finalmente, el último componente que faltaría introducir modelo es el intercambiador enterrado. El intercambiador enterrado es, junto con la bomba de calor, uno de los componentes principales en una instalación de climatización por bomba de calor acoplada al terreno. Por esta razón el modelado de este componente se convierte en uno de los puntos críticos a la hora de obtener un modelo global de la instalación. Por una parte, será importante que el modelo pueda reproducir correctamente la evolución de la temperatura del terreno a lo largo del año. Por otra parte, sin embargo, dentro del modelo global de la instalación, la conexión de este modelo con el resto de componentes se realiza a través de las temperaturas de entrada y salida del agua del circuito externo. Así pues, será importante que el modelo sea capaz de reproducir la evolución de la temperatura del agua tanto a largo como a corto plazo.

Entre los *types* de TRNSYS se encuentra un modelo de intercambiador enterrado, perteneciente a las librerías TESS (*type* 557). Este modelo está basado en el modelo DST (*Duct Ground Heat Storage Model*), centrado en la caracterización del perfil de temperatura alrededor del *borehole*. Para ello, se parte de una región de terreno de forma cilíndrica alrededor del *borehole*, que se discretiza utilizando una malla bidimensional de coordenadas radial y vertical. La temperatura en cada nodo del terreno se calcula como superposición de una solución global y una solución local. A partir de la temperatura de los nodos más cercanos al *borehole*, se calcula la temperatura de salida del agua del *borehole* mediante un balance energético, según la ecuación 5.14.

$$c_f \dot{m}_f \frac{\partial T_f}{\partial z} + \alpha_{\text{DST}}(T_f - T_a) = 0 \quad (5.14)$$

En la ecuación 5.14, c_f es la capacidad calorífica del fluido, \dot{m}_f es el caudal, $T_f(z, t)$ es la temperatura del fluido a lo largo de la tubería, y α_{DST} es el coeficiente de transmisión de calor entre el fluido y el terreno circundante con temperatura T_a . Esta ecuación se puede resolver integrándola en toda la longitud de la tubería (L). De esta forma, se permite el cálculo de la temperatura del fluido a la salida del *borehole* según la ecuación 5.15, donde β_{DST} viene definido por la ecuación 5.16.

$$T_{f,out} = \beta_{\text{DST}} T_{f,in} + (1 - \beta_{\text{DST}}) T_a \quad (5.15)$$

$$\beta_{\text{DST}} = e^{-\frac{\alpha_{\text{DST}} L}{c_f \dot{m}_f}} \quad (5.16)$$

El *type* 557 de TRNSYS implementa este modelo, permitiendo definir varios

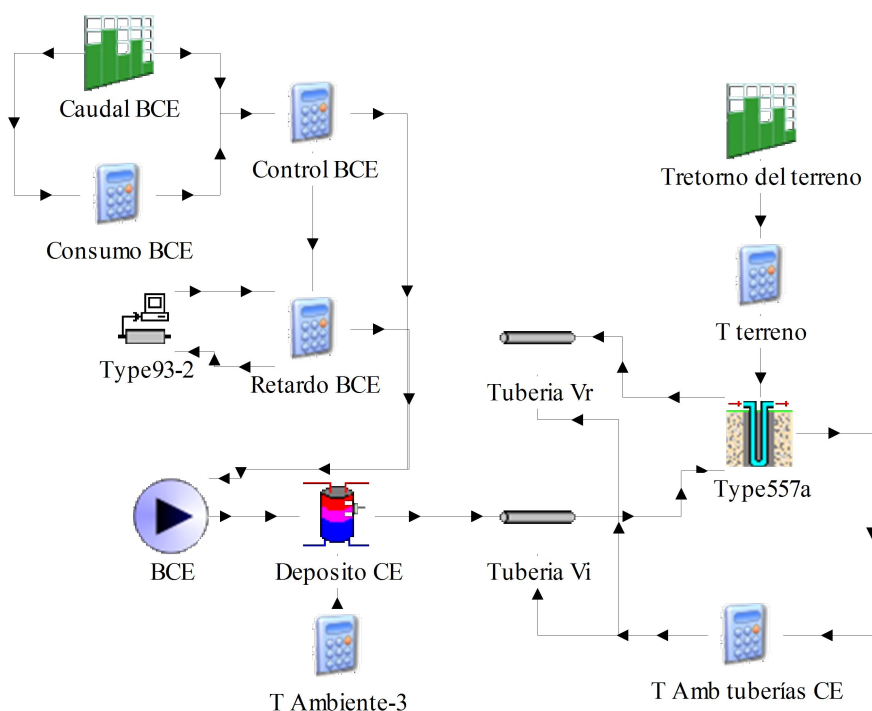


Figura 5.26: Contenido de la macro CE+GSHE del modelo en TRNSYS

parámetros, entre ellos, el número de *boreholes* del intercambiador enterrado. Los parámetros del intercambiador descritos en el apartado 3.1.7 serán los que se utilicen al incluir este componente en el modelo global.

En el modelo en TRNSYS, todos los componentes pertenecientes al circuito externo se han agrupado en una macro con el nombre de *CE+GSHE*. El contenido de esta macro se puede observar en la figura 5.26.

Las soluciones adoptadas para la inclusión de los componentes del circuito externo en el modelo global son análogas a las adoptadas para los componentes del circuito interno, descritas en la sección 5.3. Así pues, en la figura 5.26 se pueden observar las calculadoras *Consumo BCE* y *Control BCE*, que implementan los cálculos necesarios para establecer el caudal y la potencia absorbida por la bomba de circulación externa. Además, en este caso se ha añadido la calculadora *Retardo BCE*, conectada al *type 93*, que implementa las ecuaciones 5.12 y 5.13, para generar el retardo de un minuto en el apagado de la bomba de circulación. Por otro lado, para la temperatura ambiente del depósito se ha utilizado el mismo promedio ponderado que en las temperaturas ambiente del circuito interno, implementado en la calculadora *T Ambiente-3*, mientras

que para la temperatura ambiente de las tuberías de distribución del circuito externo se ha calculado un promedio similar, pero utilizando la temperatura del aire externo y la temperatura promedio del terreno, implementado en la calculadora *T Amb tuberías CE*, ya que las tuberías de distribución se encuentran enterradas. Para este cálculo, el factor de ponderación utilizado es de 0.3 para la temperatura del terreno y 0.7 para la temperatura del aire externo.

Todas las características del intercambiador enterrado se han introducido como parámetros en el *type* 557. Además, el *type* tiene como *inputs* la temperatura del aire ambiente y la temperatura de la capa superior del terreno. Para estimar esta última, se ha partido de las medidas experimentales de la temperatura del agua a la salida del intercambiador, en forma de promedio mensual, la misma que la mostrada en la figura 5.19. Esta temperatura se ha modificado sumando o restando un cierto margen, en función del modo de funcionamiento. El margen aplicado se corresponde con la diferencia de temperaturas promedio entre la temperatura del agua a la salida del intercambiador y la del terreno, obtenidas mediante la simulación del *borehole* con el *type* 557, que es de 4.5°C. El cálculo para obtener la temperatura de la capa superior se ha implementado en la calculadora *T terreno*.

El esquema del modelo completo en TRNSYS queda como se muestra en la figura 5.27. En este caso, se ha incluido en la calculadora *Pérdidas* otro coeficiente para el cálculo de la temperatura ambiente de las tuberías del circuito externo. El resto de componentes del esquema son los mismos que en el esquema del paso anterior (figura 5.21). Únicamente se ha modificado la macro *Heat Pump*, para incluir el retardo en el encendido de la bomba de calor (figura 5.28).

Para analizar el funcionamiento del modelo global se van a realizar diversas comparativas con los datos experimentales. Por un lado, el mismo parámetro que se ha venido comparando hasta el momento (la carga térmica en el circuito interno), servirá para verificar que el modelo sigue correctamente ajustado a la carga experimental. Además, se añadirá a este análisis la comparativa entre la carga simulada y experimental en el circuito externo. La figura 5.29 muestra conjuntamente los resultados de carga simulada y experimental en ambos circuitos (interno o circuito acoplado al edificio, y externo, o circuito acoplado al terreno).

En la figura 5.29 se puede comprobar que los resultados de carga promedio mensual en el circuito interno son prácticamente los mismos que los observados en la figura 5.22. Para el circuito externo, los resultados son análogos a los del circuito interno: para aquellos meses en los que existe una mayor diferencia en el ajuste entre la carga experimental y la carga simulada para el circuito interno, se observará una desviación similar en el circuito externo. Así pues, en los meses de mayor carga de calefacción, la carga simulada se sitúa por debajo de la experimental. Sin embargo, comparando la evolución de la carga térmica

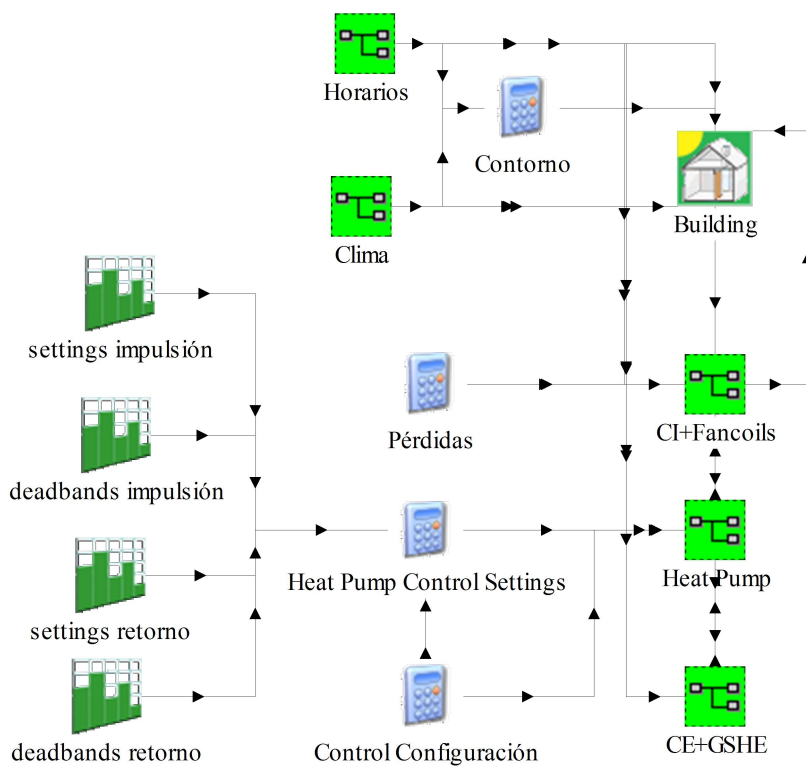


Figura 5.27: Esquema TRNSYS para la simulación del modelo completo

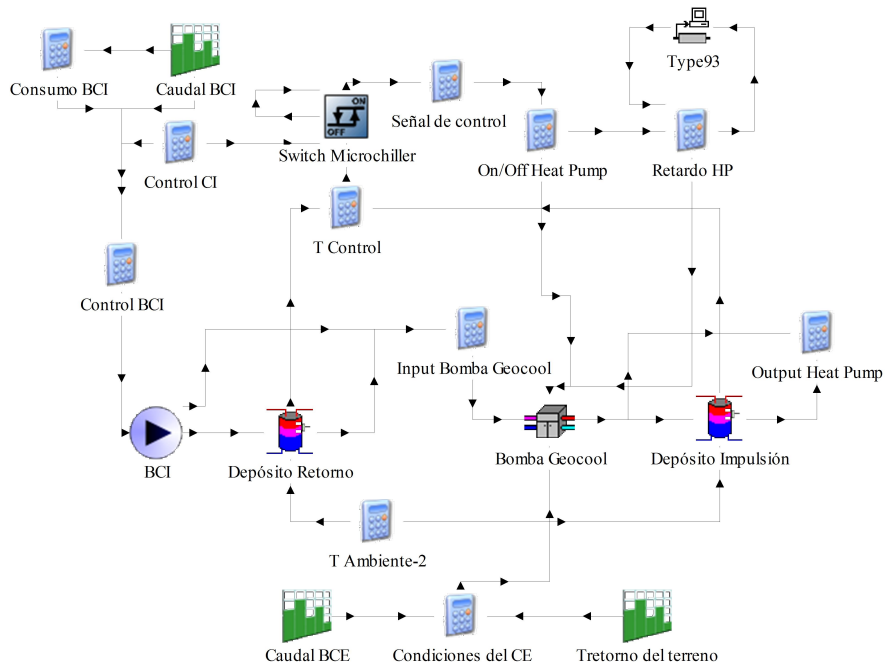


Figura 5.28: Contenido de la macro Heat Pump modificada del modelo en TRNSYS

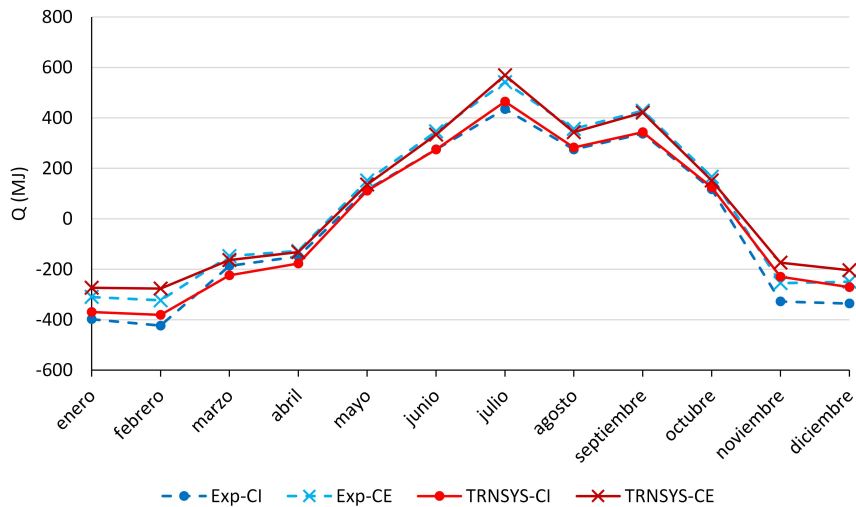


Figura 5.29: Resultados de simulación del modelo completo

en el circuito externo con los resultados experimentales a lo largo de varios años de funcionamiento, se puede observar que la carga simulada representa un buen promedio de la carga en los distintos años (figura 5.30).

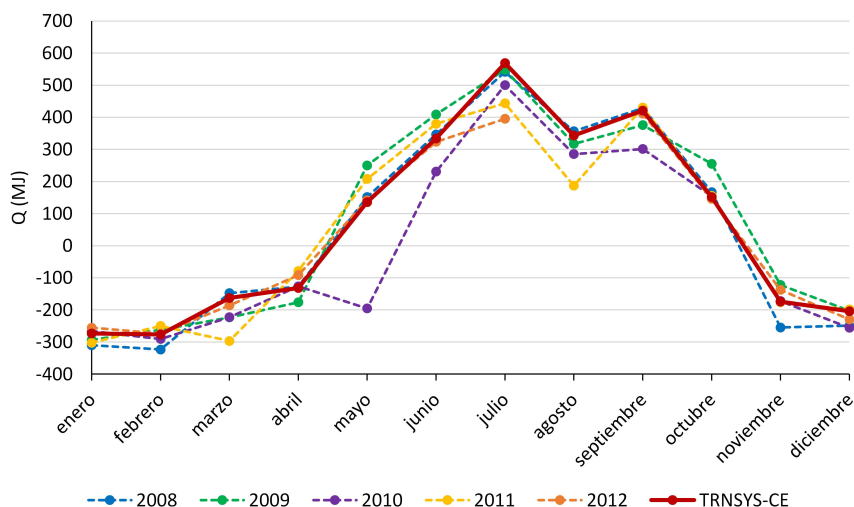


Figura 5.30: Comparativa de la carga en el circuito externo con diferentes años experimentales

En este punto del desarrollo del modelo conviene extender la validación a otros parámetros de la instalación. Desde el punto de vista del ajuste del modelo, el siguiente parámetro a tener en cuenta es la evolución de la temperatura del agua en los distintos puntos clave del sistema. Más concretamente, se estudiará la temperatura del agua a la entrada y a la salida de los intercambiadores de la bomba de calor. Para comparar los resultados de la simulación con las medidas experimentales, se utilizarán promedios mensuales de las temperaturas.

En el funcionamiento normal de la instalación hay intervalos de tiempo en los que el agua se encuentra parada en las tuberías de ambos circuitos hidráulicos. Durante estos periodos, la evolución de la temperatura del agua depende de multitud de factores (como la inercia térmica de las masas metálicas de la instalación o los fenómenos de difusión térmica del calor en el agua estática) que no se han tenido en cuenta en el desarrollo del modelo, puesto que quedan fuera de los objetivos perseguidos y tienen poca influencia en el comportamiento real de la instalación. Así pues, para el cálculo del promedio mensual de la temperatura del agua se consideran únicamente los intervalos de tiempo en los que la bomba de circulación correspondiente está encendida y, por tanto, el agua está en movimiento.

En la figura 5.31 se muestran los promedios mensuales de las temperaturas del agua a la salida y a la entrada del circuito interno. La evolución de estas temperaturas depende principalmente del valor de la temperatura de consigna. Concretamente, la temperatura de salida del circuito interno (TSCI) se corresponde con la temperatura de salida del depósito y, por tanto, con la temperatura controlada en el sistema. Por este motivo, el ajuste entre los valores simulados y experimentales de esta temperatura es prácticamente exacto. En el caso de la temperatura a la entrada del circuito interno (TECI), el resultado depende de varios factores, por lo que los valores simulados se desvían ligeramente de los experimentales en algunos meses, aunque el ajuste global es suficientemente preciso.

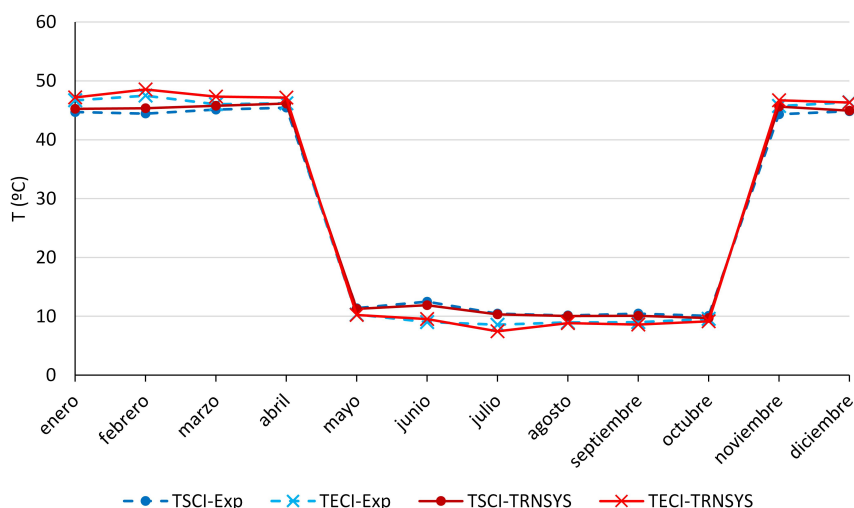


Figura 5.31: Comparativa de las temperaturas del agua en el circuito interno

Por lo que respecta al circuito externo, las temperaturas del agua presentan los perfiles mostrados en la figura 5.32. En este caso, se puede observar que las temperaturas calculadas mediante el modelo de TRNSYS presentan una desviación considerable respecto de las experimentales.

Para poder analizar la influencia del modelo utilizado para el intercambiador enterrado en las temperaturas del agua del circuito externo será necesario realizar un análisis de la evolución de estas temperaturas a corto plazo. Para ello se van a tomar días tipo de meses correspondientes a momentos de carga máxima y mínima en funcionamiento tanto en modo calefacción como refrigeración.

La figura 5.33 muestra la evolución de las temperaturas del agua a lo largo

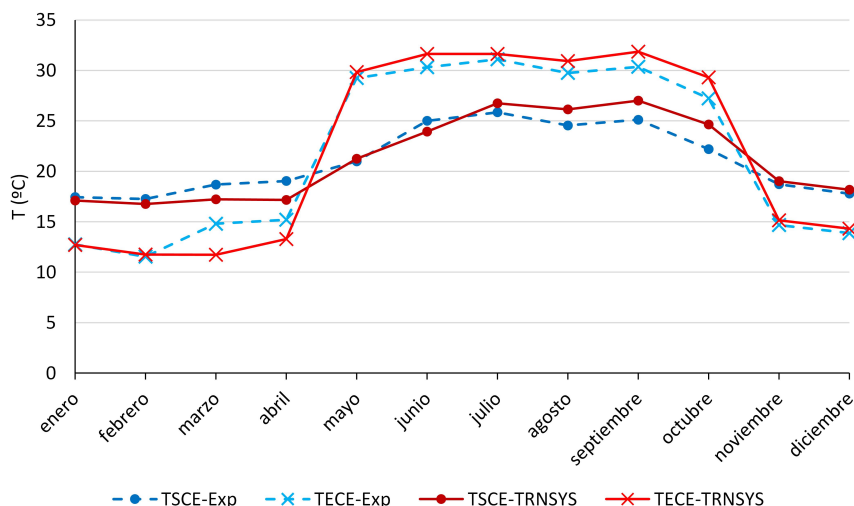


Figura 5.32: Comparativa de las temperaturas del agua en el circuito externo

de un día de funcionamiento de alta carga de calefacción. Para contrastar estos resultados, se han utilizado los datos experimentales correspondientes al día 15 de enero de 2008.

Como se puede observar en la figura 5.33, la evolución a corto plazo de las temperaturas del agua en el circuito interno es la misma que la observada en las temperaturas experimentales, descrita con detalle en la sección 4.2. Sin embargo, el comportamiento de las temperaturas del agua en el circuito externo se diferencia considerablemente del experimental. A partir del análisis realizado en la sección 4.2 se puede comprobar que el modelo es incapaz de reproducir el incremento de temperatura al principio de cada ciclo, que se debe a la temperatura del agua que ha estado parada dentro de los *boreholes* durante el tiempo en que la bomba de circulación externa estaba apagada. El modelo de TRNSYS del intercambiador enterrado calcula la temperatura de salida del agua en cada instante a partir de la temperatura de entrada, como se ha visto en la ecuación 5.15. Así pues, no se tiene en cuenta el tiempo que el agua tarda en recorrer la tubería del *borehole*, sino que se calcula la temperatura de salida en régimen estacionario. Puesto que los ciclos de la bomba de calor son de una duración relativamente corta en comparación con el comportamiento dinámico de la instalación y del intercambiador enterrado, la aproximación de la temperatura de salida del *borehole* a la temperatura en régimen estacionario produce diferencias considerables en la evolución de las temperaturas a la entrada y a la salida del circuito externo. Estas diferencias

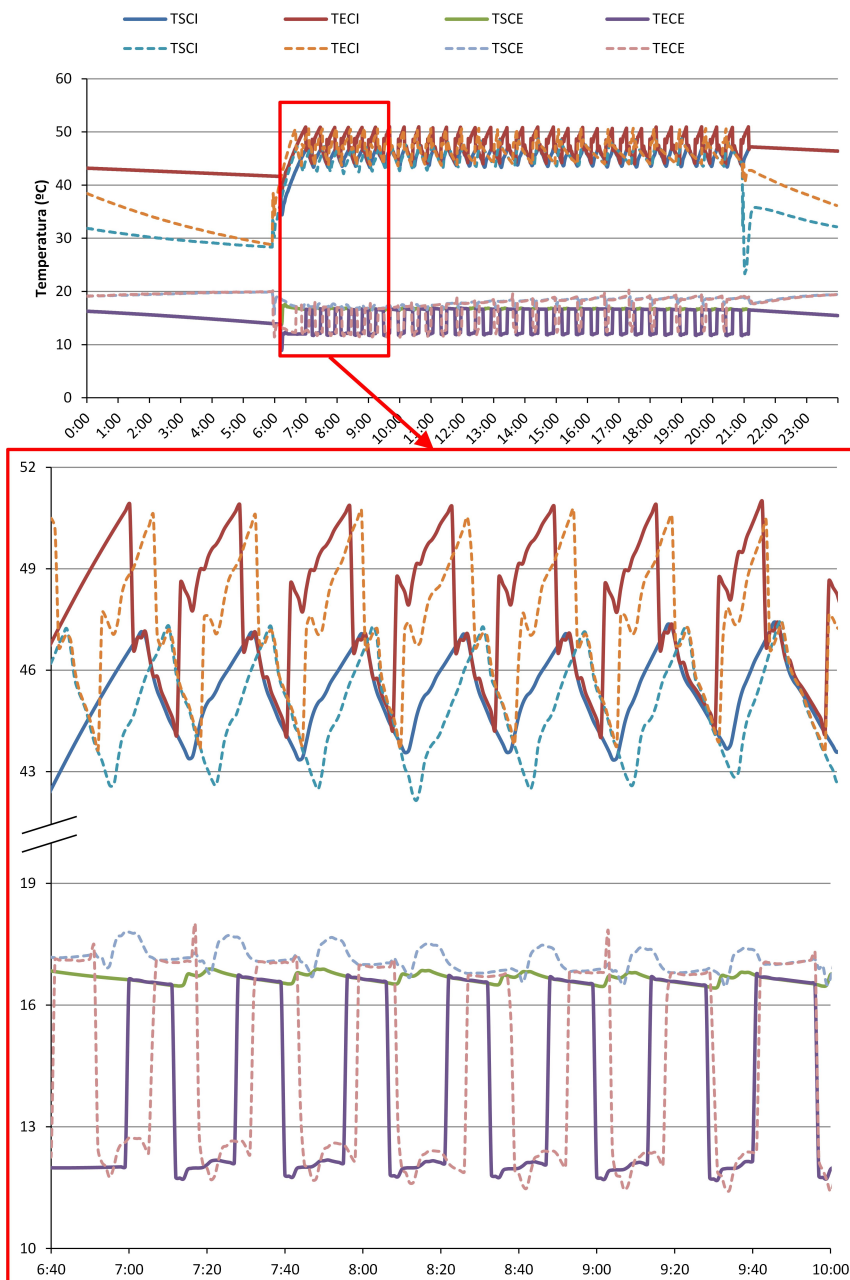


Figura 5.33: Comparativa de las temperaturas del agua en un día de alta carga de calefacción: TRNSYS (línea continua) y Experimental (línea discontinua)

se acentúan en los días de baja carga, como el mostrado en la figura 5.34, correspondiente al mes de Abril.

En el caso de los días con baja carga de calefacción, los ciclos son aún más cortos, lo que provoca que el ciclo termine incluso antes de que el agua pueda haber recorrido el circuito externo al completo. Por esta razón, la curva de temperatura de salida del terreno presenta un ligero descenso al principio del ciclo, seguido del aumento de temperatura correspondiente al agua que estaba parada dentro del *borehole*, y no se llega a observar el siguiente descenso de temperatura porque el ciclo termina antes y la bomba de circulación se apaga, tal y como se ha explicado en la sección 4.2. Como se puede observar en la figura 5.34, el modelo en TRNSYS no puede reproducir este comportamiento, lo que produce que la curva de temperatura tenga una forma completamente distinta de la experimental.

Los resultados para los días de carga de refrigeración son análogos a los observados en los días de funcionamiento en modo calefacción. En la figura 5.35 se comprueba que en un día de alta carga de refrigeración (julio), la forma de las curvas de temperatura simuladas en el circuito externo no presenta el descenso de temperatura al principio del ciclo observado en las curvas experimentales. Para un día de baja carga de refrigeración (octubre), los resultados obtenidos se muestran en la figura 5.36.

Los valores de temperatura del agua en ambos intercambiadores de la bomba de calor influyen directamente en la capacidad de la bomba, así como en la eficiencia energética tanto de la bomba de calor como del sistema en general. Los resultados obtenidos con el modelo de intercambiador enterrado de TRNSYS pueden ser aceptables a la hora de modelar la evolución a largo plazo de los distintos parámetros de la instalación. Sin embargo, si se pretende conseguir un buen ajuste del comportamiento dinámico del sistema, el modelo de intercambiador enterrado debe ser capaz de reproducir la evolución de la temperatura de salida no sólo en régimen estacionario sino también a corto plazo, es decir, en régimen transitorio. Así pues, resulta necesario utilizar otro modelo de intercambiador enterrado que consiga reproducir la evolución a corto plazo de la temperatura de salida del *borehole*. El desarrollo de este modelo y los resultados obtenidos se presentan en el capítulo 6.

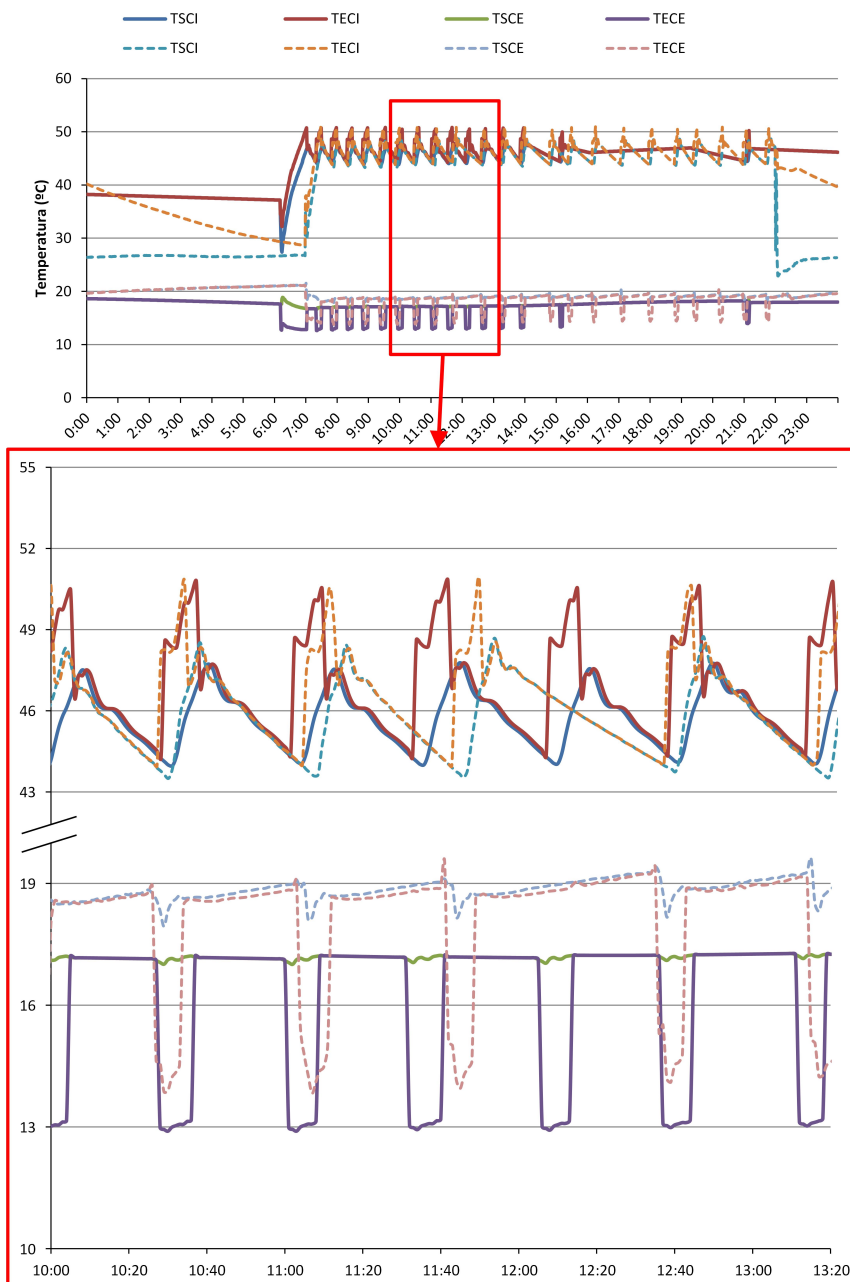


Figura 5.34: Comparativa de las temperaturas del agua en un día de baja carga de calefacción: TRNSYS (línea continua) y Experimental (línea discontinua)

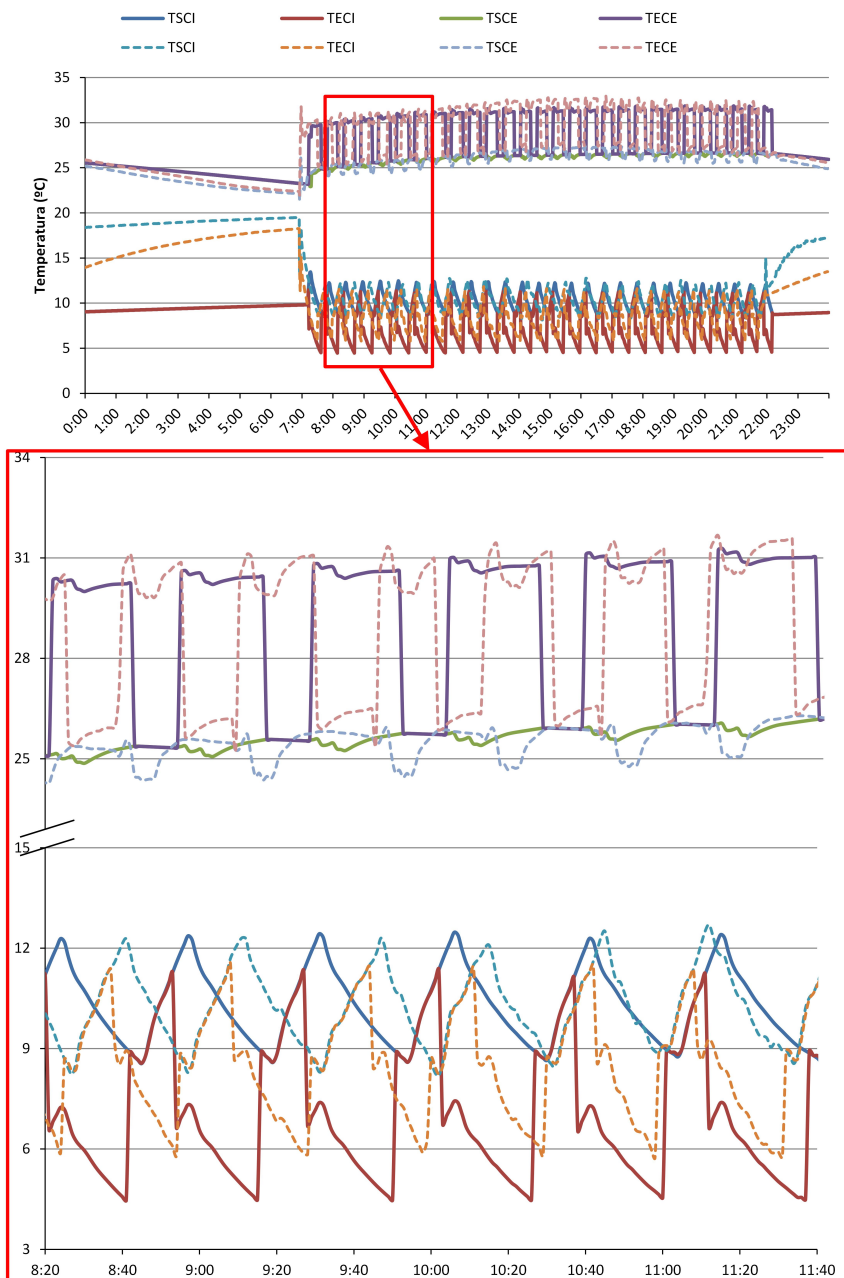


Figura 5.35: Comparativa de las temperaturas del agua en un día de alta carga de refrigeración: TRNSYS (línea continua) y Experimental (línea discontinua)

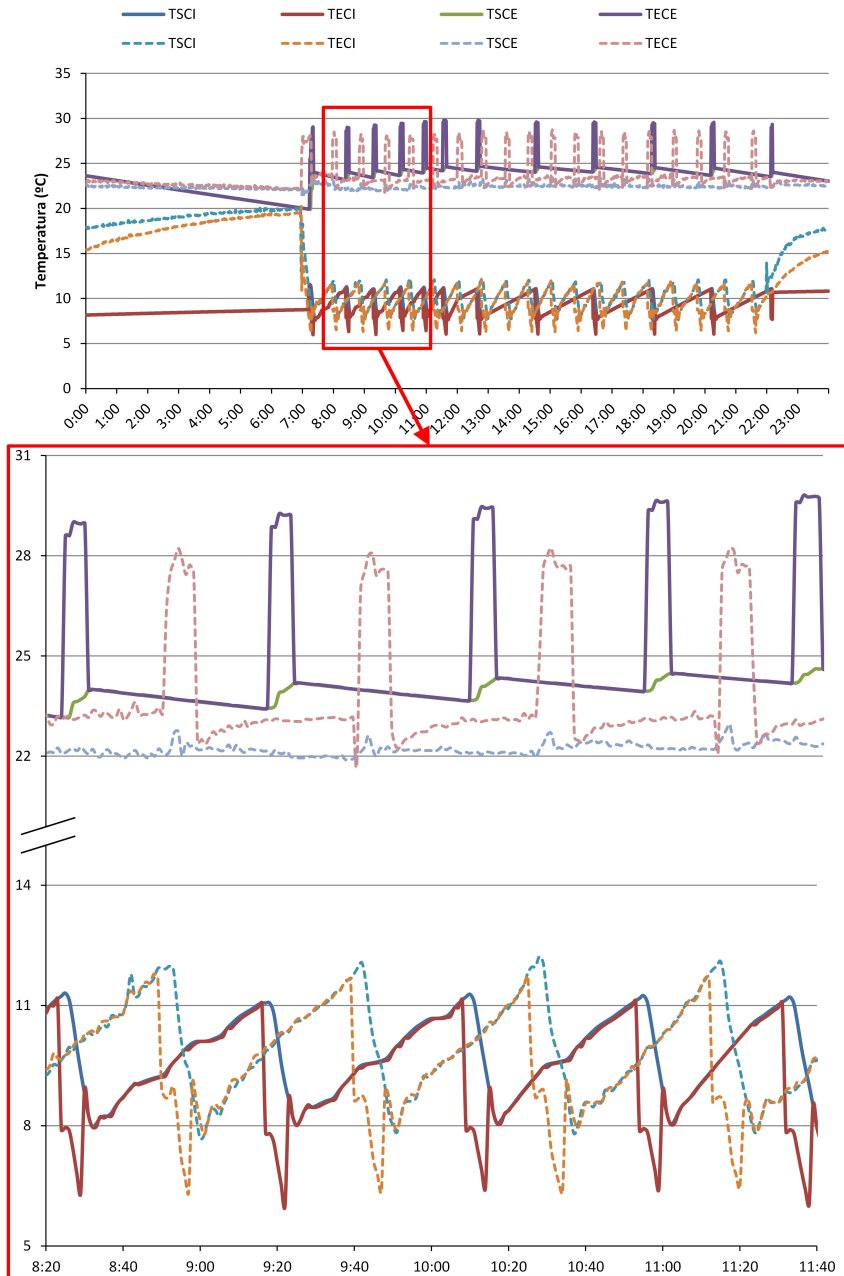


Figura 5.36: Comparativa de las temperaturas del agua en un día de baja carga de refrigeración: TRNSYS (línea continua) y Experimental (línea discontinua)

Capítulo 6

Modelo del intercambiador enterrado

6.1. Introducción

Los resultados obtenidos en la sección 5.4 ponen de manifiesto la importancia del intercambiador enterrado dentro de una instalación de bomba de calor geotérmica. A la hora de obtener un modelo detallado de una instalación de estas características, será importante disponer de un modelo de intercambiador enterrado capaz de modelar el funcionamiento de dicho intercambiador tanto a corto como a largo plazo. En los últimos años, se han llevado a cabo muchas investigaciones enfocadas en el estudio teórico y experimental de instalaciones de bomba de calor acoplada al terreno (como en [14, 25, 39–48]). En este contexto, la capacidad de predecir el comportamiento del intercambiador enterrado puede contribuir a encontrar la mejor solución para optimizar el intercambio de calor con el terreno, mejorando la eficiencia energética del sistema. Con este fin, se han propuesto a lo largo de los años distintos enfoques para el modelado de los intercambiadores enterrados. A continuación se comentan algunos de los enfoques más importantes y extendidos en el modelado de *boreholes* de tubería en U, con el fin de estudiar los que puedan resultar aplicables en el desarrollo del modelo de la instalación objeto de esta tesis (una revisión más completa de estos métodos se presenta en [49]).

El enfoque básico a la hora de modelar la transmisión de calor entre los *boreholes* y el terreno se basa en la teoría de la fuente de calor lineal o cilíndrica [50–52]. En base a esta teoría, Eskilson [53] propuso un modelo basado en el uso de factores adimensionales que representan la respuesta en temperatura del terreno ante una inyección de carga térmica, llamados *g-functions*. Una

g-function representa la evolución de la temperatura en la pared del *borehole* al inyectar en el terreno una carga constante. De esta forma, la carga térmica se subdivide en una serie de escalones de carga constantes, y la temperatura resultante se calcula por medio de la superposición de la respuesta ante cada uno de estos escalones. En [54] se presenta otra versión de este enfoque, basada en el uso de una función exponencial integral, mientras que en [55], las *g-functions* inicialmente calculadas por Eskilson se extienden a intervalos de tiempo más cortos. En el campo de la simulación y el software de apoyo para el diseño de intercambiadores enterrados (como GLHEPRO [56] o EED [57]), las *g-functions* son una de las soluciones más utilizadas, y han sido mejoradas progresivamente, por ejemplo, generando numéricamente las *g-functions* para configuraciones específicas del intercambiador y de los *boreholes*, como en [58].

Sin embargo, este enfoque presenta una limitación importante en cuanto al paso de tiempo utilizado en la simulación. Concretamente, el cálculo mediante *g-functions* sólo es válido para tiempos mayores que t_b (ecuación 6.1). Los valores de t_b varían entre 3 y 6 horas para un *borehole* típico [59].

$$t_b = 5 \frac{r_b^2}{\alpha_g} \quad (6.1)$$

Otro de los enfoques más comúnmente utilizados a la hora de modelar el intercambio de calor entre el *borehole* y el terreno circundante consiste en utilizar un modelo de red térmica, en el que el *borehole* y el terreno se representan mediante nodos de temperatura conectados por resistencias térmicas. La forma más básica de red térmica para modelar el comportamiento de un *borehole* es la *delta network* (red delta), que se muestra en la figura 6.1. Esta red representa una sección transversal del *borehole*, en la que cada parte de la tubería en U se representa por un nodo de temperatura y un tercer nodo se sitúa en la pared del *borehole*.

Utilizando la red térmica de la figura 6.1, en [60] se propone un modelo analítico en dos regiones: fuera del *borehole* se adopta la teoría de la fuente de calor cilíndrica, mientras que la transferencia de calor en el interior del *borehole*, entre el agua y la pared del mismo, se modela mediante la *delta network* estándar [59]. Este modelo se ha validado con datos experimentales de hasta 120 horas de funcionamiento. Puesto que el modelo es una aproximación en régimen permanente, los resultados a corto plazo (las primeras 7 horas de simulación) no son suficientemente precisos. Sin embargo, este modelo muestra un buen ajuste con las medidas experimentales a largo plazo.

A partir del trabajo llevado a cabo en [59], en [61] se propone una modificación a la red térmica estándar incluyendo varios nodos de temperatura en el relleno del *borehole*, que se subdivide en diferentes capas representadas por estos nodos y una capacidad térmica que permite modelar el comportamiento

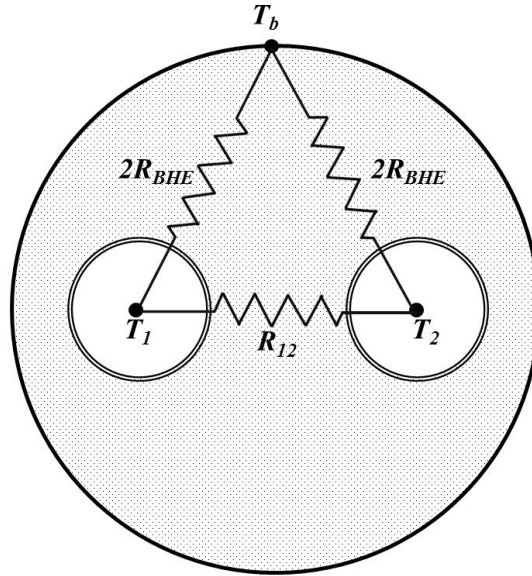


Figura 6.1: Delta network estándar [59]

dinámico de la temperatura en régimen transitorio. Además, se adopta una descripción unidimensional en sentido radial del terreno alrededor del *borehole*. A lo largo de los años se han propuesto diversas modificaciones a la *delta network*, con el fin de mejorar los resultados obtenidos en cuanto a temperaturas del terreno y del *borehole*. Principalmente, estas modificaciones consisten en añadir más nodos a la red térmica, como en [62] y [63]. Por otro lado, también se han desarrollado enfoques basados en dividir la sección transversal del *borehole* en dos o más áreas, como en [64], dependiendo de la geometría del *borehole* y las tuberías.

Por último, los modelos de elementos finitos (FEM, *Finite Elements Model*) constituyen unas de las aproximaciones más detalladas a la hora de modelar el comportamiento de un intercambiador enterrado. Estos modelos resuelven directamente la transferencia de calor tridimensional tanto en el interior como en el exterior del *borehole*, a partir de una discretización en detalle del intercambiador enterrado, tanto de los *boreholes* como del terreno circundante. Sin embargo, el hecho de utilizar una discretización tan fina provoca que la simulación de estos modelos conlleve un alto coste computacional, lo que se traduce en un tiempo de simulación excesivo. Por otro lado, los resultados obtenidos con estos modelos son extremadamente precisos, por lo que habitualmente se utilizan como referencia para la validación de otros modelos más simplificados y rápidos, aunque menos precisos [61, 62]. Algunos ejemplos de FEMs se

pueden ver en [65–72].

En líneas generales, la mayoría de los modelos disponibles actualmente se centran en predecir la respuesta a largo plazo de la temperatura del terreno. Por otro lado, los modelos que permiten simular el comportamiento a corto plazo del intercambiador enterrado están habitualmente basados en técnicas FEM, con el elevado coste computacional que esto conlleva. La tabla 6.1 compara de forma cualitativa las principales características de los modelos comentados. En definitiva, resulta difícil encontrar un modelo que pueda utilizarse para simular tanto la respuesta a corto plazo como a largo plazo manteniendo un bajo coste computacional que permita combinar el modelo con los de otros componentes de la instalación.

Modelo	Referencias	Régimen		Complejidad de implementación	Coste computacional
		Transitorio	Permanente		
<i>g-function</i>	[53]		X	Baja	Bajo
<i>Delta network</i>	[60]		X	Media	Bajo
Red térmica extendida	[62–64]	X	X	Alta	Medio
FEM	[66, 67, 69, 71]	X	X	Alta	Alto

Tabla 6.1: Comparación de modelos de intercambiador enterrado

6.1.1. Planteamiento del nuevo modelo

Puesto que ninguno de los modelos de intercambiador enterrado actualmente disponibles cubre los requerimientos necesarios para poder utilizarlo en el modelo global de la instalación, será necesario desarrollar un nuevo modelo de intercambiador enterrado.

Dentro del modelo global, como se ha visto en el capítulo 5, la conexión del modelo de intercambiador enterrado con el resto de los componentes del sistema se hace a través de las temperaturas del agua a la entrada y a la salida de los *boreholes*. Así pues, será imprescindible una adecuada previsión de la evolución de la temperatura del agua a la salida del intercambiador a partir de la temperatura a la entrada y del caudal. Desde este punto de vista, cada *borehole* está compuesto básicamente por una tubería que intercambia calor con el terreno, por lo que el punto de partida del modelo de intercambiador enterrado será el modelo de esta tubería.

A corto plazo, la evolución de la temperatura del agua depende de las temperaturas de la zona interior del *borehole* (relleno) y de la porción de terreno más cercana a éste. Así pues, el modelo de la tubería se completará combinándolo con el modelo de la zona directamente afectada por el funcionamiento de la instalación a corto plazo. Limitando el modelo a esta zona se pretende conseguir minimizar el número total de parámetros necesarios y reducir el coste computacional de la simulación. Teniendo en cuenta las características del

terreno y del relleno del *borehole* es posible desarrollar un modelo que tenga en cuenta la respuesta dinámica de estos componentes y permita reproducirla correctamente durante el suficiente tiempo como para simular un día completo de funcionamiento de la instalación.

A partir de este punto, será necesario completar el modelo teniendo en cuenta los efectos a largo plazo de la carga térmica inyectada al terreno. Si se pretende que el modelo calcule simultáneamente la respuesta a corto y a largo plazo del intercambiador enterrado, se requiere un modelo más complejo, y se eleva el coste computacional del modelo global. Por esta razón, se utilizará otro modelo independiente para calcular la respuesta a largo plazo del terreno. Separando la respuesta a corto y a largo plazo de esta forma, se puede permitir el uso de dos modelos distintos, cada uno enfocado a un tipo de comportamiento y por tanto optimizado en términos de coste computacional para la aplicación específica en ese ámbito. Entre los modelos capaces de predecir la respuesta del terreno a largo plazo, el modelo basado en *g-functions* es el que mejor se adapta a esta aplicación, por lo que será el escogido para modelar la respuesta del terreno a largo plazo.

Según se ha propuesto el modelo a corto plazo, éste debe ser suficiente para la simulación del funcionamiento de la instalación a lo largo de un día. Así pues, no será necesario calcular la respuesta a largo plazo en cada paso de tiempo, sino sólo cada 24 horas de simulación. De esta forma se reduce aún más el coste computacional del modelo de intercambiador enterrado.

Así pues, el desarrollo de este nuevo modelo estará dividido en dos partes. En primer lugar, se presentará un nuevo modelo centrado en la transmisión de calor en la zona alrededor de un *borehole*, con el nombre de B2G (*Borehole-to-Ground*, del *borehole* al terreno) [73, 74]. En segundo lugar, se estudiará en detalle el modelo de *g-functions* y se procederá a implementarlo en TRNSYS. Posteriormente se validará el modelo, primero sólo a corto plazo y después con resultados a largo plazo combinando ambos modelos.

6.2. Modelo de la tubería

El modelo de tubería implementado en el *type* 31 de TRNSYS utiliza las funciones estándar de TRNSYS para la resolución de ecuaciones diferenciales. Además, este modelo considera siempre el mismo coeficiente de pérdidas independientemente del caudal de agua circulando por la tubería, cuando en la realidad existe un término de transmisión de calor por convección que se verá directamente afectado por este parámetro. Por estos motivos, se ha decidido programar un *type* nuevo modelando una tubería, que permita adaptarlo fácilmente para poder convertirlo más adelante en el modelo del *borehole*.

Para modelar la transmisión de calor a lo largo de la tubería se parte de la ecuación 6.2. En ella se tienen en cuenta la variación de la temperatura debida al desplazamiento del agua a lo largo de la tubería y la variación de temperatura debida a las pérdidas de calor con el exterior.

$$\frac{\partial T_w}{\partial t} = -v \frac{\partial T_w}{\partial z} - \frac{(P \cdot U)}{(\rho_w A_0 c_{pw})} (T_w - T_{amb}) \quad (6.2)$$

En la ecuación 6.2, T_w representa la temperatura del agua, v es la velocidad de circulación del agua por la tubería, z es la coordenada longitudinal de la tubería, ρ_w y c_{pw} los parámetros característicos del agua, densidad y capacidad específica, y T_{amb} la temperatura ambiente exterior de la tubería. La transmisión de calor con el exterior depende del producto $P \cdot U$, definido según la ecuación 6.3, en la que el parámetro UA incluye la transmisión de calor por convección en el interior de la tubería, por conducción en la pared de la tubería y el aislante (si existe) y de nuevo por convección en el exterior de la tubería (ecuación 6.4).

$$P \cdot U = \frac{UA}{\Delta z} \quad (6.3)$$

$$UA = \frac{1}{\frac{1}{h_i A_i} + \frac{\ln(\frac{r_e}{r_i})}{2\pi k_p L} + \frac{\ln(\frac{r_e + l_{ai}}{r_e})}{2\pi k_{ai} L} + \frac{1}{h_e A_e}} \quad (6.4)$$

En la ecuación 6.4 se tienen en cuenta los coeficientes de convección en el interior y en el exterior de la tubería, h_i y h_e , su radio interior y exterior, r_i y r_e , la superficie interior y exterior, A_i y A_e , el espesor del aislante, l_{ai} , los coeficientes de transmisión de calor de la tubería y el aislante, k_p y k_{ai} , y la longitud total de la tubería, L .

La resolución de la parte diferencial de la ecuación, correspondiente a la ecuación del transporte, se realiza mediante la discretización de la tubería en dos dimensiones: temporal y espacial (figura 6.2). Así pues, se divide la tubería en $N-1$ tramos de longitud Δz y se calcula la temperatura del agua en cada uno de los N puntos resultantes. El punto $i=1$ corresponde con el inicio de la tubería, por lo que su temperatura se supone conocida, mientras que el punto $i=N$ corresponde al final de la tubería, con lo que su temperatura será la temperatura de salida del agua. En cada iteración, se suponen conocidas todas las temperaturas en un instante t , y se calculan las temperaturas de todos los puntos para el siguiente instante $t+1$. El tiempo transcurrido entre cada instante es Δt , y vendrá fijado por la condición de Courant-Friedrichs-Lewy (CFL), tal y como se explicará más adelante.

El método de discretización utilizado se conoce como la aproximación de Lax-Wendroff [75]. Según este método, la temperatura en un punto i en el instante $t+1$ se calculará a partir de la temperatura de ese mismo punto en el instante anterior, y las temperaturas de dos puntos equidistantes y separados entre sí una distancia igual a Δz (marcado en verde en la figura 6.2). Así pues, estos dos puntos resultan estar situados en el centro de los tramos anterior y posterior al punto i , y se corresponden con las posiciones $i-1/2$ e $i+1/2$. Las temperaturas de estos dos puntos se calculan para un instante intermedio $t+1/2$, a partir de la misma ecuación (marcados en azul y rojo en la figura 6.2). Al discretizar las derivadas parciales en el tramo anterior y posterior al punto i , quedan las ecuaciones 6.5 y 6.6, donde el término $[perd]$ se corresponde con las pérdidas de calor con el exterior.

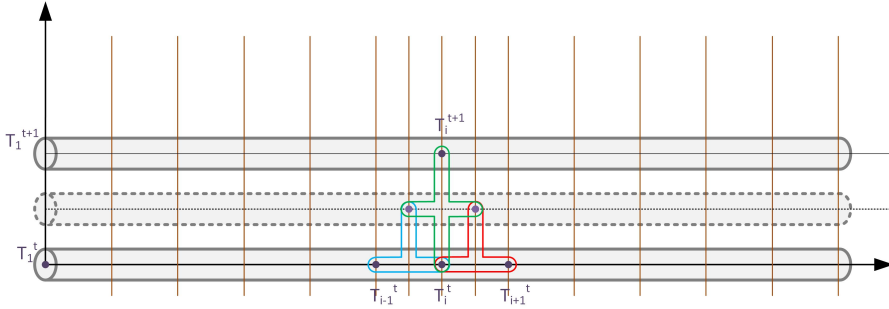


Figura 6.2: Discretización de la tubería

$$\frac{T_{i-1/2}^{t+1/2} - \frac{1}{2}(T_{i-1}^t + T_i^t)}{\frac{\Delta t}{2}} = -v \frac{T_i^t - T_{i-1}^t}{\Delta z} + [perd] \quad (6.5)$$

$$\frac{T_{i+1/2}^{t+1/2} - \frac{1}{2}(T_i^t + T_{i+1}^t)}{\frac{\Delta t}{2}} = -v \frac{T_{i+1}^t - T_i^t}{\Delta z} + [perd] \quad (6.6)$$

Despejando en 6.5 y 6.6 las temperaturas de los dos puntos buscados se obtienen las ecuaciones 6.7 y 6.8.

$$T_{i-1/2}^{t+1/2} = \frac{1}{2}(T_{i-1}^t + T_i^t) - \frac{v\Delta t}{2\Delta z}(T_i^t - T_{i-1}^t) + [perd] \quad (6.7)$$

$$T_{i+1/2}^{t+1/2} = \frac{1}{2}(T_i^t + T_{i+1}^t) - \frac{v\Delta t}{2\Delta z}(T_{i+1}^t - T_i^t) + [perd] \quad (6.8)$$

Se puede suponer que las pérdidas con el exterior en ambos tramos son iguales, con lo que se eliminarán posteriormente al restar estas dos ecuaciones. Teniendo la temperatura en estos dos puntos, y en el punto i en el instante t , se pueden discretizar las derivadas de la ecuación del transporte alrededor del punto i , resultando en la ecuación 6.9.

$$\frac{T_i^{t+1} - T_i^t}{\Delta t} = -v \frac{T_{t+1/2}^{t+1/2} - T_{i-1/2}^{t+1/2}}{\Delta z} - \frac{\Delta t P U}{\rho_w A_0 c_{pw}} (T_i^t - T_{amb}) \quad (6.9)$$

Por último, a partir de la ecuación 6.9, se puede obtener la temperatura buscada, sustituyendo las temperaturas de los puntos intermedios calculadas con las ecuaciones 6.7 y 6.8 y despejando según la ecuación 6.10.

$$T_i^{t+1} = T_i^t - \frac{\Delta t v}{2 \Delta z} ((T_{i+1}^t - T_{i-1}^t) - \frac{\Delta t v}{\Delta z} (T_{i+1}^t - 2T_i^t + T_{i-1}^t)) - \frac{\Delta t P U}{\rho_w A_0 c_{pw}} (T_i^t - T_{amb}) \quad (6.10)$$

En el caso del punto $i = N$, esta aproximación no será válida, puesto que no existe un punto $i=N+1$. Así pues, el cálculo de la temperatura en este punto se realizará directamente utilizando la fórmula discretizada de la ecuación 6.11.

$$\frac{T_N^{t+1} - T_N^t}{\Delta t} = -v \frac{T_N^t - T_{N-1}^t}{\Delta z} - \frac{P \cdot U}{\rho_w A_0 c_{pw}} (T_N^t - T_\infty) \quad (6.11)$$

En el caso de la ecuación 6.11, únicamente se considera la temperatura del nodo anterior para la discretización de la derivada espacial. Despejando de esta fórmula se obtiene el valor de la temperatura en este punto (ecuación 6.12).

$$T_N^{t+1} = T_N^t - \frac{v \Delta t}{\Delta z} (T_N^t - T_{N-1}^t) - \frac{\Delta t P U}{\rho_w A_0 c_{pw}} (T_N^t - T_{amb}) \quad (6.12)$$

En resumen, la temperatura de cada nodo dependerá de las temperaturas de los nodos anterior y posterior, y de la temperatura original de ese nodo. Para el caso del último punto de la tubería, no se usará el nodo posterior, puesto que no existe.

La condición *CFL* para la validez de estos cálculos responde a la necesidad de que el desplazamiento del agua en el intervalo de tiempo utilizado sea menor que la distancia entre nodos. De esta manera, en función de la velocidad de circulación del agua en la tubería, se puede obtener el máximo intervalo de tiempo admisible con la ecuación 6.13.

$$\Delta t_{MAX} = \frac{\Delta z}{v} \quad (6.13)$$

La relación entre el intervalo de tiempo utilizado y el máximo admisible resulta ser el parámetro para la condición CFL (ecuación 6.14), y no podrá superar la unidad.

$$\frac{\Delta t}{\Delta t_{MAX}} = CFL \leq 1 \quad (6.14)$$

Teniendo en cuenta la definición de Δt_{MAX} , se obtiene la restricción a aplicar para el intervalo de tiempo en los cálculos anteriores (ecuación 6.15).

$$\Delta t = CFL \frac{\Delta z}{v} \quad (6.15)$$

La mejor elección para la discretización temporal en términos de tiempo de cálculo sería utilizar el intervalo de tiempo máximo, es decir, un valor de $CFL=1$. En la práctica, para evitar problemas, se toma un valor ligeramente inferior, asegurando un cierto margen de error en los cálculos. Normalmente, bastará con tomar $CFL=0.99$.

Este modelo se ha implementado en un nuevo *type* de TRNSYS (*type* 404). En el código 6.1 se muestra la implementación del modelo de la tubería en el código FORTRAN del *type*. A partir de la longitud de la tubería (L) y del número de nodos (N) establecido por el usuario se calcula la distancia entre nodos (dx) y, a partir del caudal ($flow$) y el diámetro de la tubería (D), se obtiene la velocidad de circulación del fluido. Ambos parámetros permiten obtener el paso de tiempo máximo para cumplir con la condición CFL (dt). A continuación se comprueba si el paso de tiempo de la simulación es menor o mayor que el máximo. En caso de que el paso de tiempo de la simulación sea menor, sólo se realizará una iteración en el cálculo del modelo de la tubería, con un paso de tiempo correspondiente al de la simulación. Sin embargo, en caso de que el paso de tiempo de la simulación sea mayor que el máximo impuesto por la condición CFL , se realizarán varias iteraciones en el cálculo del modelo de la tubería, considerando el paso de tiempo máximo, hasta que el tiempo acumulado (dt_ac) corresponda al paso de tiempo de la simulación.

Dentro del código del *type*, la tubería se ha modelado como un vector de temperaturas ($T(i)$) que contiene la temperatura de cada nodo. Para cada iteración de la simulación se calculará la evolución de la temperatura del fluido a lo largo de la tubería a partir de las ecuaciones 6.10 y 6.12, mediante un bucle que recorre todos los nodos. Las temperaturas iniciales de los nodos para cada iteración (correspondientes a la iteración anterior) se almacenan en otro vector ($Tini(i)$). Así, los resultados de cada iteración se almacenan en

```

C Author: Felix Ruiz Calvo
C
dx=L/(N-1)
if (flow .le. 0) flow=0
v=flow/(3600*ro*pi*D*D/4)
dt=dx/v*0.99
DELT=DELT*3600
if (DELT .LT. dt) then
dt=DELT
endif
dt_ac=0
dTin=(Tin-Tini(1))/DELT
cond=U*pi*D/(ro*(cp*1000)*pi*D*D/4)
do while (dt_ac .LT. DELT)
T(1)=dTin*dt+Tini(1)
if (T(1) .LT. 0) T(1)=0
DO i=2,(N-1)
T(i)=Tini(i)-dt*v/(2*dx)*((Tini(i+1)-Tini(i-1))-v*dt/dx*(Tini(i+1)-2*Tini(i)+Tini(i-1)))-dt*
cond*(Tini(i)-Tenv)
if (T(i) .LT. 0) T(i)=0
ENDDO
T(N)=Tini(N)-v*dt/dx*(Tini(N)-Tini(N-1))-dt*cond*(Tini(N)-Tenv)
if (T(N) .LT. 0) T(N)=0
DO i=1,N
Tini(i)=T(i)
ENDDO
dt_ac=dt_ac+dt
if (dt .GT. (DELT-dt_ac)) then
dt=DELT-dt_ac
endif
enddo
Tout=T(N)

```

Código 6.1: Código del *type* de la tubería

el vector *Tini*, para ser utilizados en la siguiente iteración. Análogamente, a nivel de simulación global, los resultados de cada paso de tiempo, una vez la simulación de TRNSYS ha convergido, se almacenan en el vector *Tini*, para ser utilizados en el paso de tiempo siguiente.

El código completo de este *type* se muestra en el apéndice C.3.

6.3. Modelo B2G

6.3.1. Descripción del modelo

El modelo desarrollado se centra en la transmisión de calor alrededor de un *borehole* con tubería en U. De aquí en adelante se referirá este modelo con el nombre de modelo B2G (*Borehole-to-Ground*, del *borehole* al terreno). Este modelo se ha desarrollado en base a los trabajos previos presentados en [60–64, 76], y ha sido presentado en [73] y [74]. Partiendo del trabajo llevado a cabo por Bauer et al. [61, 62], se ha realizado una discretización vertical del *borehole* y, para cada sección de esta discretización, se propone una red térmica para describir la transmisión de calor en sentido radial. Esta red térmica, mostrada en la figura 6.3a, se ha elegido para asegurar una buena precisión del modelo con el mínimo número de parámetros posible. Además de las resistencias térmicas, se ha añadido a cada nodo de la red una capacidad térmica para

tener en cuenta la inercia de los distintos materiales y así dotar al modelo del componente dinámico necesario para predecir la respuesta a corto plazo del *borehole*. En definitiva, para cada nivel de profundidad se tienen en cuenta 5 capacidades y 6 resistencias térmicas (modelo 5C6R-n, siendo n el número de secciones de la discretización vertical del *borehole*), como se observa en la figura 6.3b. La transmisión de calor en sentido vertical se puede despreciar, dado que el gradiente de temperaturas en este sentido es reducido en comparación con el horizontal. Para cada nodo de la red térmica se pueden establecer una serie de características y suposiciones:

- En los nodos que representan el agua dentro de la tubería, se tiene en cuenta el transporte del agua en sentido vertical, además de la transmisión de calor entre ellos y con el nodo correspondiente en el relleno del *borehole*. A partir del balance energético de estos nodos se obtienen las ecuaciones 6.16 y 6.17 para el cálculo de la temperatura del agua.

$$\frac{\partial T_1(z)}{\partial t} = -v \frac{\partial T_1(z)}{\partial z} - \frac{1}{C_f} \left(\frac{T_1(z) - T_{b1}(z)}{R_{b1}} + \frac{T_1(z) - T_2(z)}{R_{pp}} \right) \quad (6.16)$$

$$\frac{\partial T_2(z)}{\partial t} = -v \frac{\partial T_2(z)}{\partial z} - \frac{1}{C_f} \left(\frac{T_2(z) - T_{b2}(z)}{R_{b2}} - \frac{T_1(z) - T_2(z)}{R_{pp}} \right) \quad (6.17)$$

- En el relleno del *borehole* se han considerado dos regiones separadas, tal y como se ve en la figura 6.3a, lo que resulta en dos nodos diferentes [64] con su correspondiente capacidad térmica. Teniendo en cuenta la transmisión de calor entre estos nodos y el terreno alrededor del *borehole* y la que ocurre entre los dos nodos del relleno, se forma una red delta diferente de la estándar, pues esta está limitada al interior del *borehole* (figura 6.1) mientras que la propuesta para el modelo se forma entre el *borehole* y el terreno. Del balance energético en los dos nodos del relleno del *borehole* se obtienen las ecuaciones 6.18 y 6.19.

$$C_{b1} \frac{\partial T_{b1}(z)}{\partial t} = \frac{T_1(z) - T_{b1}(z)}{R_{b1}} - \frac{T_{b1}(z) - T_{b2}(z)}{R_{bb}} - \frac{T_{b1}(z) - T_g(z)}{R_g} \quad (6.18)$$

$$C_{b2} \frac{\partial T_{b2}(z)}{\partial t} = \frac{T_2(z) - T_{b2}(z)}{R_{b1}} + \frac{T_{b1}(z) - T_{b2}(z)}{R_{bb}} - \frac{T_{b2}(z) - T_g(z)}{R_g} \quad (6.19)$$

- Por último, se ha modelado todo el terreno alrededor del *borehole* mediante un nodo (T_g) y la correspondiente capacidad térmica. Este nodo se conecta con los dos nodos en el relleno del *borehole*, dando lugar a la ecuación 6.20 de balance energético en este nodo.

$$C_g \frac{\partial T_g(z)}{\partial t} = \frac{T_{b1}(z) - T_g(z)}{R_g} + \frac{T_{b2}(z) - T_g(z)}{R_g} \quad (6.20)$$

El sistema de ecuaciones diferenciales formado por las ecuaciones 6.16 a 6.20 se resuelve con las mismas técnicas utilizadas en el apartado 6.2. Esta resolución se detalla en el apartado 6.3.3.

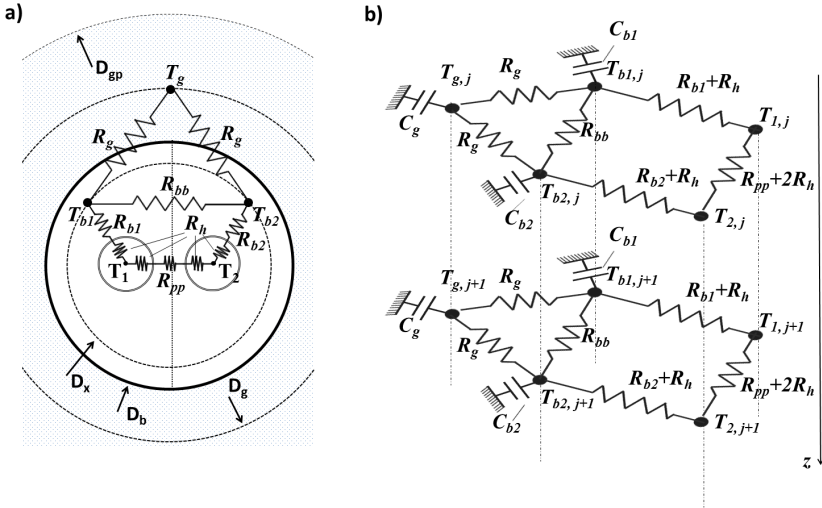


Figura 6.3: Red térmica del modelo B2G: a) Modelo 2D; b) Modelo 3D. Fuente: [73]

Con la red térmica propuesta, el número total de parámetros del modelo resulta menor que el de la mayoría de modelos descritos en la sección 6.1. Puesto que el modelo debe ser lo suficientemente preciso como para modelar la respuesta del terreno durante el funcionamiento de la instalación en un día típico, como se ha comentado en la sección 6.1.1, es necesario incluir las capacidades térmicas en todos los nodos de la red. Esto mismo, combinado con la separación del relleno del *borehole* en dos zonas diferenciadas, produce una red térmica ligeramente distinta a cualquiera de las encontradas en la revisión de literatura, situando la red delta entre el *borehole* y el terreno. Así pues, en el modelo se incluyen varias resistencias térmicas que gobiernan la transmisión de calor entre el agua y las tuberías (R_h), entre las tuberías y el relleno del *borehole* (R_b), entre el relleno del *borehole* y el terreno circundante (R_g), entre las dos tuberías (R_{pp}), y entre las dos secciones del relleno del *borehole* (R_{bb}). Entre las capacidades térmicas se encuentran las del agua en las tuberías (C_f), las del relleno del *borehole* (C_b), y la del terreno (C_g). El siguiente paso será establecer los pasos para el cálculo de todos estos parámetros.

6.3.2. Cálculo de parámetros

Los parámetros del modelo B2G se pueden determinar a partir de las características geométricas y térmicas del *borehole*. Algunos de ellos se pueden obtener directamente, mientras que para otros será necesario realizar una aproximación que simplifique la geometría del *borehole*.

Relleno del *borehole*

Capacidad térmica

Las capacidades térmicas correspondientes al relleno del *borehole*, C_{b1} y C_{b2} , se calculan teniendo en cuenta el volumen de cada zona del relleno, en una misma sección. Este volumen dependerá de la superficie transversal del *borehole* sin las tuberías, S_b , y del grosor de la sección vertical, dz . De esta forma, se puede calcular la capacidad térmica de cada nodo del relleno del *borehole* (C_{b1} y C_{b2}) con las ecuaciones 6.21 y 6.22.

$$C_{b1} = C_{b2} = dz \cdot \left(\frac{S_b}{2} c_b + S_p c_{pipe} \right) \quad (6.21)$$

$$S_b = \frac{\pi}{4} (D_b^2 - 2D_{p,e}^2) \quad (6.22)$$

En las ecuaciones 6.21 y 6.22, $D_{p,e}$ es el diámetro externo de la tubería y c_b es la capacidad volumétrica del relleno del *borehole*. Por otro lado, en el cálculo se incluye también la capacidad térmica de la tubería ($S_p c_{pipe}$), que es relativamente pequeña comparada con la del relleno del *borehole*. Así pues, despreciando este término en la ecuación 6.21 se obtiene la ecuación 6.23 para el cálculo de las capacidades térmicas correspondientes a los nodos del relleno del *borehole*.

$$C_{b1} = C_{b2} \approx dz \cdot \frac{S_b}{2} c_b \quad (6.23)$$

Resistencia Térmica

En la transmisión de calor entre el fluido circulando por las tuberías y la pared del *borehole* se trabaja habitualmente con la resistencia térmica del *borehole* (R_{BHE}). Este parámetro representa la resistencia térmica media entre el fluido circulante y la pared del *borehole*, tal y como se representa en la figura 6.4a. La resistencia del *borehole* se puede determinar analíticamente, aunque habitualmente se obtiene mediante ensayos experimentales (se puede encontrar

una revisión exhaustiva de los métodos para obtener la resistencia del *borehole* en [64]).

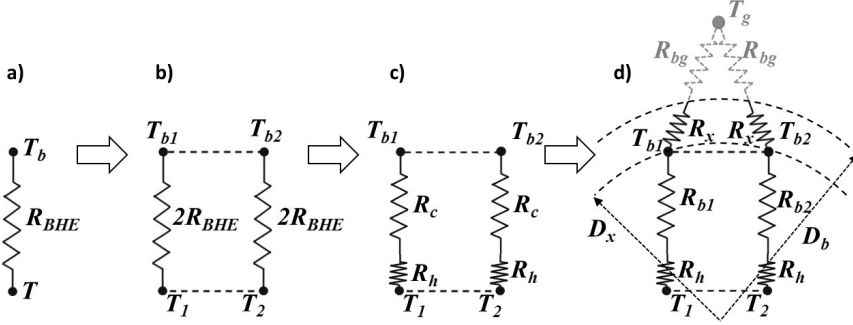


Figura 6.4: Pasos de definición de la resistencia térmica: a) resistencia del borehole, b) resistencias del borehole en paralelo, c) resistencias de convección y conducción, d) configuración de resistencias final. Fuente: [73]

En la aproximación realizada en este trabajo, la zona del relleno del *borehole* se ha dividido en dos nodos, por lo que R_{BHE} se debe dividir también en dos resistencias térmicas en paralelo conectando cada tubería con la zona correspondiente del relleno del *borehole* (figura 6.4b). Cada una de estas resistencias valdrá el doble que la resistencia del *borehole*, de forma que la resistencia equivalente siga siendo R_{BHE} . Por otro lado, cada una de estas dos resistencias en paralelo se puede separar en un término convectivo, R_h , y otro conductivo, R_c (figura 6.4c). El resultado se muestra en la ecuación 6.24.

$$2R_{BHE} = R_h + R_c \quad (6.24)$$

Por otra parte, en la ecuación 6.24, R_c representa la resistencia total de conducción entre las tuberías y la pared del *borehole*. En la figura 6.3 se observa que los nodos del *borehole* no estarán necesariamente situados en la pared externa del mismo, sino que se situarán en algún punto entre esta pared y las tuberías, determinado por el diámetro D_x . Así pues, R_c se dividirá en dos resistencias distintas (figura 6.4d), según la ecuación 6.25.

$$R_c = R_b + R_x \quad (6.25)$$

donde $R_b = R_{b1} = R_{b2}$

De las dos resistencias resultantes, R_b corresponde a la resistencia térmica entre las tuberías y los nodos del relleno del *borehole*, representada por los parámetros R_{b1} y R_{b2} de la red térmica de la figura 6.3. Por otro lado, la resistencia entre estos nodos y la pared del *borehole*, R_x se unirá a la resistencia

térmica del terreno, R_{bg} , tal y como se observa en la figura 6.4d. Ambas resistencias conformarán conjuntamente la resistencia térmica total existente entre los nodos del relleno del *borehole* y el terreno circundante, correspondiente al parámetro R_g de la figura 6.3, siguiendo la ecuación 6.26.

$$R_g = R_{bg} + R_x \quad (6.26)$$

Así pues, en este punto será necesario calcular por separado los parámetros R_h , R_b y R_x . El primero de ellos, R_h , se puede obtener directamente de la ecuación 6.27.

$$R_h = \frac{1}{\pi D_{p,i} dz h_i} = \frac{1}{\pi dz Nu k} \quad (6.27)$$

En la ecuación 6.27, $D_{p,i}$ es el diámetro interno de la tubería, y el coeficiente de convección, h_i se ha calculado a partir del número Nusselt, Nu . El número Nusselt se calculará utilizando la metodología descrita en [77].

Para la obtención de los parámetros R_b y R_x se puede partir de la resistencia térmica del *borehole*, R_{BHE} , obtenida por medios experimentales. En este caso, R_c se obtendría de la ecuación 6.24 y, a partir de esta resistencia, se podrían separar los dos términos R_b y R_x , siempre cumpliendo con la ecuación 6.25 (sin necesariamente conocer el valor del diámetro D_x).

Por otra parte, es posible estimar estos parámetros de forma teórica a partir de las propiedades térmicas y la geometría del *borehole*. En este caso, los métodos de cálculo más habituales establecen una superficie equivalente, S_{eq} , como la que se puede observar en la figura 6.5a. A partir de esta superficie equivalente se obtiene un diámetro equivalente, según la ecuación 6.28.

$$D_{eq} = 2\sqrt{\frac{S_{eq}}{\pi}} \quad (6.28)$$

Existen diferentes aproximaciones a la hora de estimar la superficie equivalente S_{eq} . De entre ellas se ha seleccionado la aproximación de Pasquier [63], que consiste en utilizar la suma de las superficie S_{gg} y S_p , señaladas en la figura 6.5a. En este caso, el diámetro equivalente quedaría dado por la ecuación 6.29.

$$D_{eq} = D_{p,e} \sqrt{\frac{4W}{\pi D_{p,e}} + 1} \quad (6.29)$$

Realizando estas aproximaciones es posible calcular las dos resistencias térmicas conductivas, (R_x y R_b), considerando una transmisión de calor semi-

cilíndrica (figura 6.5b), a partir de la conductividad térmica del relleno, k_b y siguiendo las ecuaciones 6.30 y 6.31.

$$R_b = R_{b1} = R_{b2} = \frac{\ln(D_x/D_{eq})}{\pi k_b dz} \quad (6.30)$$

$$R_x = \frac{\ln(D_b/D_x)}{\pi k_b dz} \quad (6.31)$$

Como se puede observar en las ecuaciones 6.30 y 6.31, la posición de los nodos en el relleno del *borehole*, determinada por el diámetro D_x , puede afectar bastante al funcionamiento del modelo, puesto que los valores de las resistencias dependen directamente de ella. El valor del diámetro D_x (con $D_{eq} < D_x < D_b$) depende principalmente de la geometría interna del *borehole*, especialmente de la posición de las tuberías (distancia entre ambas secciones de la tubería en U y distancia entre la tubería y la pared del *borehole*). En los casos en los que las tuberías se sitúan cerca de la pared del *borehole*, parece lógico pensar que la mejor opción será situar los nodos del relleno del *borehole* en la pared del *borehole* ($D_x = D_b$). En otros casos, establecer un valor para D_x no será una tarea directa y requerirá de un análisis de sensibilidad para observar cómo los distintos valores de D_x pueden afectar a la respuesta del modelo.

Finalmente, existen dos parámetros más en el modelo que dependen de las propiedades del relleno del *borehole*: la resistencia térmica entre las tuberías (R_{pp}) y la resistencia térmica entre las dos zonas del relleno del *borehole* (R_{bb}). Aunque en ambos casos la transmisión de calor correspondiente es bidimensional, se utilizará una aproximación unidimensional para obtener la resistencia térmica correspondiente.

Así pues, considerando una transmisión de calor unidimensional entre las dos tuberías (figura 6.5c), se puede estimar un valor límite máximo para la resistencia R_{pp} . Este valor vendrá dado por la ecuación 6.32. En esta ecuación, el término W corresponde a la distancia entre las tuberías.

$$R_{pp} = \frac{W - D_{p,e}}{D_{p,e} dz k_b} \quad (6.32)$$

Por otra parte, la estimación de la resistencia R_{bb} también se obtiene asumiendo una transferencia de calor unidimensional a través de la superficie de contacto, tal como se muestra en la figura 6.5d. Así pues, R_{bb} se podrá calcular siguiendo la ecuación 6.33.

$$R_{bb} = \frac{W}{k_b(D_b - D_{p,e}) dz} \quad (6.33)$$

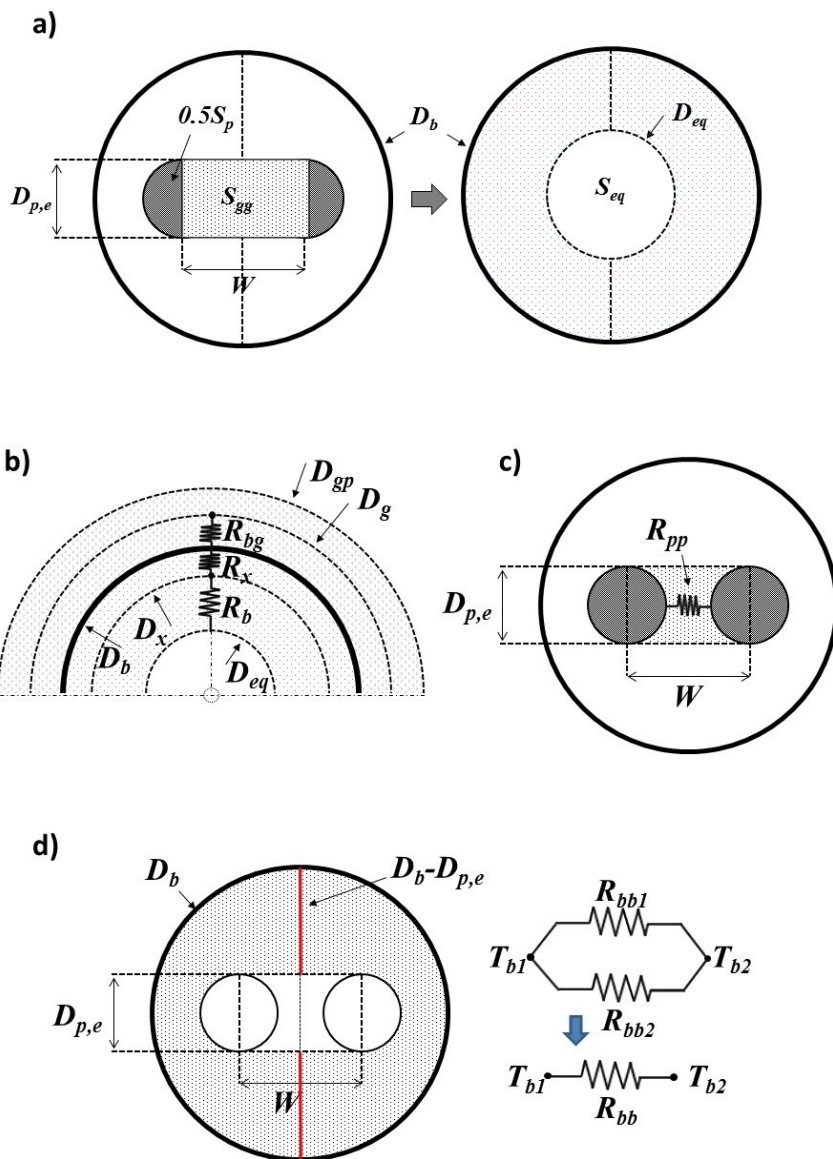


Figura 6.5: Características geométricas del modelo para calcular a) el diámetro equivalente, b) la posición de los nodos del relleno, c) la resistencia entre tuberías, d) la resistencia entre los nodos del relleno. Fuente: [73]

Nodo del terreno

En el nodo del terreno, tanto la capacidad térmica (C_g) como la resistencia (R_{bg}) vendrán determinadas por el nivel de penetración del *borehole* que depende del tiempo de inyección de la carga y de la difusividad térmica del terreno [53]. Este nivel de penetración se caracteriza por un diámetro de penetración, D_{gp} , en función del cual es posible calcular la capacidad C_g mediante la ecuación 6.34.

$$C_g = \frac{\pi}{4} (D_{gp}^2 - D_b^2) c_g dz \quad (6.34)$$

Por otro lado, para calcular la resistencia térmica entre el *borehole* y el terreno R_{bg} se utilizará un diámetro representativo de la porción de terreno afectada (D_g), calculado como el diámetro medio entre el diámetro del *borehole* D_b y el diámetro de penetración D_{gp} . Esto permite calcular esta resistencia como en una transmisión de calor cilíndrica, según la ecuación 6.35.

$$R_{bg} = \frac{1}{\pi k_g dz} \ln \left(\frac{D_g}{D_b} \right) \quad (6.35)$$

Tal y como se ha comentado anteriormente, la resistencia térmica total entre los nodos en el relleno y el terreno se puede obtener a partir de los parámetros R_{bg} y R_x , siguiendo la ecuación 6.26

El diámetro de penetración D_{gp} será un parámetro de ajuste del modelo B2G. El valor de este parámetro se ajustará en función del tiempo de simulación y la duración de la inyección de carga al terreno. Así pues, mayores tiempos de simulación requerirán un mayor diámetro de penetración.

6.3.3. Resolución numérica e implementación

Para la implementación del modelo B2G en un *type* de TRNSYS se deben resolver las ecuaciones 6.16 a 6.20. Para ello se utilizan las mismas técnicas de discretización aplicadas a la resolución de la ecuación 6.2 en la sección 6.2. Así, la temperatura en cada nodo de la red térmica se podrá obtener a partir de las temperaturas en el instante anterior, según las ecuaciones 6.36 a 6.40.

$$T_1^{t+1}(j) = T_1^t(j) - \frac{\Delta t v}{2dz} \left((T_1^t(j+1) - T_1^t(j-1)) - \frac{\Delta t v}{dz} (T_1^t(j+1) - 2T_1^t(j) + T_1^t(j-1)) \right) - \frac{\Delta t}{C_f} \left(\frac{T_1^t(j) - T_{b1}^t(j)}{R_{b1}} + \frac{T_1^t(j) - T_2^t(j)}{R_{pp}} \right) \quad (6.36)$$

$$\begin{aligned}
 T_2^{t+1}(j) = & T_2^t(j) - \frac{\Delta tv}{2dz} \left((T_2^t(j+1) - T_2^t(j-1)) - \frac{\Delta tv}{dz} (T_2^t(j+1) - 2T_2^t(j) + T_2^t(j-1)) \right) \\
 & - \frac{\Delta t}{C_f} \left(\frac{T_2^t(j) - T_{b2}^t(j)}{R_{b2}} - \frac{T_1^t(j) - T_2^t(j)}{R_{pp}} \right)
 \end{aligned} \tag{6.37}$$

$$T_{b1}^{t+1}(j) = T_{b1}^t(j) + \frac{\Delta t}{C_{b1}} \left(\frac{T_1^t(j) - T_{b1}^t(j)}{R_{b1}} - \frac{T_{b1}^t(j) - T_{b2}^t(j)}{R_{bb}} - \frac{T_{b1}^t(j) - T_g^t(j)}{R_g} \right) \tag{6.38}$$

$$T_{b2}^{t+1}(j) = T_{b2}^t(j) + \frac{\Delta t}{C_{b2}} \left(\frac{T_2^t(j) - T_{b2}^t(j)}{R_{b2}} + \frac{T_{b1}^t(j) - T_{b2}^t(j)}{R_{bb}} - \frac{T_{b2}^t(j) - T_g^t(j)}{R_g} \right) \tag{6.39}$$

$$T_g^{t+1}(j) = T_g^t(j) + \frac{\Delta t}{C_g} \left(\frac{T_{b1}^t(j) - T_g^t(j)}{R_g} + \frac{T_{b2}^t(j) - T_g^t(j)}{R_g} \right) \tag{6.40}$$

En la práctica, las ecuaciones resultantes son equivalentes a la ecuación utilizada en el *type* de la tubería (ecuación 6.10), incluyendo diferentes términos de pérdidas entre los distintos nodos de la red. Con el fin de reutilizar el código desarrollado para el modelo de la tubería, el *borehole* se ha modelado también como una sola tubería en la que los nodos opuestos están conectados entre sí. La figura 6.6 muestra la representación gráfica de la solución adoptada. El modelo B2G se ha implementado en un nuevo *type* de TRNSYS (*type* 406). El código 6.2 muestra la sección de código correspondiente a la implementación en FORTRAN de las ecuaciones del modelo. En el código, además de un vector para almacenar los valores de temperatura de los nodos de la tubería ($T(i)$), será necesario incluir dos vectores más, uno para los nodos en el relleno del *borehole* ($Tb(i)$) y otro para los nodos en el terreno ($Tg(i)$). De manera análoga a la implementación del modelo de la tubería, en la implementación del modelo B2G, por cada uno de estos vectores existe otro vector con los valores iniciales correspondientes para cada iteración del cálculo ($Tini(i)$, $Tbini(i)$ y $Tgini(i)$).

De nuevo la validez de los cálculos presentados depende de la condición *CFL*. Así pues, para la discretización temporal del *borehole* se establecerá un valor para Δt que cumpla que $CFL=0.99$, según la ecuación 6.15. La implementación de esta condición en el código del *type* es idéntica a la realizada para el *type* de la tubería.

El código completo de este *type* se muestra en el apéndice C.4.

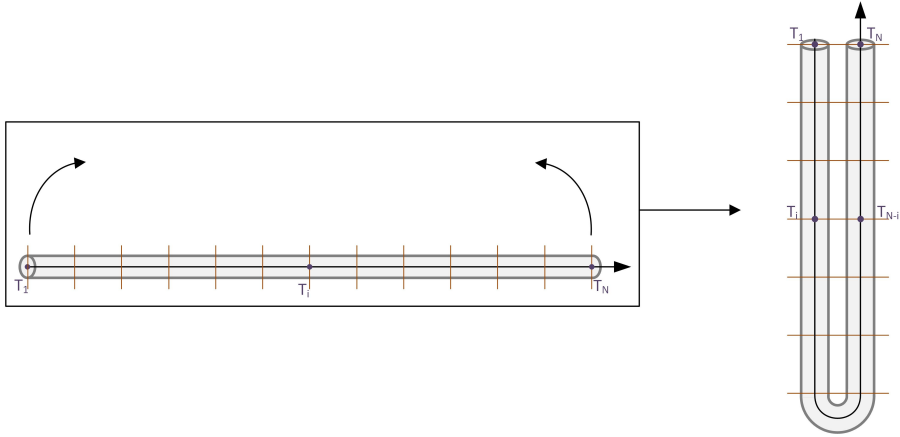


Figura 6.6: Adaptación de la tubería al modelo B2G

```

C Author: Felix Ruiz Calvo
C
do while(dt_ac .LT. DELT)
  T(1)=dTin*dt+Tini(1)
C   T(1) = Tin
  if (T(1) .LT. 0) T(1)=0
  Tb(1)=Tbini(1)+dt/Cb1*(UAb1*(Tini(1)-Tbini(1))-UAbb*(Tbini(1)-Tbini(N))-UAg*(Tbini(1)-Tgini(1)))
  Tg(1)=Tgini(1)+dt/Cg*(UAg*(Tbini(1)-Tgini(1))+UAg*(Tbini(N)-Tgini(1)))
  DO i=2,(N-1)
    if (i .lt. (N+1)/2) then
      cond=UAb1/(ro*(cp*1000)*pi*D*D/4*dx)
      Cb=Cb1
      UAb=UAb1
    else
      if (i .eq. (N+1)/2) then
        cond=(UAb1+UAb2)/2/(ro*(cp*1000)*pi*D*D/4*dx)
        Cb=(Cb1+Cb2)/2
        UAb=(UAb1+UAb2)/2
      else
        cond=UAb2/(ro*(cp*1000)*pi*D*D/4*dx)
        Cb=Cb2
        UAb=UAb2
      endif
    endif
    T(i)=Tini(i)-dt*v/(2*dx)*((Tini(i+1)-Tini(i-1))-v*dt/dx*(Tini(i+1)-2*Tini(i)+Tini(i-1)))-cond*
      dt*(Tini(i)-Tbini(i))-UAp*dt/(ro*(cp*1000)*pi*D*D/4*dx)*(Tini(i)-Tini(N-i+1))
    Tb(i)=Tbini(i)+dt/Cb*(UAb*(Tini(i)-Tbini(i))-UAbb*(Tbini(i)-Tbini(N-i+1))-UAg*(Tbini(i)-Tgini(
      i)))
    Tg(i)=Tgini(i)+dt/Cg*(UAg*(Tbini(i)-Tgini(i))+UAg*(Tbini(N-i)-Tgini(i)))
    if (T(i) .LT. 0) T(i)=0
  ENDDO
  T(N)=Tini(N)-v*dt/dx*((Tini(N)-Tini(N-1))-cond*dt*(Tini(N)-Tbini(N))-UAp*dt/(ro*(cp*1000)*pi*D*D
    /4*dx)*(Tini(N)-Tini(1)))
  if (T(N) .LT. 0) T(N)=0
  Tb(N)=Tbini(N)+dt/Cb2*(UAb2*(Tini(N)-Tbini(N))-UAbb*(Tbini(N)-Tbini(1))-UAg*(Tbini(N)-Tgini(N)))
  Tg(N)=Tg(1)
  DO i=1,N
    Tini(i)=T(i)
    Tbini(i)=Tb(i)
    Tgini(i)=Tg(i)
  ENDDO
  dt_ac=dt_ac+dt
  if (dt .GT. (DELT-dt_ac)) then
    dt=DELT-dt_ac
  endif
enddo
Tout=T(N)

```

Código 6.2: Código del type del modelo B2G

6.4. Validación del modelo B2G

Antes de proceder a validar el modelo con datos de la instalación de climatización de la UPVLC, se ha llevado a cabo una validación previa utilizando datos de un intercambiador enterrado situado en Estocolmo, Suecia. Este intercambiador forma parte de una instalación de investigación de la universidad KTH (*Kungliga Tekniska Högskolan*) de Estocolmo. Para la validación se utilizarán las medidas de uno de los *boreholes* de esta instalación citeB2G.

En los *boreholes* de este intercambiador se recogen datos de temperatura del agua no sólo a la salida del intercambiador enterrado sino también a lo largo de toda la tubería del *borehole*. Aunque el propósito del modelo no incluye el perfecto modelado del perfil de temperatura a lo largo de la tubería, disponer de estos datos puede ayudar a detectar posibles fallos del modelo, así como facilitar el ajuste de los parámetros correspondientes. Por otra parte, las características térmicas del terreno en el intercambiador de Estocolmo se han medido directamente *in situ*, por lo que no presentan más incertidumbre que la propia de las medidas realizadas, al contrario que en la instalación de la UPVLC, donde las medidas se hicieron sobre muestras en laboratorio, sin tener en cuenta el contenido de agua en el terreno. Así pues, los datos de la instalación Sueca permitirán comprobar si los parámetros del modelo, calculados según se ha descrito en el apartado 6.3.2, resultan en una correcta predicción del comportamiento del intercambiador.

Tras validar el modelo con los datos del intercambiador situado en Suecia, se procederá a comprobar la validez del modelo para reproducir la evolución de la temperatura del agua en una instalación de funcionamiento ON/OFF. Para ello se utilizarán datos de la instalación de climatización de la UPVLC, tomados en diferentes condiciones de funcionamiento.

6.4.1. Intercambiador de KTH

Descripción de la instalación

Para validar el modelo B2G se han considerado datos procedentes de un test de respuesta térmica ante un escalón de carga (*step-test*) llevado a cabo en uno de los *boreholes* de la instalación situada en Estocolmo. El *borehole* estudiado tiene 260 metros de profundidad, y el nivel freático en la zona es de 5.5 metros. El diámetro del *borehole* es de 140 mm, y el relleno utilizado es agua subterránea. Por otro lado, la tubería del *borehole* es una tubería en U de polietileno, con un diámetro de 40 mm y un espesor de 2.4 mm. La longitud total de la tubería es de 257 metros, y el fluido circulante por su interior es una solución acuosa de un 12.6 % de concentración en masa de etanol. Para el test desarrollado se utilizó una técnica de sensado distribuido de temperaturas, que

permite obtener las temperaturas del agua en el relleno del *borehole* y del fluido en el interior de la tubería a diferentes profundidades, con una separación de un metro.

Para la validación se utilizan datos de dos tests distintos, con caudales de circulación constantes (0.50 y 0.44 l/s), y de diferente duración. El primero de ellos se extiende por un periodo de 160 horas, con 24 horas de precirculación del fluido sin inyección de calor, seguidos de 48 horas de inyección de calor constante. Este tipo de test permite el cálculo de la resistencia térmica media del *borehole* y la conductividad del terreno, como se ve en [78], que serán necesarias para obtener los parámetros característicos del modelo B2G. El segundo test utilizado consiste en 70 horas de precirculación, con 100 horas, aproximadamente, de inyección de calor constante a continuación. En [78–80] se pueden encontrar más detalles referentes a estos dos tests.

Puesto que el modelo B2G se centra en la respuesta a corto plazo del *borehole*, sólo se utilizarán para la validación las primeras horas de inyección de carga de cada test.

Simulación en TRNSYS

En el *type* programado para implementar el modelo B2G, los únicos *outputs* son la temperatura y el caudal de agua a la salida de la tubería del *borehole*. Para poder comparar los perfiles internos de temperatura del agua a lo largo de toda la tubería se ha incluido en el código del *type* la generación de una serie de archivos con los datos de los valores de temperatura en todos los nodos de la red térmica para todas las profundidades del *borehole*. Estos archivos se han trabajado con el programa MATLAB, para poder comparar estos resultados con las medidas experimentales correspondientes.

Por un lado, se validará el modelo con datos pertenecientes a los dos ensayos comentados. En el funcionamiento típico de una instalación de bomba de calor con intercambiador enterrado, la instalación no permanece encendida durante todo el día, sino que el periodo de funcionamiento suele ser de entre 10 y 15 horas. En el caso concreto de la instalación de la UPVLC, el tiempo de funcionamiento diario es de 15 horas, aunque, debido al sistema de control ON/OFF, el tiempo de inyección de carga al terreno será menor, dependiendo de las condiciones de carga de la instalación. Así pues, para la validación del modelo B2G con los datos de la instalación de KTH se utilizarán las primeras 10 horas de inyección de carga al terreno de cada uno de los ensayos comentados en el apartado anterior. Esto permitirá estudiar la respuesta instantánea del modelo, correspondiente a los primeros minutos de inyección de carga, así como la respuesta a corto plazo, hasta las 10 horas.

Una vez validada la precisión del modelo a corto plazo, se extenderá el

tiempo de simulación para obtener una validación a medio plazo (de 10 a 48 horas). Simultáneamente se analizará la influencia del diámetro de penetración en el comportamiento del modelo. A continuación, se llevará a cabo un análisis de sensibilidad variando la posición de los nodos del relleno del *borehole*, para estudiar la influencia de este parámetro.

Para calcular los parámetros del modelo, con el método establecido en la sección 6.3.2, se tienen en cuenta las siguientes consideraciones:

- Para la conductividad térmica del agua dentro del *borehole* se ha establecido un valor efectivo que permita tener en cuenta los fenómenos de transmisión de calor por convección que ocurren al utilizar el agua como relleno del *borehole*. Esta conductividad efectiva se ha determinado teniendo en cuenta la resistencia térmica del *borehole* obtenida experimentalmente, utilizando la ecuación 6.30. Para el diámetro equivalente D_{eq} se ha utilizado la aproximación de Pasquier, correspondiente a la ecuación 6.29.
- Inicialmente, los nodos del relleno del *borehole* se han situado en la pared del *borehole*, debido a la proximidad de las tuberías con esta pared. En la sección 6.4.1 se lleva a cabo un análisis de sensibilidad con diferentes posiciones de los nodos del relleno del *borehole*.
- La profundidad de penetración se ha ajustado buscando obtener una predicción correcta de la temperatura del agua al final del periodo considerado. En este caso, para un periodo de 10 horas de simulación, el valor del diámetro de penetración es de alrededor de cuatro veces mayor que el diámetro del *borehole*. En la práctica, el ajuste de este parámetro se ha realizado variando el calor de la capacidad térmica del nodo del terreno, y calculando el diámetro de penetración y la resistencia térmica asociada a partir de este valor, siguiendo las ecuaciones 6.34 and 6.35. Para fijar definitivamente el valor de este parámetro se ha utilizado un análisis de error cuadrático medio.
- El resto de parámetros del modelo se han calculado según el enfoque teórico descrito en la sección 6.3.2

Los valores de los parámetros calculados siguiendo estas consideraciones se muestran en la tabla 6.2, teniendo en cuenta que las capacidades y las resistencias térmicas corresponden a los nodos de la discretización vertical del *borehole*, por lo que dependerán del número de nodos utilizado.

Para la simulación del modelo en TRNSYS se ha utilizado el esquema de la figura 6.7. En este caso, los datos de entrada de la simulación serán la temperatura del fluido a la entrada del *borehole* y el caudal correspondiente. Estos datos se leen del archivo correspondiente, mediante el *type* 9 de TRNSYS, y se

Propiedades termofísicas			
Conductividad térmica del terreno	k_g	3.1	$W m^{-1} K^{-1}$
Conductividad térmica del relleno	k_b	1.675	$W m^{-1} K^{-1}$
Capacidad volumétrica del terreno	c_g	2160	$kJ m^{-3} K^{-1}$
Capacidad volumétrica del relleno	c_b	4186	$kJ m^{-3} K^{-1}$
Difusividad térmica del terreno	α_g	0.005167	$m^2 h^{-1}$
Resistencia media del borehole	R_{bl}	0.062	mKW^{-1}
Características geométricas			
Diámetro del borehole	D_b	140	mm
Diámetro externo de la tubería	$D_{p,e}$	40	mm
Diámetro interno de la tubería	$D_{p,i}$	35.2	mm
Shank spacing	W	75	mm
Profundidad	L	260	m
Parámetros del modelo			
Número de nodos	n	254	-
Capacidad térmica de los nodos en el relleno	$C_{b1} - C_{b2}$	53.73	JK^{-1}
Capacidad térmica del nodo en el terreno	C_q	1100	JK^{-1}
Resistencia térmica de la tubería al nodo en el relleno	$R_{b1} - R_{b2}$	0.06131	KW^{-1}
Resistencia térmica entre tuberías	R_{pp}	0.2910	KW^{-1}
Resistencia térmica entre los nodos del relleno	R_{bb}	0.2389	KW^{-1}
Resistencia térmica del relleno al terreno	R_g	0.05075	KW^{-1}
Diámetro equivalente de las tuberías	D_{eq}	74.65	mm
Posición de los nodos en el relleno	D_x	140	mm
Diámetro de penetración	D_{gp}	593.6	mm
Posición del nodo del terreno	D_q	366.8	mm

Tabla 6.2: Parámetros del modelo B2G (ajuste para un periodo de inyección de 10 horas).

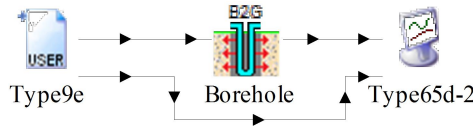


Figura 6.7: Esquema para la simulación del modelo B2G

introducen como *inputs* en el modelo B2G. Como resultados de la simulación, se obtienen los archivos generados en el código del *type* del modelo B2G, con las temperaturas del fluido, del relleno y del terreno en todos los nodos del modelo.

Resultados a corto plazo

La figura 6.8 muestra los resultados de la simulación de las primeras 10 horas de inyección de carga en el terreno para los dos tests estudiados. Los parámetros considerados en el ajuste del modelo son los que se han mostrado en la tabla 6.2. La temperatura de salida del fluido simulada se compara con las medidas experimentales y se comprueba que el modelo B2G produce un perfil de temperatura que representa los datos experimentales con una buena precisión. Concretamente, en la figura 6.9 se presenta la diferencia entre las temperaturas simuladas y experimentales tanto para el primer test (6.9a) como para el segundo (6.9b). Como se puede comprobar, el error absoluto se mantiene por debajo de los $0.15^{\circ}C$, por lo que la validación se considera

favorable.

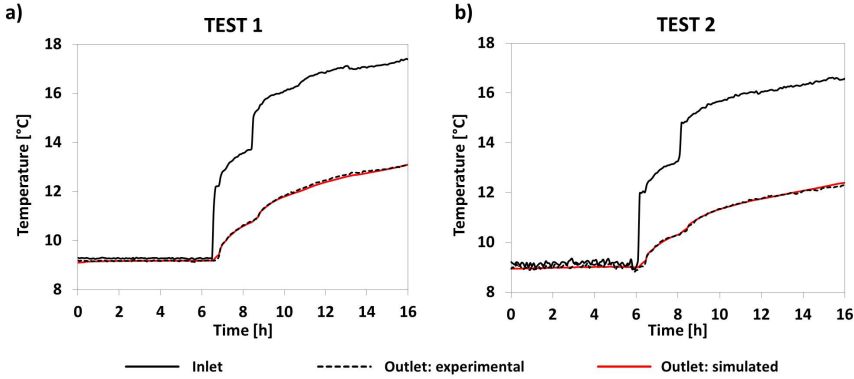


Figura 6.8: Comparación de resultados para dos step-tests distintos: a) Test 1, b) Test 2. Fuente: [73]

La comparación se ha extendido también a los perfiles internos de temperatura en el *borehole*, aun cuando la reproducción precisa de estos perfiles queda fuera del propósito del modelo B2G. La figura 6.10a muestra la evolución de la temperatura en el interior de la tubería del *borehole* a diferentes profundidades durante las primeras 10 horas de inyección del primer test. Por otra parte, en la figura 6.10b se presenta el perfil vertical de temperaturas a lo largo de la tubería en diferentes instantes de tiempo. En ambas figuras se puede comprobar que el modelo B2G reproduce bastante bien la distribución de temperaturas en el interior del *borehole*. Las pequeñas discrepancias observadas (principalmente en la figura 6.10b, en la línea correspondiente a 400 minutos) se deben, en su mayor parte, a los fenómenos transmisión de calor en sentido vertical asociados a la propagación del escalón de carga, que no se han tenido en cuenta en el modelo.

La figura 6.11 muestra los resultados correspondientes a la distribución interna de temperaturas para el segundo test. De nuevo se comprueba que el modelo B2G permite obtener una buena predicción de las temperaturas del fluido en el interior de la tubería del *borehole*. La pequeña desviación observada en los primeros instantes de tiempo en la figura Figure 6.11b puede achacarse a diferencias entre las condiciones iniciales de simulación y los valores reales de temperatura del terreno a distintas profundidades.

En líneas generales, la predicción del perfil de temperatura obtenida mediante el modelo B2G es suficientemente precisa para la aplicación requerida, por lo que la validación se considera satisfactoria.

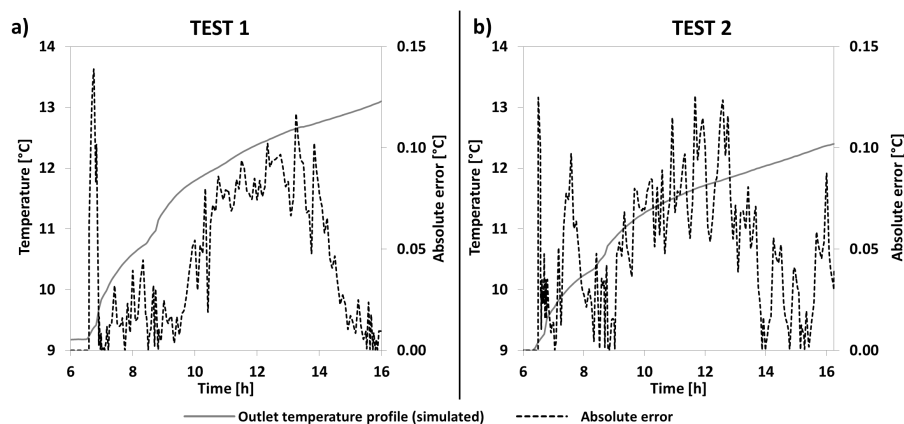


Figura 6.9: Error absoluto entre las temperaturas de salida experimentales y simuladas: a) Test 1, b) Test 2. Fuente: [73]

Tiempo de simulación extendido

Con el objetivo de comprobar los límites del modelo B2G en cuanto a tiempo de simulación se refiere, se ha realizado un análisis extendiendo el tiempo de simulación teniendo en cuenta mayores tiempos de inyección de carga al terreno. Incrementar el tiempo de inyección influye en el volumen de terreno afectado por el *borehole* y, por tanto, en el diámetro de penetración. Así pues, mayores tiempos de inyección requerirán considerar una mayor capacidad térmica en los nodos del terreno del modelo B2G.

En la figura 6.12 se muestra la comparación de los perfiles experimentales y simulados de temperatura a la salida del *borehole* considerando diferentes tiempos de inyección. A partir del ajuste inicial (correspondiente a unas 10 horas de inyección) se han considerado tres periodos de inyección distintos: 18 horas (figura 6.12b), 30 horas (figura 6.12c) y 42 horas (figura 6.12d). Los parámetros del terreno se han reajustado para tener en cuenta el incremento en el volumen de terreno afectado por el *borehole*. Los parámetros resultantes para cada simulación se muestran en la tabla 6.3. En las figuras de la 6.12a a la 6.12d se muestran simultáneamente los resultados obtenidos con el ajuste inicial de 10 horas y los obtenidos después de reajustar los parámetros del terreno a los indicados en la tabla 6.3.

Como se puede observar en la figura 6.12, es posible ajustar el modelo B2G de forma que produzca una correcta predicción de la respuesta a medio plazo (de 18 a 42 horas) incrementando la capacidad térmica del nodo del terreno. Con el ajuste para 10 horas, el modelo presenta una inercia térmica menor,

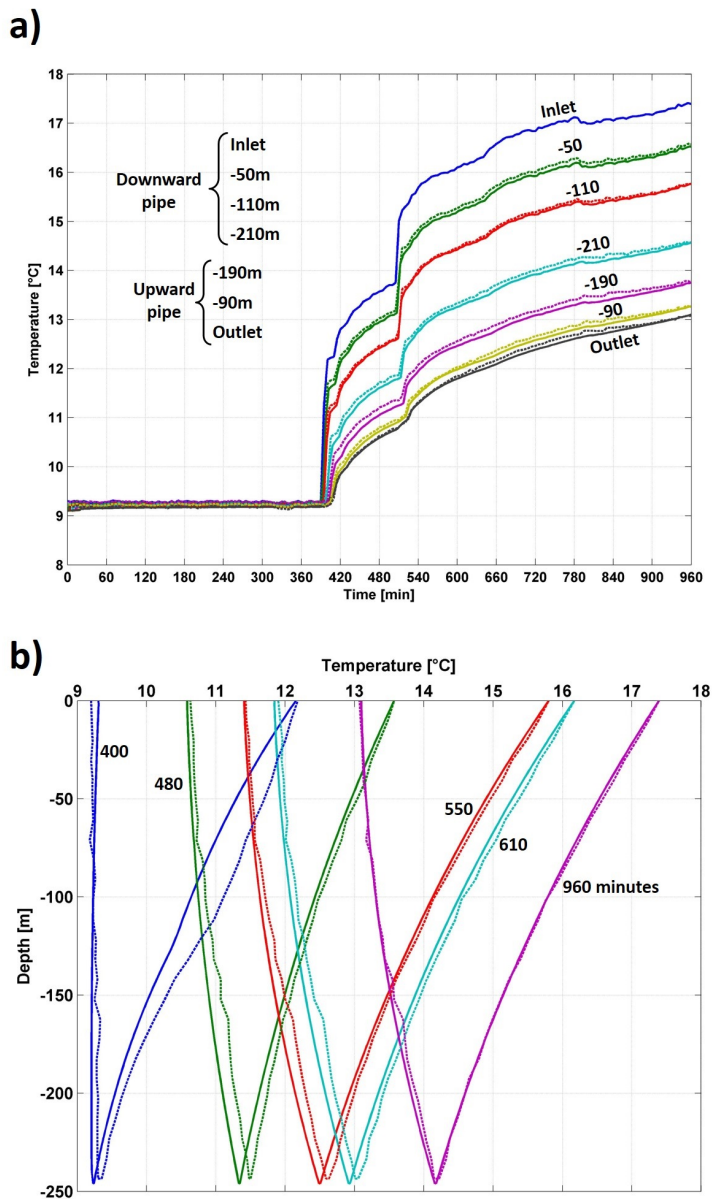


Figura 6.10: Comparación de resultados para los perfiles internos de temperatura: a) evolución de la temperatura a diferentes profundidades; b) perfil vertical de temperaturas en diferentes instantes de tiempo. Fuente: [73]

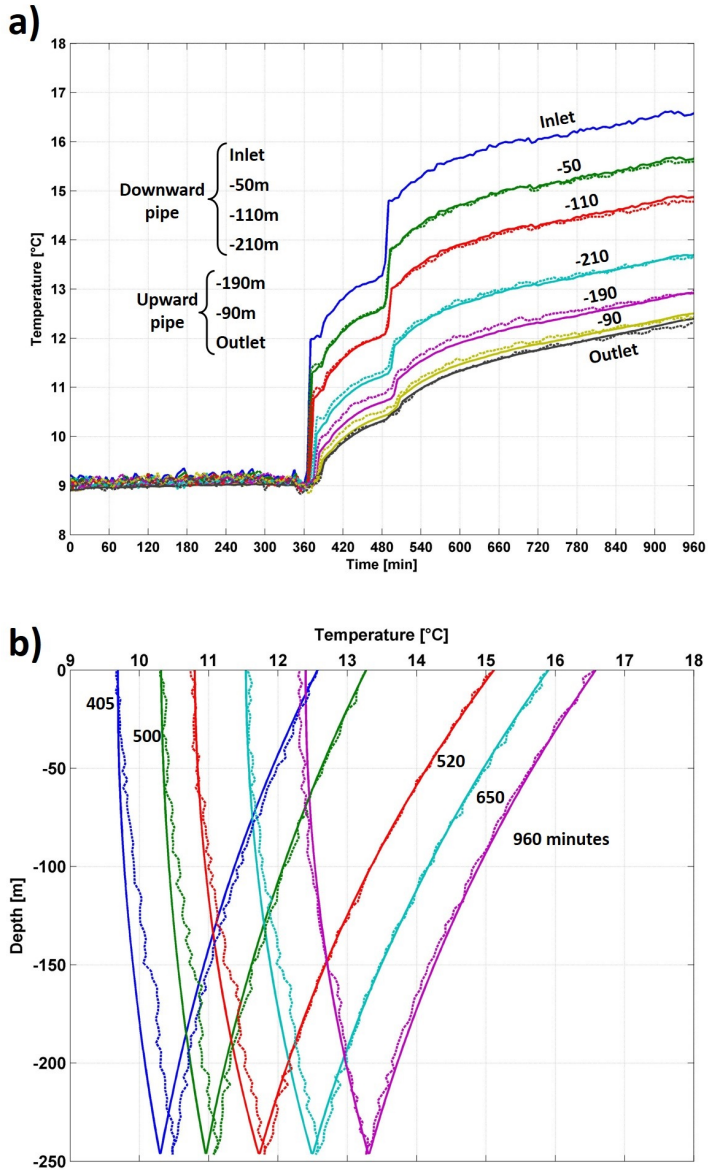


Figura 6.11: Comparación de resultados para los perfiles internos de temperatura del segundo step-test: a) evolución de la temperatura a diferentes profundidades; b) perfil vertical de temperaturas en diferentes instantes de tiempo. Fuente: [73]

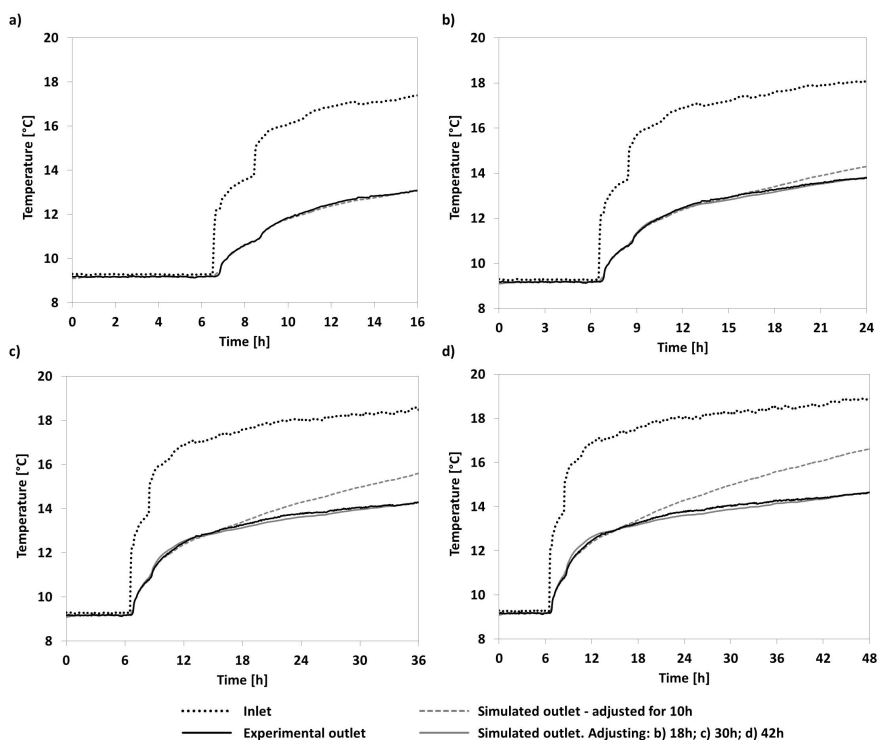


Figura 6.12: Comparación de resultados para distintos periodos de inyección de calor (en horas): a) 10, b) 18, c) 30, d) 42. Fuente: [73]

lo que produce un incremento de temperatura para mayores tiempos de inyección. A medio plazo, incrementar la inercia térmica del modelo aumentando la capacidad térmica del terreno produce un mejor ajuste entre los resultados de simulación y las medidas experimentales. Para menores tiempos de simulación (figura 6.12a,b), el modelo B2G puede reproducir el comportamiento tanto a corto plazo como a medio plazo. Sin embargo, con mayores tiempos de simulación (figura 6.12c,d), al ajustar la capacidad para obtener una buena respuesta a medio plazo se pierde precisión en la respuesta instantánea y en el ajuste de las primeras horas de inyección.

En conclusión, es posible ajustar el modelo B2G para diferentes tiempos de inyección variando la posición del nodo del terreno, lo que resulta en una modificación de la capacidad y la resistencia térmica asociadas. Por otro lado, el objetivo del modelo B2G es la predicción de la respuesta instantánea y del comportamiento a corto plazo del *borehole*. El análisis del error cuadrático medio realizado revela que los mejores resultados para este periodo son los

Parámetros del modelo para 18 horas			
Capacidad térmica del nodo en el terreno	C_g	2100	JK^{-1}
Resistencia térmica del relleno al terreno	R_g	0.06432	KW^{-1}
Diámetro de penetración	D_{gp}	809.2	mm
Posición del nodo del terreno	D_g	474.6	mm
Parámetros del modelo para 30 horas			
Capacidad térmica del nodo en el terreno	C_g	3550	JK^{-1}
Resistencia térmica del relleno al terreno	R_g	0.07604	KW^{-1}
Diámetro de penetración	D_{gp}	1046	mm
Posición del nodo del terreno	D_g	592.8	mm
Parámetros del modelo para 42 horas			
Capacidad térmica del nodo en el terreno	C_g	5000	JK^{-1}
Resistencia térmica del relleno al terreno	R_g	0.05251	KW^{-1}
Diámetro de penetración	D_{gp}	1238	mm
Posición del nodo del terreno	D_g	688.9	mm

Tabla 6.3: Parámetros del nodo del terreno correspondientes a distintos periodos de inyección de calor. Fuente: [73]

obtenidos con el ajuste para 10 horas de inyección, mientras que para el ajuste de 18 horas de inyección, el error sigue siendo aceptable, aunque no es el mínimo. Sin embargo, el error resultante del ajuste para 30 y 42 horas de inyección no es aceptable para la aplicación específica del modelo. Por tanto, se comprueba que el modelo B2G resulta satisfactorio y útil para predecir el comportamiento a corto plazo y la respuesta instantánea del *borehole* para periodos de inyección de hasta 18 horas.

Análisis de D_x

El análisis de sensibilidad para el parámetro D_x que determina la posición de los nodos dentro del relleno del *borehole* se ha llevado a cabo utilizando el ajuste de simulación para 10 horas de inyección de carga en el terreno. Tal como se ha comentado en el apartado 6.3.2, el valor de este parámetro debe estar por debajo del diámetro del *borehole*, D_b , y por encima del diámetro equivalente de la tubería, D_{eq} . Así pues, se podrá calcular el valor de D_x según la ecuación 6.41.

$$D_x = a(D_b) + (1 - a)D_{eq} \quad \text{con } 0 < a < 1 \quad (6.41)$$

En la figura 6.13 se muestran los resultados de simulación considerando diferentes valores de D_x , comparados con los datos experimentales. Los valo-

res considerados para D_x se corresponden con valores del parámetro a de 1 ($D_x = D_b$), 0.92, 0.83, 0.75 y 0.65. La figura 6.13a muestra la evolución de la temperatura del fluido a la salida del *borehole* durante las primeras 10 horas de inyección de calor al terreno, mientras que la figura 6.13b muestra una sección aumentada de las primeras horas de inyección, que permite resaltar las diferencias entre los resultados obtenidos con los distintos valores de D_x .

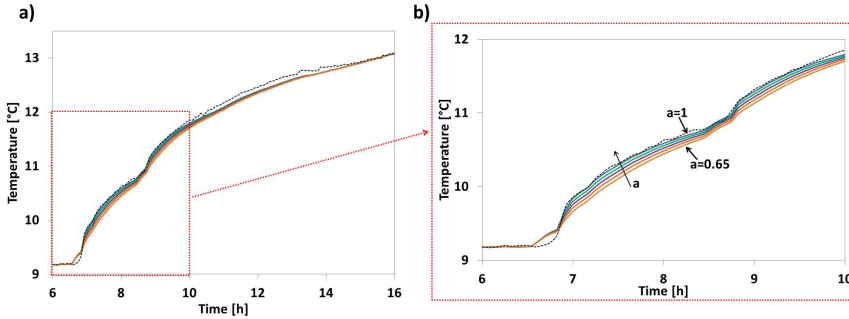


Figura 6.13: Resultados de simulación con diferentes valores de D_x . Fuente: [73]

Los resultados observados en la figura 6.13 muestran que el mejor ajuste se obtiene situando los nodos en la pared del *borehole* ($a = 1$), lo que corrobora la suposición inicial realizada en la sección 6.4.1. Los errores absolutos resultantes de las simulaciones con los distintos valores de D_x se presentan en la figura 6.14.

En la figura 6.14 se puede comprobar que la posición de los nodos del relleno del *borehole* afecta principalmente a la respuesta instantánea del modelo. En esta configuración de *borehole*, el error absoluto aumenta cuando se disminuye el valor de D_x , aunque valores del parámetro a por encima de 0.8 mantienen el error absoluto dentro del margen de 0.15°C , por lo que los resultados se podrían aceptar como válidos. La figura 6.14b muestra la desviación estándar entre los resultados de la simulación y los datos experimentales en función del parámetro a . En esta figura se puede observar que esta desviación decrece conforme los nodos del relleno se sitúan más cerca de la pared del *borehole*. Definitivamente, se comprueba que la mejor opción en este caso en concreto es situar los nodos del relleno en la pared del *borehole* ($D_x = D_b$).

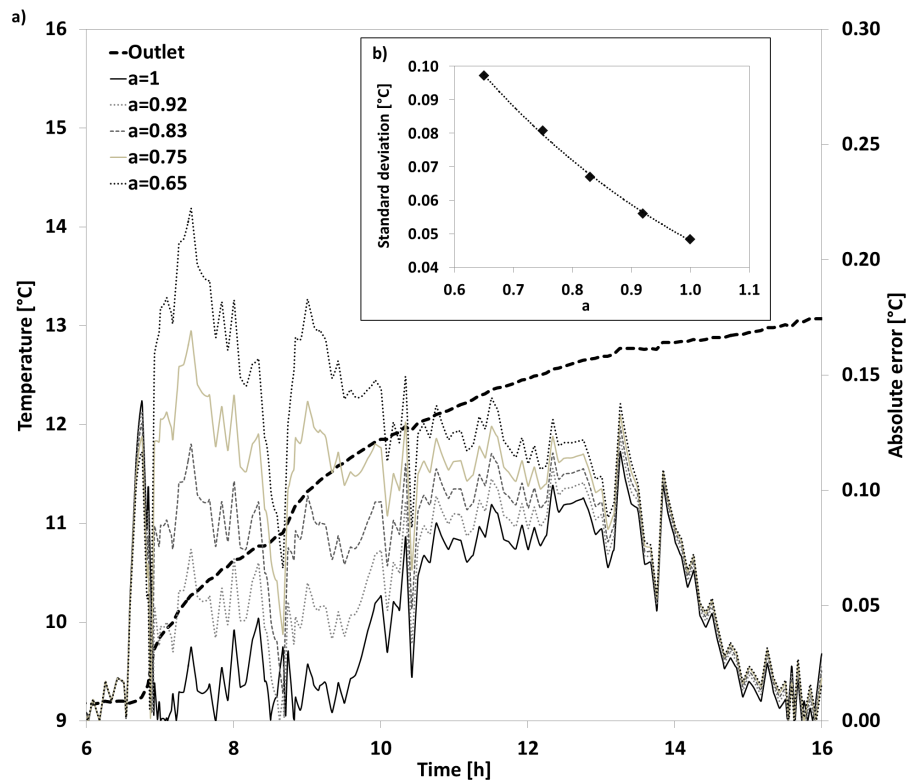


Figura 6.14: a) Error absoluto entre la temperatura de salida experimental y simulada para el test 1 con diferentes posiciones de los nodos. b) Desviación estándar respecto del parámetro a . Fuente: [73]

6.4.2. Intercambiador situado en la UPVLC

Simulación en TRNSYS

Para la validación de la respuesta a corto plazo del modelo B2G se van a utilizar datos experimentales del *borehole* número 6 del intercambiador enterrado situado en la UPVLC (ver figura 3.18) [74]. El esquema utilizado en la simulación es el mismo que el utilizado para la validación con los datos de KTH (figura 6.7). De nuevo se han introducido como *inputs* al modelo los datos experimentales de temperatura del agua a la entrada del *borehole* y caudal de agua circulando por el intercambiador. La temperatura del agua a la salida del *borehole* será el *output* que se compare con los datos experimentales correspondientes para validar el modelo.

La validación del modelo B2G con datos del intercambiador de la UPVLC se ha realizado considerando dos condiciones de operación distintas: un test de carga en modo refrigeración, realizado el 04/11/2013, y las condiciones normales de operación (con control ON/OFF) en dos días típicos de funcionamiento, uno en modo calefacción y el otro en modo refrigeración. Para el cálculo de los parámetros del modelo se han tenido en cuenta las siguientes consideraciones:

- Tanto la capacidad volumétrica específica como la conductividad térmica del terreno y del relleno del *borehole* se han incrementado teniendo en cuenta que, tal y como se ha apuntado en la sección 3.1.7, debido la cantidad de agua presente en el terreno, cabe esperar que los valores efectivos de estos parámetros sean mayores que los obtenidos en el laboratorio.
- Para el diámetro equivalente D_{eq} se ha utilizado la aproximación de Pasquier, correspondiente a la ecuación 6.29.
- En el *borehole* estudiado la tubería en U cuenta con espaciadores que aseguran una separación fija entre las dos ramas de la tubería. Sin embargo, al no estar fija dentro del *borehole*, no es posible garantizar que la tubería se encuentre centrada en toda su longitud. Por esta razón, de nuevo se ha considerado que los nodos del relleno del *borehole* están situados en la pared del mismo.
- La capacidad térmica del nodo del terreno se ha ajustado a partir de la temperatura de salida del agua al final del periodo de simulación. El diámetro de penetración (D_p) y la resistencia térmica asociada se han obtenido a partir de este parámetro.

Teniendo en cuenta estas consideraciones, los valores de los parámetros del modelo se calculan según se ha detallado en el apartado 6.3.2. Los valores

Propiedades termofísicas			
Conductividad térmica del terreno	k_g	2.09	$W m^{-1} K^{-1}$
Conductividad térmica del relleno	k_b	2.09	$W m^{-1} K^{-1}$
Capacidad volumétrica del terreno	c_g	3200	$kJ m^{-3} K^{-1}$
Capacidad volumétrica del relleno	c_b	3200	$kJ m^{-3} K^{-1}$
Difusividad térmica del terreno	α_g	0.002351	$m^2 h^{-1}$
Características geométricas			
Diámetro del borehole	D_b	150	mm
Diámetro externo de la tubería	$D_{p,e}$	32	mm
Diámetro interno de la tubería	$D_{p,i}$	25.4	mm
Shank spacing	W	70	mm
Profundidad	L	50	m
Parámetros del modelo			
Número de nodos	n	150	-
Capacidad térmica de los nodos en el relleno	$C_{b1} - C_{b2}$	17.56	JK^{-1}
Capacidad térmica del nodo en el terreno	C_g	1200	JK^{-1}
Resistencia térmica de la tubería al nodo en el relleno	$R_{b1} - R_{b2}$	0.2738	KW^{-1}
Resistencia térmica entre tuberías	R_{pp}	0.8525	KW^{-1}
Resistencia térmica entre los nodos del relleno	R_{bb}	0.4257	KW^{-1}
Resistencia térmica del relleno al terreno	R_g	0.2772	KW^{-1}
Diámetro equivalente de las tuberías	D_{eq}	45	mm
Posición de los nodos en el relleno	D_x	150	mm
Diámetro de penetración	D_{gp}	860	mm
Posición del nodo del terreno	D_q	505	mm

Tabla 6.4: Parámetros del modelo B2G para el intercambiador de la UPVLC.

resultantes para todos los parámetros se muestran en la tabla 6.4, tal y como se deben introducir en el modelo B2G.

Step-test

A la hora de ajustar y validar los parámetros del modelo B2G con datos experimentales, utilizar los datos del funcionamiento típico de la instalación, con ciclos de apagado/encendido de la bomba de calor y de la bomba de circulación externa, puede dificultar excesivamente el proceso de ajuste del modelo. En noviembre de 2013 se llevó a cabo en la instalación un ensayo de carga, para permitir obtener datos experimentales adecuados para la validación del modelo B2G, con un funcionamiento continuo tanto de la bomba de calor como de la bomba de circulación.

El ensayo se llevó a cabo con la bomba de calor configurada en modo refrigeración, de forma que se inyecta el calor del condensador en el terreno a través del intercambiador enterrado. El objetivo de este ensayo era obtener datos experimentales de un periodo suficientemente largo de funcionamiento continuado de la instalación (sin ciclado de la bomba de calor) con una carga térmica tan constante como fuera posible. Para evitar que la bomba de calor se apagase por acción del sistema de control, fue necesario aumentar la carga térmica del edificio mediante calefactores eléctricos situados en las oficinas del mismo.

En la figura 6.15 se muestra la evolución de las temperaturas del agua del circuito interno y del circuito externo durante el ensayo, medidas a la entrada

y a la salida de la bomba de calor, junto con los caudales de agua en ambos circuitos. La evolución del caudal de agua tanto en el circuito interno como en el externo refleja las diferentes etapas del ensayo llevado a cabo en la instalación:

- A las 7:00 h la bomba de circulación interna se enciende, tal y como está programado en el control de la instalación.
- A las 10:00 h empieza el ensayo, encendiendo la bomba de circulación externa sin encender la bomba de calor, lo que permite conocer las condiciones iniciales de temperatura del terreno y del agua del circuito externo. Mientras tanto, la temperatura del agua en el circuito interno aumenta debido a la carga térmica del edificio, puesto que la bomba de calor permanece apagada mientras que los *fancoils* y la bomba de circulación interna están en funcionamiento.
- A las 13:50 h se enciende la bomba de calor.
- A las 20:55 h se apagan la bomba de circulación interna y la bomba de calor, tal y como está programado en el control de la instalación. En cambio, la bomba de circulación externa se mantiene en funcionamiento, lo que permite obtener datos de la recuperación del terreno durante la noche, hasta las 9:00 h del día siguiente, que también resultan de utilidad para la validación del modelo B2G.

Para la validación del modelo se utilizarán los datos correspondientes al periodo del ensayo, desde las 9:00 y para un total de 24 horas. La temperatura inicial del terreno vendrá determinada por las medidas experimentales correspondientes al tiempo de precirculación. El caudal de agua total del intercambiador se distribuye equitativamente entre los seis *boreholes*, por lo que el caudal del *borehole* estudiado se calculará dividiendo la medida experimental entre seis. Los resultados de la simulación del modelo con los datos del ensayo se muestran en la figura 6.16.

Como se puede observar en la figura 6.16, el modelo B2G reproduce correctamente la evolución de la temperatura del agua a la salida del *borehole*. En los resultados se puede observar una ligera desviación entre los datos experimentales y la predicción del modelo alrededor de una hora después del principio del test, que se puede interpretar como que los datos experimentales reflejan una mayor inercia que los resultados obtenidos con el modelo. Esta misma desviación se puede observar también en el periodo de recuperación del terreno. Aun así, los resultados en la evolución instantánea y a corto plazo de la temperatura del agua a la salida del *borehole* son suficientemente precisos como para concluir que el modelo B2G se puede utilizar en esta aplicación.

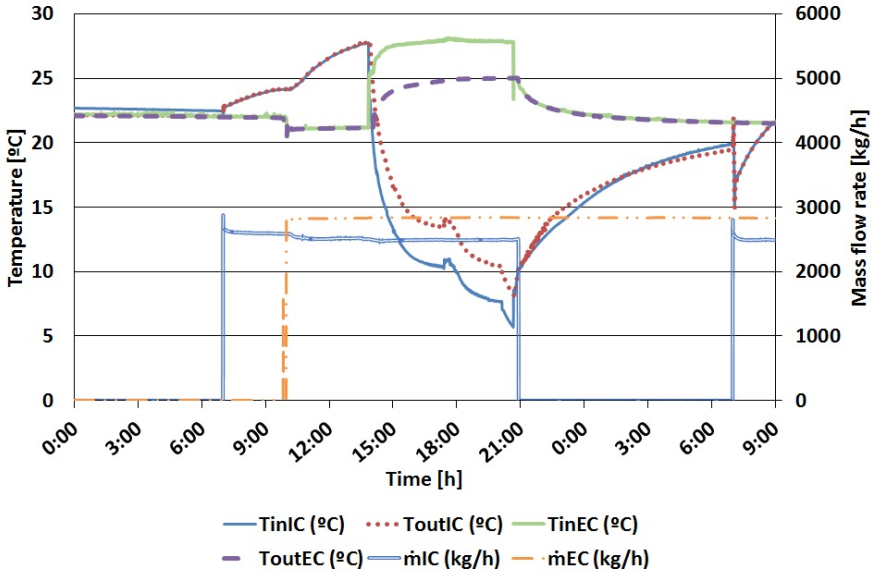


Figura 6.15: Step-test: temperaturas del agua y caudales en ambos circuitos hidráulicos. Fuente: [74]

Análisis de D_x

De nuevo será conveniente realizar un análisis de sensibilidad para comprobar la dependencia de los resultados obtenidos del parámetro D_x . Los valores de D_x se obtienen mediante la ecuación 6.41, utilizando diferentes valores del parámetro a ($a = [1, 0,9, 0,8, 0,7, 0,6, 0,5]$). Al igual que en el análisis realizado para el *borehole* de Estocolmo, las diferencias de los resultados obtenidos con los distintos valores de D_x se aprecian principalmente en la respuesta instantánea del modelo, en las primeras horas del ensayo (figura 6.17a).

En la sección amplificada que se muestra en la figura 6.17b se puede observar que los resultados del modelo se alejan de los datos experimentales conforme disminuye el valor de a . Por tanto, la situación óptima de los nodos del relleno del *borehole* será la misma pared del *borehole*, lo que corrobora la suposición inicial realizada en la sección 6.4.2.

Funcionamiento típico

La validación definitiva del modelo B2G se hará con datos experimentales correspondientes a días de funcionamiento típico de la instalación. Las tempe-

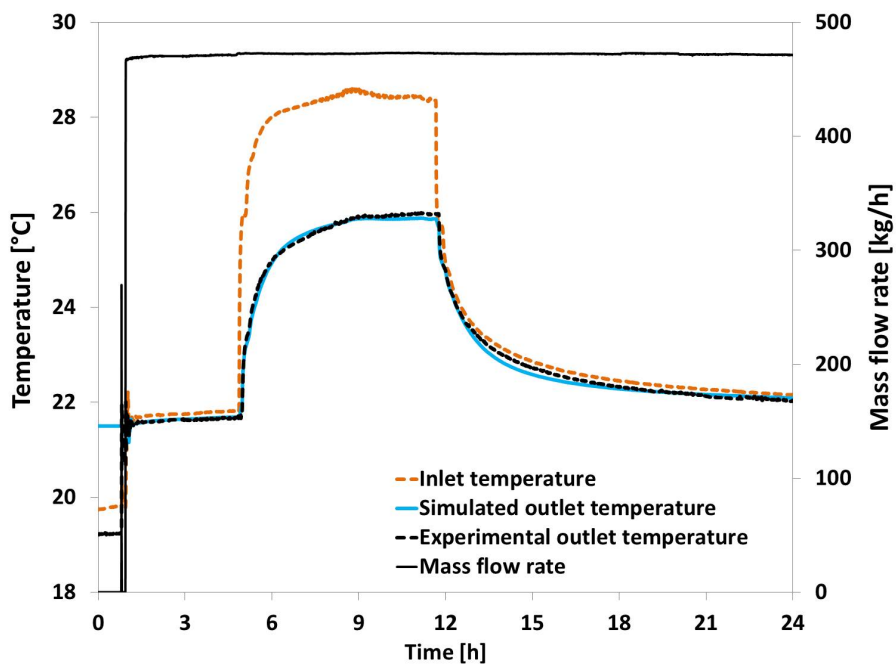


Figura 6.16: Step-test: resultados de simulación. Fuente: [74]

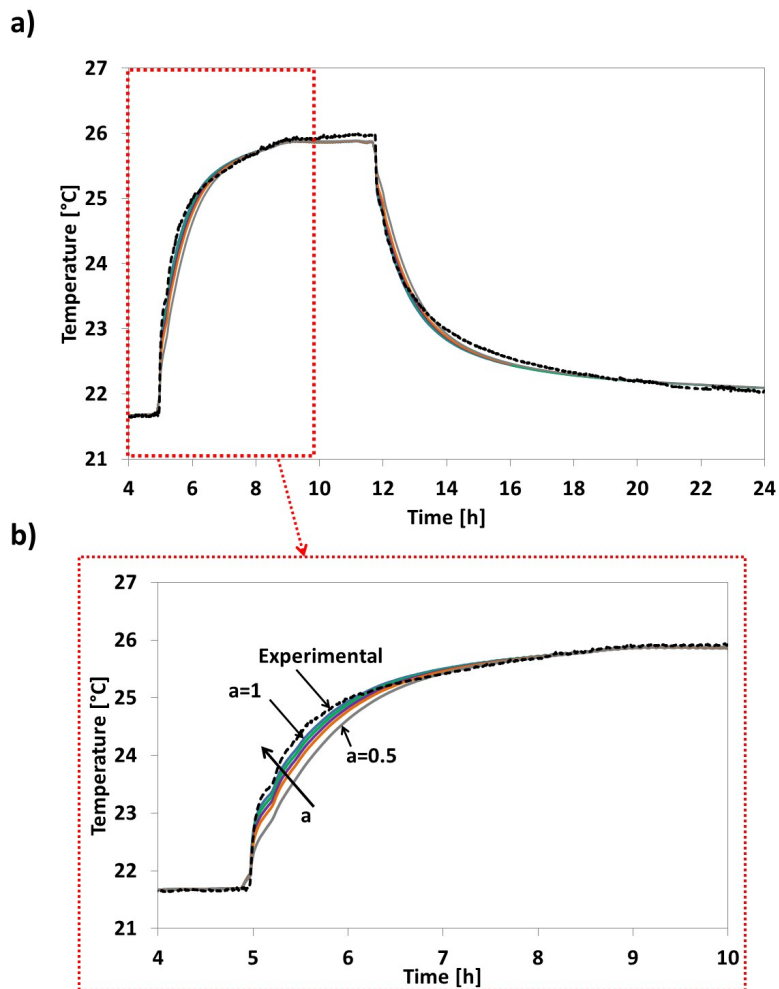


Figura 6.17: Step-test: análisis de sensibilidad respecto de la posición de los nodos del relleno. Fuente: [74]

raturas del agua a la entrada y a la salida del *borehole* 6 medidas experimentalmente serán directamente utilizadas como *input* y como comparación para los resultados del modelo, respectivamente. Las figuras 6.18 y 6.19 muestran los resultados de la simulación del modelo para dos días de funcionamiento en modo calefacción y en modo refrigeración. La temperatura inicial del modelo B2G se ha determinado a partir del primer pico en la temperatura de salida del agua experimental, que corresponde al agua que ha estado en el interior del *borehole* durante toda la noche anterior.

En la figura 6.18b se muestra una sección aumentada de la temperatura de salida del *borehole* en el funcionamiento en modo calefacción. En esta figura es posible observar con detalle la respuesta instantánea del *borehole* debida a los ciclos de la bomba de calor. Para una mejor comprensión, se han identificado en la imagen los puntos importantes (A–E).

La evolución de la temperatura durante el tiempo en que la bomba de circulación está apagada (del punto A al punto B) no depende del comportamiento del *borehole*, sino que está relacionada con la temperatura ambiente, puesto que las sondas de temperatura están situadas en la parte superior del *borehole*, cerca de la superficie del terreno. La influencia de la temperatura del aire ambiente no se ha tenido en cuenta, puesto que ocurre en el exterior del *borehole* y, por tanto, está fuera de los objetivos del modelo B2G. Así pues, aunque en la curva experimental se observa un descenso de la temperatura en este periodo, la curva simulada no presenta el mismo comportamiento. En la práctica, esta diferencia en la temperatura del agua que se encuentra parada a la salida del *borehole* no tiene ningún efecto en la evolución de la temperatura una vez la bomba de circulación se vuelve a encender. Al encenderse la bomba de circulación (punto B), se registra un incremento de temperatura (punto C), que alcanza los mismos valores tanto en los resultados de la simulación como en los datos experimentales. Así pues, se puede comprobar que la evolución de la temperatura en el último nodo del *borehole* durante el periodo de apagado de la bomba de circulación (entre los puntos A y B) no tiene ninguna influencia en la evolución de la temperatura una vez la bomba de circulación se enciende y, por tanto, no tiene relevancia en la validación del modelo B2G.

El incremento de temperatura observado al encender la bomba de circulación (del punto B al punto C) se debe al desplazamiento del agua que ha permanecido parada en el interior del *borehole* durante todo el periodo anterior. La temperatura del agua parada en la tubería tiende a la temperatura del terreno alrededor del *borehole*, que, en el caso del funcionamiento en modo calefacción, está por encima de la temperatura del agua. La duración de este pico de temperatura corresponde con el tiempo que tarda el agua en recorrer la tubería del *borehole* (unos 7 minutos). El agua que entra en el *borehole* al encender la bomba de circulación (punto C) sale del mismo, pasado el tiempo correspondiente (punto D), con una temperatura ligeramente menor que

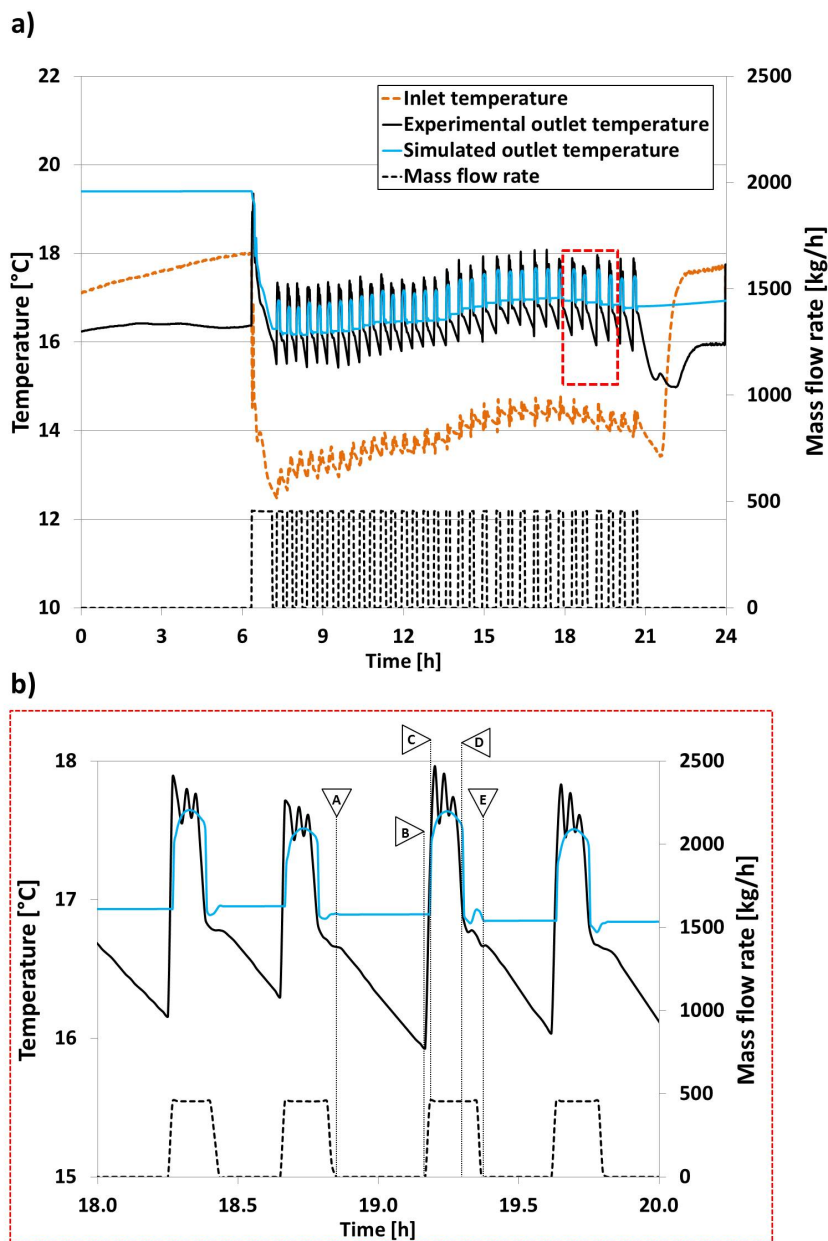


Figura 6.18: Resultados de simulación para un día típico de calefacción (15/02/2010).
Fuente: [74]

la del agua que ha estado un tiempo parada en el interior del *borehole*. Esto justifica el descenso observado en la temperatura del agua a la salida del *borehole* en el punto D. Como se puede observar en la figura 6.18b, el modelo B2G reproduce correctamente todos estos fenómenos, que son característicos del funcionamiento de la instalación. Las diferencias observadas en la forma de las curvas de temperatura simuladas y experimentales responden a la incertidumbre de medida de los sensores y los fenómenos de transmisión de calor en sentido vertical, que quedan fuera del propósito del modelo desarrollado. El principal objetivo del modelo B2G consiste en reproducir el comportamiento instantáneo y a corto plazo del *borehole* en términos de la temperatura del agua a la salida de la tubería. Los resultados observados prueban que el modelo cumple con este objetivo a la perfección.

Observando la evolución general de la temperatura del agua a la salida del *borehole* durante el día (figura 6.18a) se puede comprobar que el comportamiento observado en el ensayo de carga se refleja en esta simulación. El modelo B2G es capaz de predecir con suficiente exactitud la evolución de la temperatura a lo largo del día, con ligeras desviaciones alrededor de una hora después del inicio del funcionamiento de la instalación que de nuevo reflejan una menor inercia térmica en los resultados de simulación de la que se observa en los datos experimentales. sin embargo, hacia el final del funcionamiento de la instalación, esta desviación es totalmente despreciable.

En el caso del funcionamiento en modo refrigeración (figura 6.19), el comportamiento del modelo B2G es análogo al observado en modo calefacción.

Con las dos simulaciones realizadas se comprueba que el modelo B2G representa correctamente la evolución de la temperatura del agua a la salida del *borehole*, tanto en su respuesta instantánea a los escalones de carga debidos al encendido y apagado de la instalación como en su evolución global a lo largo del día, en todo el intervalo de funcionamiento de la instalación.

Comparativa de modelos del terreno

Comparando el comportamiento del modelo B2G con el modelo utilizado en TRNSYS, en el apartado 5.4, se puede comprobar la mejoría que supone el uso de un modelo dinámico para modelar la respuesta del intercambiador enterrado a corto plazo [81]. Para llevar a cabo esta comparación se han considerado los mismos datos experimentales utilizados para la validación del modelo B2G: los correspondientes al ensayo de carga y los correspondientes a días de funcionamiento típico de la instalación. Los parámetros utilizados para la simulación del modelo de TRNSYS son los mismos que los del modelo B2G.

Como datos de entrada en ambos modelos se utilizan la temperatura del agua a la entrada del *borehole* y el caudal correspondiente.

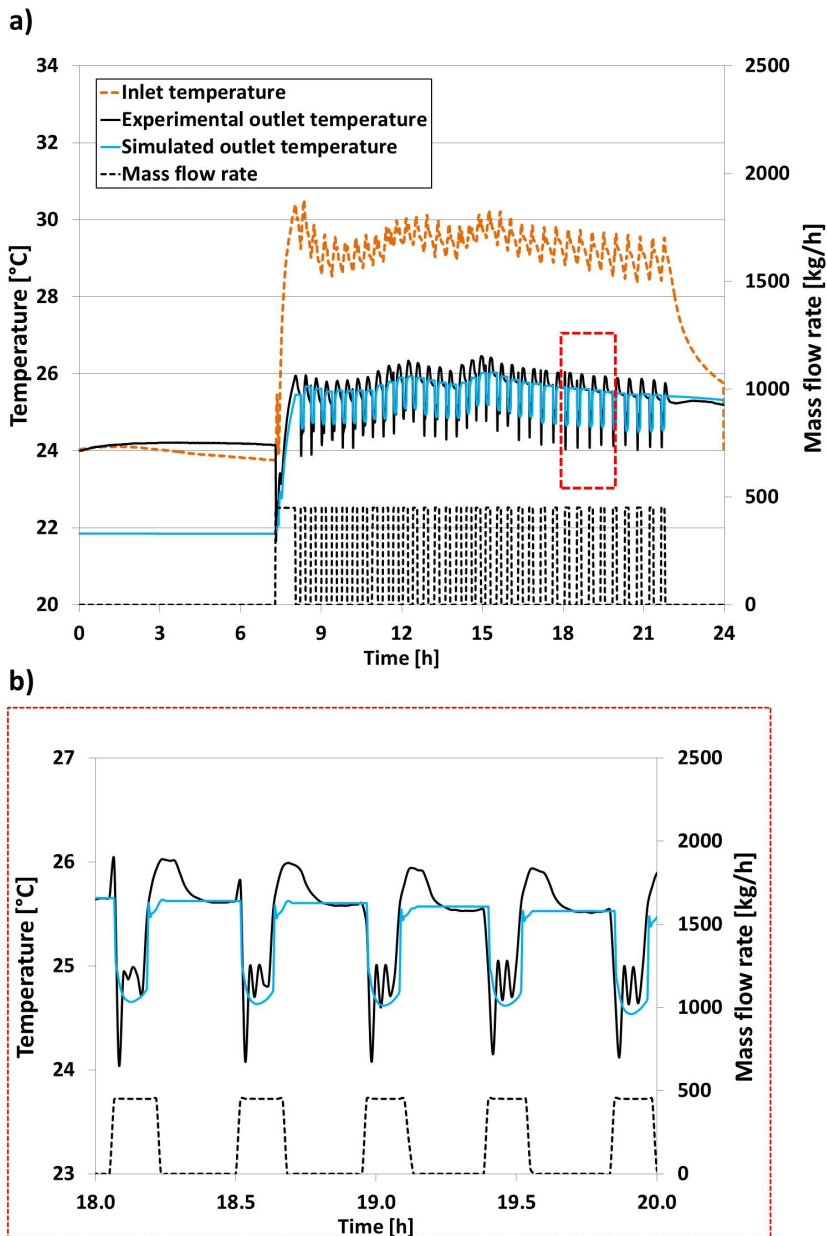


Figura 6.19: Resultados de simulación para un día típico de refrigeración (15/09/2010). Fuente: [74]

Los resultados de la simulación para el ensayo de carga se muestran en la figura 6.20. Para la comparación de modelos se utilizan los resultados de temperatura del agua a la salida del *borehole*, comparados con la medida experimental correspondiente. Los resultados del modelo B2G son los mismos que los ya presentados en la figura 6.16.

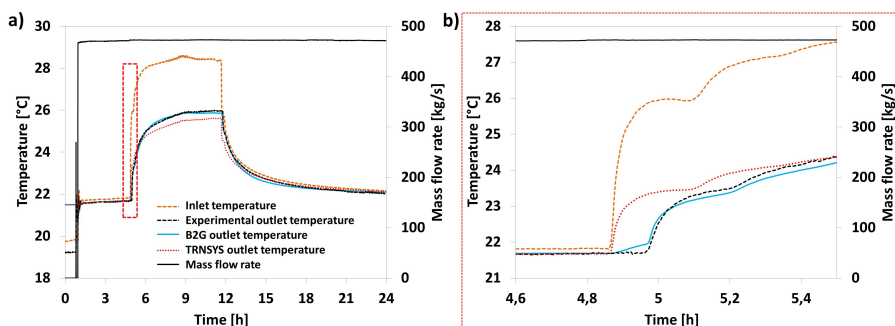


Figura 6.20: Comparación B2G vs. DST para el step-test: a) respuesta general, b) respuesta a corto plazo. Fuente: [81]

En la figura 6.20a se puede observar que la temperatura calculada con el modelo de TRNSYS resulta ser ligeramente inferior a la experimental, con una diferencia de aproximadamente 0.5°C . Esta diferencia puede ser aceptable para la simulación, aunque también es posible corregirla reajustando algunos de los parámetros del modelo.

Sin embargo, la respuesta instantánea del modelo de TRNSYS presenta otras diferencias respecto a la experimental. En la figura 6.20b se muestra una sección ampliada de la primera hora del ensayo, en la que se puede observar la respuesta instantánea de ambos modelos. Tal y como se ha comentado en la sección 5.4, el modelo implementado en el *type* de TRNSYS es un modelo estacionario, en el que la temperatura de salida del agua se calcula instantáneamente a partir de la temperatura de entrada y la de la pared del *borehole* (ecuación 5.15). Por esta razón, este modelo no tiene en cuenta el tiempo que tarda el agua en recorrer la tubería del *borehole*, así que el incremento en la temperatura de salida se produce en el mismo instante que el de la temperatura de entrada. Por su parte, el modelo B2G no presenta este tipo de problema. En el caso del ensayo de carga, para el modelo de TRNSYS esto sería fácilmente corregible, por ejemplo, añadiendo una tubería sin pérdidas a continuación del *borehole* que provoque el retardo de la temperatura de salida.

Sin embargo, en el funcionamiento típico de la instalación, con los ciclos de encendido y apagado de la bomba de calor, el enfoque estacionario considerado en el modelo de TRNSYS introduce diferencias en los resultados que no es

posible solucionar de este modo.

Los resultados de la simulación de ambos modelos para un día típico de funcionamiento en modo calefacción se muestran en la figura 6.21. La respuesta del modelo B2G es la misma que la que se ha presentado en la figura 6.18. El análisis detallado de los resultados se realizará sobre el funcionamiento en modo calefacción. El funcionamiento en modo refrigeración (figura 6.22) es análogo al observado en el modo calefacción.

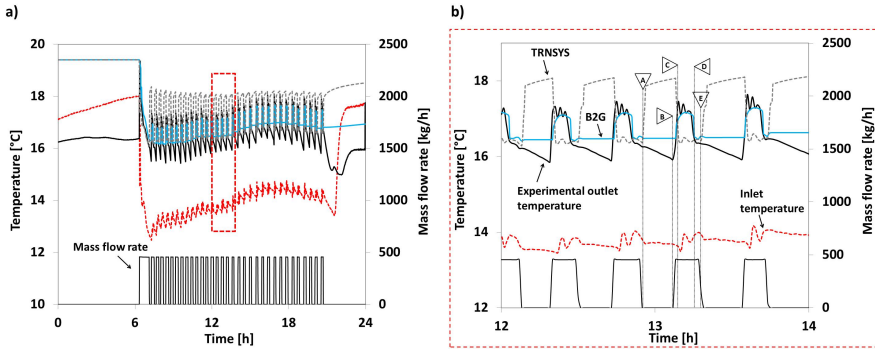


Figura 6.21: Comparación B2G vs. DST para un día típico en modo calefacción: a) día completo, b) dos horas de simulación (17/02/2010). Fuente: [81]

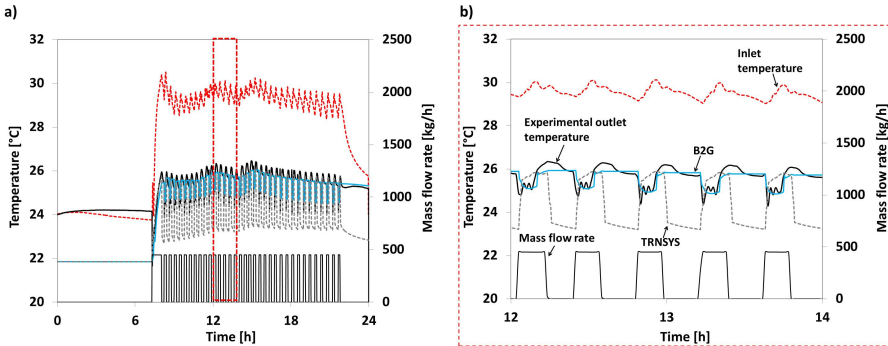


Figura 6.22: Comparación B2G vs. DST para un día típico en modo refrigeración (17/09/2010). Fuente: [81]

La evolución general de la temperatura a lo largo del día (figura 6.21a) depende de los parámetros de los modelos y de la temperatura de entrada al *borehole*, por lo que ambos modelos presentan resultados similares en este sentido. Sin embargo, observando en detalle la respuesta instantánea provocada

por continuo encendido y apagado de la bomba de calor y de la bomba de circulación se puede comprobar que los dos modelos comparados presentan respuestas distintas.

En la figura 6.21b se muestra una sección aumentada de algunos ciclos del día estudiado. Para facilitar el análisis de los resultados, se han marcado los mismos puntos críticos que en la figura 6.18. El comportamiento experimental del *borehole* en cada ciclo se ha comentado con detalle en la sección 6.4.2. También en esta misma sección se ha comprobado que el modelo B2G reproduce correctamente este comportamiento. El modelo de TRNSYS, sin embargo, presenta diferencias significativas en la predicción de la evolución de la temperatura.

Por una parte, en los periodos en los que la bomba de circulación está apagada (del punto A al punto B), el modelo de TRNSYS da como resultado una temperatura superior a la experimental. Esto se debe al tipo de cálculo implementado en el modelo, que resulta no ser válido cuando el caudal de agua circulando por la tubería del *borehole* es nulo. Aun así, al igual que con el modelo B2G, la respuesta en este periodo de tiempo no influye en los cálculos para el periodo en que la bomba está encendida, por lo que no se tiene en cuenta en esta comparativa.

Por otra parte, al encenderse la bomba de circulación, el modelo de TRNSYS calcula directamente la temperatura de salida del *borehole* en régimen estacionario a partir de la temperatura de entrada. El resultado obtenido corresponde con los valores de temperatura del agua en el momento en que alcanza el final del *borehole* (punto D). Sin embargo, en este caso, la diferencia provocada por el enfoque estacionario no se reduce a la desaparición del retardo entre entrada y salida. Como este modelo no tiene en cuenta el volumen de agua situado en el interior del *borehole*, tampoco calcula el incremento de temperatura que este volumen experimenta durante el tiempo que está parado en el interior de la tubería y, por tanto, este incremento no se ve reflejado al encender la bomba de circulación (del punto B al punto C), como en los datos experimentales.

En función de la carga térmica que tenga que suministrar la instalación, la duración de los ciclos varía considerablemente. En los días de menor carga, tal y como se ha visto en el apartado 4.2, la duración de los ciclos es incluso menor que el tiempo que tarda el agua en recorrer el circuito externo. Así pues, el incremento de temperatura observado en los datos experimentales (entre los puntos C y D) será más o menos significativo en función de la relación entre su duración y la duración total del ciclo y condicionará la evolución de la temperatura del agua a lo largo del día en todos los puntos del circuito externo. Aunque las diferencias entre los dos modelos comparados pueden no ser muy importantes en la evolución a largo plazo del funcionamiento de la instalación, las temperaturas instantáneas del agua están directamente relacionadas con la eficiencia energética y la capacidad de la bomba de calor. Además, algunos

algoritmos de control susceptibles de ser utilizados en este tipo de instalaciones actúan en función de las medidas instantáneas de la temperatura del agua en distintos puntos de la instalación.

Por tanto, el enfoque estacionario utilizado por el modelo de TRNSYS produce resultados que no serán aceptables para el modelo global de una instalación funcionando con ciclos de encendido/apagado en los que se introduce una gran componente dinámica en el sistema. Sin embargo, tal y como se ha observado en el apartado 6.4.2, el modelo B2G permite predecir el comportamiento dinámico del intercambiador con la precisión suficiente para poder utilizarlo en el modelo global.

6.5. Modelo a largo plazo: *g-function*

El modelo B2G, tal y como se ha comentado en el apartado 6.1.1, está enfocado exclusivamente al cálculo de la respuesta del intercambiador enterrado a corto plazo, para periodos de unas pocas horas. Así pues, será necesario complementarlo con otro modelo que compute la respuesta a largo plazo. Las características del modelo B2G determinan los requisitos que debe cumplir el modelo a largo plazo y sobre qué variables podrá actuar.

De entre las variables de la red térmica utilizada, las temperaturas de los nodos en el relleno del *borehole* y en el terreno son las que determinan el comportamiento del modelo y, por tanto, deberán ser ajustadas a los valores iniciales correspondientes al principio del periodo que se pretende simular con el modelo B2G. De esta forma, la conexión entre ambos modelos se realizará a través de estas temperaturas: el modelo a largo plazo debe ser capaz de determinar la temperatura del terreno y del relleno del *borehole* al principio del funcionamiento de la instalación en cada día de la simulación. La mayoría de los modelos enfocados al comportamiento a largo plazo de la temperatura del terreno trabajan con la temperatura de la pared del *borehole* como variable característica. Debido al tiempo de recuperación del terreno durante la noche, es de esperar que la temperatura tanto en el interior como alrededor del *borehole* sea muy similar, por lo que se podrá utilizar la temperatura de la pared del *borehole* como temperatura de referencia para los valores iniciales de temperatura de los nodos de la red.

Se requiere también que el modelo utilizado para el cálculo a largo plazo sea relativamente rápido, para no aumentar innecesariamente el coste computacional del modelo global. Adicionalmente, puesto que la investigación en el campo de modelos del terreno a largo plazo se encuentra suficientemente avanzada, se escogerá, preferiblemente, un modelo que ya haya sido validado y por tanto no introduzca más incertidumbre en la simulaciones. Por último, se debe tener en cuenta cuáles son los datos disponibles en la simulación del modelo

global de la instalación susceptibles de ser utilizados por el modelo a largo plazo del terreno. Estos serán, principalmente, las temperaturas del agua y el caudal del circuito externo (y, por tanto, cualquier otro parámetro que pueda obtenerse a partir de estas variables).

De entre los modelos disponibles, se ha escogido aquel desarrollado por Eskilson [53], basado en el uso de las *g-functions*, debido a que cumple con todos los requisitos expuestos, además de no ser excesivamente complejo en su implementación.

El modelo propuesto por Eskilson consiste en utilizar factores de respuesta térmica del terreno, las llamadas *g-functions*, para relacionar la evolución de la temperatura de la pared del *borehole* con la carga térmica inyectada al terreno. Una *g-function* es una función adimensional que depende de las características geométricas del intercambiador enterrado y del tiempo, todo ello expresado en forma de variables adimensionales (ecuación 6.42).

$$g = g\left(\frac{t}{t_s}, \frac{r_b}{H}, \frac{B}{H}, \frac{D}{H}\right) \quad (6.42)$$

$$t_s = \frac{H^2}{9\alpha_g} \quad (6.43)$$

De los parámetros que determinan la *g-function* según la ecuación 6.42, t_s representa el tiempo de establecimiento característico, calculado según la ecuación 6.43 en función de la difusividad térmica del terreno (α_g). Las características geométricas del intercambiador enterrado se representan con los parámetros B , D y H : B corresponde a la distancia entre *boreholes*; D representa la profundidad de la parte superior aislada en el *borehole* (que equivale al nivel freático del terreno si no existe otro aislamiento artificial); y H es la profundidad total del *borehole*. En la práctica, la *g-function* se calcula para una geometría determinada del intercambiador enterrado, por lo que la única variable a tener en cuenta al utilizarla en una simulación será el tiempo. Además, para representar la *g-function*, se utiliza la escala logarítmica en el eje de tiempos, tal y como se muestra en la figura 6.23. Por otra parte, la *g-function* representa la respuesta del intercambiador enterrado ante un escalón de carga unitario. Así pues, será posible calcular la evolución de la temperatura de la pared del *borehole* ante un escalón de carga (\dot{Q}) según la ecuación 6.44.

$$T_b(t) = T_g + \frac{\dot{Q}}{2\pi k} g\left(\ln\left(\frac{t}{t_s}\right)\right) \quad (6.44)$$

La ecuación 6.44 puede ser fácilmente implementada en una simulación y su resolución no conlleva un excesivo coste computacional. Aún así, en la práctica, la implementación del modelo *g-function* es algo más compleja, como

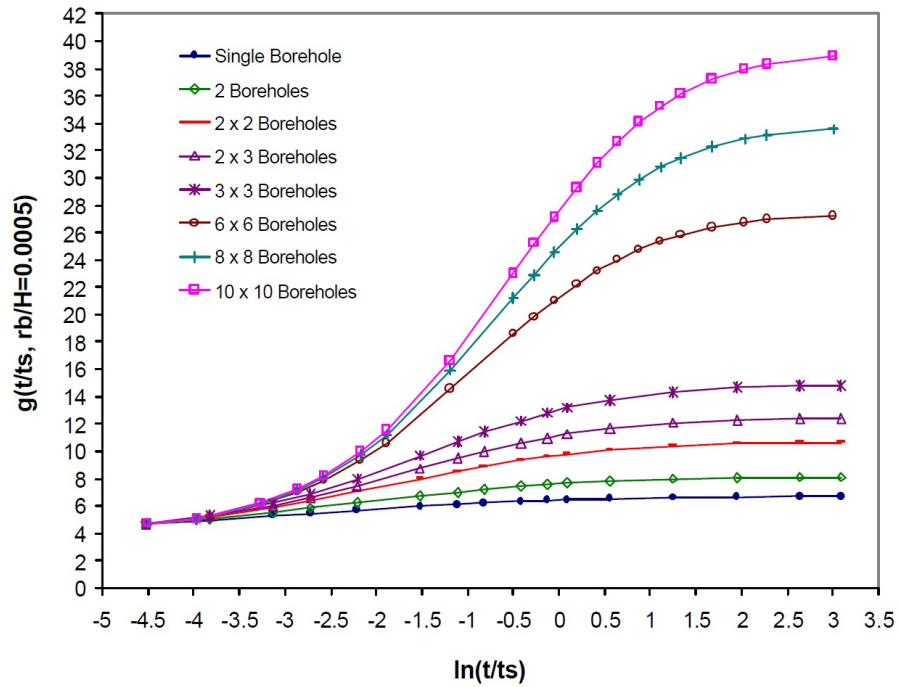


Figura 6.23: Ejemplos de g-function para distintas configuraciones de intercambiador enterrado. Fuente: [82]

se verá en el apartado 6.5.1. En un principio, el uso de la *g-function* se ve limitado a tiempos de simulación mayores que t_b (ecuación 6.45), como ya se ha adelantado en la sección 6.1, estimado por Eskilson en [53]. En trabajos posteriores, como [55], se ha extendido el modelo *g-function* para permitir su uso con tiempos de simulación menores que t_b (del orden de una hora).

$$t_b = 5 \frac{r_b^2}{\alpha_g} \quad (6.45)$$

El uso de las *g-functions* para predecir la respuesta del terreno se ha extendido considerablemente, y el modelo se ha desarrollado y mejorado de diversas formas. Diversos softwares de diseño y simulación de intercambiadores enterrados implementan este modelo, como GLHEPRO [56] o EED [57]. En la mayoría de los casos, se utilizan librerías de *g-functions* precalculadas para distintas configuraciones de intercambiador enterrado y tipos de *boreholes*. Para una misma configuración de los *boreholes* del intercambiador, se obtienen las *g-functions* correspondientes a distintas características geométricas (distancia entre *boreholes*, radio del *borehole*, profundidad) mediante interpolación logarítmica. Mediante este método se pueden obtener resultados suficientemente precisos para caracterizar la respuesta del terreno a lo largo del tiempo. Sin embargo, algunos tipos de *borehole* o algunas configuraciones especiales requieren de una *g-function* específica, que no puede obtenerse a partir de una librería genérica.

La mayoría de *g-functions* implementadas en software informático se generaron a partir del modelo de superposición de *boreholes*, presentado en [83]. Además, existen otros métodos para el cálculo de *g-functions* que actualmente se utilizan para el estudio de geometrías específicas de intercambiador enterrado. Entre ellos existen soluciones analíticas, semi-analíticas y numéricas basadas en diferencias finitas y en elementos finitos. Entre las soluciones analíticas se encuentra la teoría de la fuente de calor lineal finita (FLS, *Finite Line Source*), inicialmente utilizada por Eskilson y posteriormente modificada y mejorada en diferentes investigaciones [84, 85]. La FLS permite generar *g-functions* para cualquier configuración del intercambiador enterrado, imponiendo como condición de contorno un flujo de calor constante para todos los *boreholes* a través de la pared del *borehole*. Como ventaja, la FLS presenta una gran flexibilidad y puede ser computada rápidamente. Sin embargo, se ha comprobado que la condición de contorno utilizada en este modelo no es la ideal para esta aplicación, por lo que se han propuesto mejoras y adaptaciones que permiten establecer otras condiciones [86, 87].

Por su parte, los modelos de elementos finitos (FEM) permiten generar *g-functions* para cualquier tipo de intercambiador enterrado, con una gran precisión y permitiendo cualquier tipo de condición de contorno. Sin embargo, el coste computacional de estos modelos es mayor que el de otros más sen-

cillos, aunque puede reducirse notablemente con una correcta selección de la malla del modelo y de los pasos de tiempo de la simulación. En [58] se presenta una metodología para la generación de *g-functions* con un modelo FEM, comparando dos condiciones de contorno distintas: flujo de calor constante y temperatura constante en la pared del *borehole*. Las diferencias entre estas aproximaciones se observan principalmente en la respuesta a largo plazo del terreno. Considerando que la variación de temperatura del agua al circular por el *borehole* es relativamente reducida, es razonable suponer que la temperatura a lo largo de la pared del *borehole* debe ser suficientemente uniforme como para asumir que la segunda condición de contorno, de temperatura constante en la pared del *borehole*, será la más adecuada para esta aplicación.

La *g-function* considerada en la presente tesis fue generada por Patricia Monzó, del departamento de Tecnología Energética de KTH (Estocolmo), como parte de su trabajo de investigación, utilizando para ello el modelo FEM presentado en [58]. Esta *g-function* se ha calculado en base a la geometría del intercambiador enterrado y las características del terreno de la instalación de la UPVLC, descritas en el apartado 3.1.7.

6.5.1. Implementación del modelo *g-function*

La carga real que un sistema de climatización introduce en el terreno no consiste sencillamente en un escalón de carga, por lo que la implementación del modelo *g-function* va más allá de la fórmula presentada en la ecuación 6.44. La evolución de la carga instantánea se representa mediante bloques de carga constante de duración superior a la resolución temporal de la *g-function*. De esta forma, la carga real queda representada de forma similar a la mostrada en la figura 6.24.

Cada bloque de carga (\dot{q}_i) puede modelarse como el valor de la carga del bloque anterior (\dot{q}_{i-1}) más un escalón de carga ($\dot{q}_i - \dot{q}_{i-1}$). Así pues, la carga térmica inyectada al terreno puede representarse como una superposición de escalones de carga, según la ecuación 6.46. La representación gráfica de esta descomposición se puede observar en la figura 6.25.

$$\dot{q}_n = \sum_{i=1}^n (\dot{q}_i - \dot{q}_{i-1}) \quad (6.46)$$

Partiendo de esta representación de la carga, es posible calcular la respuesta del terreno por superposición de la respuesta ante los distintos escalones de carga acumulados. Para ello se tendrá en cuenta el instante de tiempo en que se inicia cada escalón (t_i) para calcular el valor de la *g-function* correspondiente a cada escalón. Así pues, la ecuación 6.44 queda según se muestra en la ecuación 6.47.

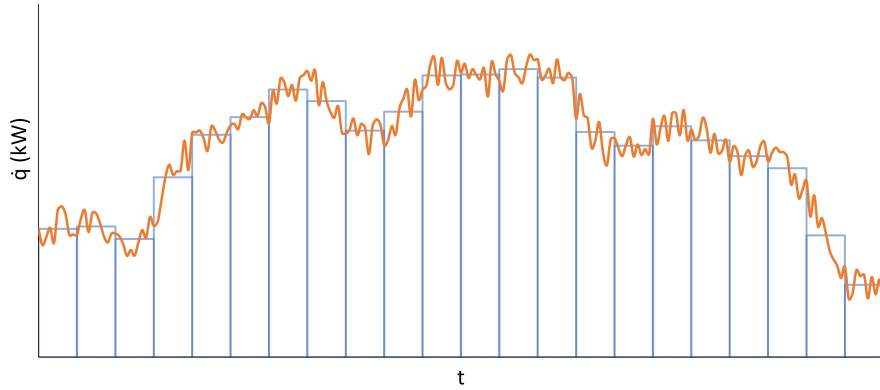


Figura 6.24: Bloques de carga representando la evolución de la carga real

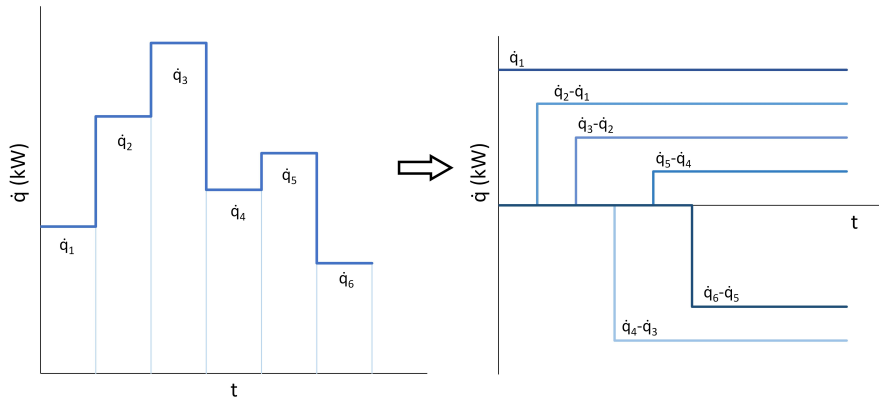


Figura 6.25: Descomposición de la carga real en escalones superpuestos

$$T_b(t) = T_g + \sum_{i=1}^n \frac{\dot{q}_i - \dot{q}_{i-1}}{2\pi k} g \left(\ln \left(\frac{t - t_i}{t_s} \right) \right) \quad (6.47)$$

En una simulación de pocas horas, la fórmula de la ecuación 6.47 resulta una forma suficientemente rápida de calcular la evolución de la temperatura de la pared del *borehole*. Sin embargo, a medida que el tiempo de simulación aumenta, el número de términos del sumatorio de la ecuación 6.47 se incrementa, con lo que el coste computacional del modelo aumenta, además de que se requiere un mayor espacio de memoria para almacenar todos los datos relativos a la evolución de la carga térmica. Debido a este problema, en [55] se propone usar una técnica de combinación de cargas para simplificar el cálculo del modelo *g-function*.

Con objeto de determinar la temperatura de la pared del *borehole* en un instante de tiempo, las cargas más recientes inyectadas al terreno son las que producen las mayores variaciones en el resultado. A medida que pasa el tiempo, el efecto de los escalones de carga se estabiliza y la variación de temperatura con el tiempo será mucho menor que al principio. De esta forma, varios bloques de carga individuales se pueden agrupar en un bloque de carga promediada, pasado el tiempo suficiente. Usando bloques promedio suficientemente grandes es posible reducir el número de términos de la ecuación 6.47.

Como alternativa a aumentar el tamaño de los bloques de carga promedio se propone usar bloques de tamaño variable para agrupar la carga térmica del terreno a lo largo de la simulación, de forma análoga a la propuesta en [88]. Para ello se define un factor de agrupación k_a y un margen m_a y se establece Δt como la duración de cada bloque de carga. Los pasos a seguir serían los siguientes:

- La simulación transcurre añadiendo al perfil de carga bloques de duración Δt , llamados bloques tipo 1.
- Pasado el tiempo correspondiente a $k_a + m_a$ bloques de tipo 1 (es decir, $t = (k_a + m_a)\Delta t$), los primeros k_a bloques se agrupan en uno sólo, un bloque de tipo 2, de duración $k\Delta t$. Así, los $k_a + m_a$ bloques iniciales quedan reducidos a un bloque de tipo 2 y m_a bloques de tipo 1.
- Pasado el tiempo igual a $k_a\Delta t$, se agruparán los siguientes k_a bloques de tipo 1, quedando dos bloques de tipo 2 y m_a bloques de tipo 1.
- Este proceso continua así hasta que se tienen $k_a + m_a$ bloques de tipo 2 y m_a bloques de tipo 1. En este momento, los k_a primeros bloques de tipo 2 se pueden agrupar de nuevo en un bloque de tipo 3, de duración $k_a^2\Delta t$, quedando un bloque tipo 3, m_a bloques tipo 2 y m_a bloques tipo 1.

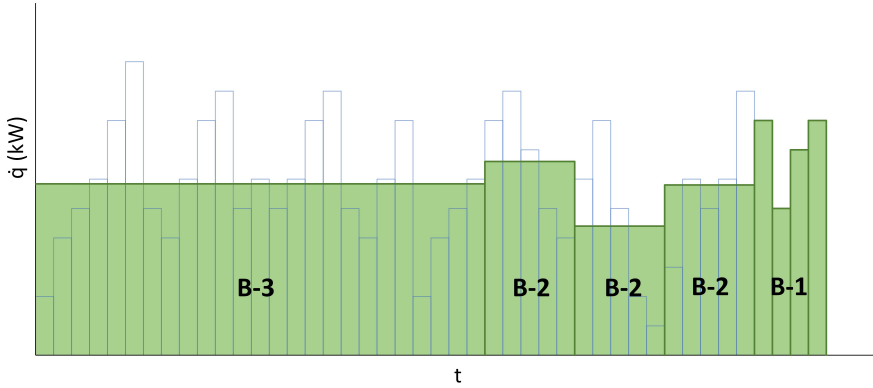


Figura 6.26: Agregación de carga

Con este proceso se pueden agrupar las cargas formando bloques cada vez mayores, siempre manteniendo un mínimo de bloques de cada tipo que asegure la precisión del modelo. Además, no es necesario que todos los bloques de tipo 1 tengan la misma duración, lo que otorga cierta flexibilidad al modelo. En la figura 6.26 se muestra un ejemplo de este método de agrupación de carga, con $k_a = 5$ y $m_a = 1$.

En la figura 6.27 se muestran los resultados de temperatura, con $k_a = \{5, 10\}$ y $m_a = 5$, para una simulación de un año con bloques de carga de 24 horas. Se puede observar que la temperatura calculada con la *g-function* aplicando el algoritmo de agregación de cargas es prácticamente idéntica a la obtenida sin utilizarlo. En la tabla 6.5 se comparan otras combinaciones de valores de los parámetros k_a y m_a . Para la comparación se ha obtenido el error absoluto máximo en una simulación de un periodo de un año con bloques de carga de 24 horas. Por otro lado, se ha calculado también el máximo número de bloques de carga (directamente relacionado con la memoria requerida para almacenarlos y con el coste computacional del cálculo de la ecuación 6.47) necesarios en cada caso. Como cabe esperar, con el algoritmo utilizado, la precisión disminuye al aumentar el valor de k_a , mientras que al incrementar el valor del margen m_a se obtiene un error absoluto menor. Sin embargo, en términos de requerimiento de memoria, el comportamiento es el contrario: cuanto mayor es el valor de k_a , menos bloques serán necesarios para representar un intervalo de tiempo determinado; mientras que, a mayor valor de m_a , el número de bloques necesarios aumenta. Aunque los mejores resultados según se presentan en las tablas se corresponden con valores de $k_a = 5$, si se aumenta el número de bloques de una simulación (por ejemplo, para simular un periodo de un año con bloques de carga de una hora), el número máximo

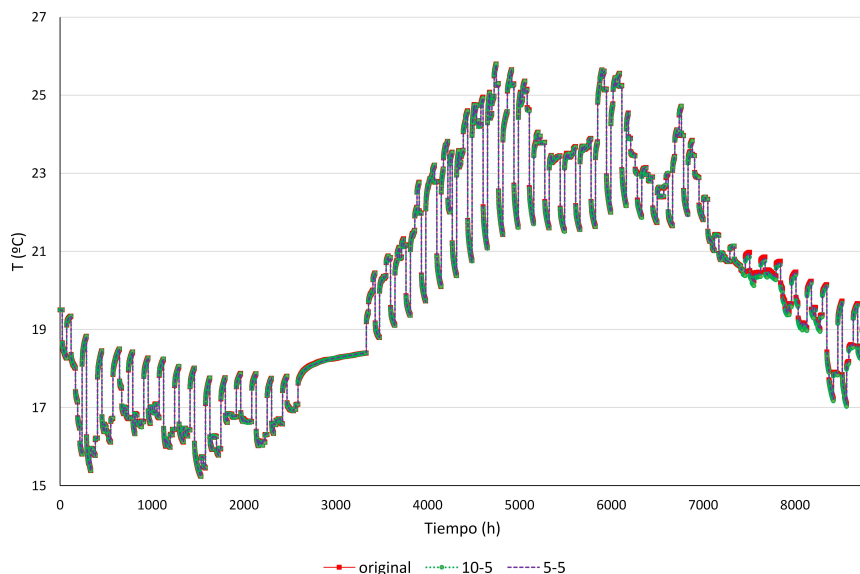


Figura 6.27: Comparación de resultados de simulación con y sin cargas agregadas

de bloques necesarios se incrementa considerablemente, puesto que el valor del factor de agrupación es demasiado pequeño. Así pues, se ha optado por utilizar los valores $k_a = 10$ y $m_a = 5$ como solución de compromiso, que garantiza la precisión de los resultados y reduce suficientemente el número de bloques necesarios para la simulación.

6.5.2. Programación en TRNSYS

Para la inclusión del modelo *g-function* en TRNSYS se ha programado un nuevo *type* (*type* 408) usando código FORTRAN que implementa la metodología descrita en la sección 6.5.1. En esta sección se analizará el código utilizado para implementar esta metodología, tanto para la agregación de cargas como para el cálculo de la *g-function*. Las variables del *type* son las que se muestran en la tabla 6.6. Además de estas variables, el *type* programado requiere también la ruta del archivo que contiene la *g-function* a utilizar.

Al principio de la simulación, será necesario leer el archivo que contiene los datos de la *g-function* y almacenar estos datos para su uso posterior. De esta forma se evita tener que acceder al archivo de datos cada vez que se llame al *type*, aunque se requiere una mayor reserva de memoria. El código 6.3 muestra la sección correspondiente a la primera llamada del *type*, antes de comenzar la simulación.

Error				
$k_a \backslash m_a$	1	5	10	20
5	0.45	0.08	0.04	0.03
10	0.54	0.13	0.13	0.02
20	0.59	0.13	0.06	0.03
50	0.76	0.24	0.14	0.06
100	1.06	0.58	0.45	0.31

Bloques				
$k_a \backslash m_a$	1	5	10	20
5	16	27	39	65
10	22	30	47	76
20	37	41	45	77
50	56	60	65	74
100	102	106	11	121

Tabla 6.5: Error máximo y máximo número de bloques necesarios para una simulación de un año con distintos parámetros de agrupación de carga

Parámetros		Inputs		Outputs	
Variable	Unidades	Variable	Unidades	Variable	Unidades
Time interval	hr	Thermal injection load	W	Borehole temperature	K
Ground thermal conductivity	W/mK	Ground temperature	K		
Ground thermal diffusivity	m ² /hr	step	-		
Borehole length	m				
Logical unit for input file	-				
ka	-				
ma	-				

Tabla 6.6: Variables del type de la g-function

```

C Author: Felix Ruiz Calvo
C
C DO ALL THE VERY FIRST CALL OF THE SIMULATION MANIPULATIONS HERE
C IF (INFO(7).EQ.-1) THEN
C   SET SOME INFO ARRAY VARIABLES TO TELL THE TRNSYS ENGINE HOW THIS TYPE IS TO WORK
C     INFO(6)=NOUT
C     INFO(9)=1
C     INFO(10)=0      !STORAGE FOR VERSION 16 HAS BEEN CHANGED
C   SET THE REQUIRED NUMBER OF INPUTS, PARAMETERS AND DERIVATIVES THAT THE USER SHOULD SUPPLY IN THE
C   INPUT FILE
C   IN SOME CASES, THE NUMBER OF VARIABLES MAY DEPEND ON THE VALUE OF PARAMETERS TO THIS MODEL....
C     NIN=NI
C     NPAR=NP
C     NDER=ND
C   CALL THE TYPE CHECK SUBROUTINE TO COMPARE WHAT THIS COMPONENT REQUIRES TO WHAT IS SUPPLIED IN
C   THE TRNSYS INPUT FILE
C     CALL TYPECK(1,INFO,NIN,NPAR,NDER)
C   SET THE NUMBER OF STORAGE SPOTS NEEDED FOR THIS COMPONENT
C     NITEMS=NSTORED
C     CALL setStorageSize(NITEMS,INFO)
C   Lectura de datos de la g-funcion
C     n=0
C     rewind(lu_file)
C   do while (.not.eof(lu_file))
C     read (lu_file, *) xtmp, ytmp
C     n = n + 1
C   end do
C   rewind(lu_file)
C   allocate (gtime(n))
C   allocate (gfunction(n))
C   do i=1, n
C     read (lu_file, *) gtime(i), gfunction(i)
C   end do
C   RETURN TO THE CALLING PROGRAM
C   RETURN 1
C   ENDF

```

Código 6.3: Código de iniciación del type del modelo g-funcion

Como se puede observar en el código 6.3, es necesario recorrer el archivo de datos dos veces. Durante la primera lectura se calcula el tamaño del archivo, para poder determinar el tamaño de los vectores en los que se almacenarán los datos. A continuación se recorre de nuevo el archivo, esta vez almacenando los datos en los vectores correspondientes. Tal y como está programado el código, el archivo de datos debe contener la información de la *g-funcion* estructurada en dos columnas: la primera con los valores del eje de tiempos en formato $\ln(t/t_s)$ y la segunda con los valores de la *g-funcion* correspondientes. Así, el tamaño de los vectores se corresponde con el número de filas del archivo de datos. Los datos en estos vectores permanecerán almacenados durante toda la simulación.

Una vez almacenados los datos de la *g-funcion*, será necesario recoger los datos de carga térmica inyectada al terreno. Para ello hay que tener en cuenta que el intervalo de simulación puede no corresponder con la duración de los bloques de carga que se pretenden utilizar, por lo que será necesario calcular el promedio de la carga inyectada durante el tiempo correspondiente. Además, será necesario añadir al código el algoritmo de agrupación de cargas descrito en la sección 6.5.1. En los códigos 6.4 y 6.5 se muestra el código del *type* correspondiente a una llamada normal dentro de la simulación, en el que se gestiona la lectura de la carga inyectada y se aplica el algoritmo de agregación (código 6.4) y se calcula la respuesta del terreno (código 6.5).

```

C Author: Felix Ruiz Calvo
C
C *** ITS AN ITERATIVE CALL TO THIS COMPONENT ***
  if((dt.eq.0 .and. step.ne.step1))then
    q_step(size+1)=qacc/((TIME-t_step(size+1))/DELT)
    t_step(size+2)=TIME
    qacc=0
    size=size+1
    bloque1=bloque1+1
  else if(dt.ne.0)then
    if(mod(TIME,dt).eq.0) then
      q_step(size+1)=qacc/((TIME-t_step(size+1))/DELT)
      t_step(size+2)=TIME
      qacc=0
      size=size+1
      bloque1=bloque1+1
    end if
  end if
  if(bloque1.eq.(ka+ma))then
    do i=ma,(ka+ma-1)
      qacc=qacc+q_step(size-i)*
      .(t_step(size-i+1)-t_step(size-i))
    enddo
    q_step(size-ka-ma+1)=qacc/
    .(t_step(size-ma+1)-t_step(size-ka-ma+1))
    do i=0,(ma-1)
      q_step(size-ka-(ma-1-i)+1)=q_step(size-(ma-1-i))
      t_step(size-ka-(ma-1-i)+1)=t_step(size-(ma-1-i))
    enddo
    t_step(size-ka+2)=t_step(size+1)
    size=size-ka+1
    bloque1=ma
    bloque2=bloque2+1
    qacc=0
  end if
  if(bloque2.eq.(ka+ma))then
    do i=(2*ma),(ka+2*ma-1)
      qacc=qacc+q_step(size-i)*
      .(t_step(size-i+1)-t_step(size-i))
    enddo
    q_step(size-ka-2*ma+1)=qacc/
    .(t_step(size-2*ma+1)-t_step(size-ka-2*ma+1))
    do i=0,(2*ma-1)
      q_step(size-ka-(2*ma-1-i)+1)=q_step(size-(2*ma-1-i))
      t_step(size-ka-(2*ma-1-i)+1)=t_step(size-(2*ma-1-i))
    enddo
    t_step(size-ka+2)=t_step(size+1)
    size=size-ka+1
    bloque2=ma
    bloque3=bloque3+1
    qacc=0
  end if
  if(bloque3.eq.(ka+ma))then
    do i=(3*ma),(ka+3*ma-1)
      qacc=qacc+q_step(size-i)*
      .(t_step(size-i+1)-t_step(size-i))
    enddo
    q_step(size-ka-3*ma+1)=qacc/
    .(t_step(size-3*ma+1)-t_step(size-ka-3*ma+1))
    do i=0,(3*ma-1)
      q_step(size-ka-(3*ma-1-i)+1)=q_step(size-(3*ma-1-i))
      t_step(size-ka-(3*ma-1-i)+1)=t_step(size-(3*ma-1-i))
    enddo
    t_step(size-ka+2)=t_step(size+1)
    size=size-ka+1
    bloque3=ma
    qacc=0
  endif
endif

```

Código 6.4: Código del algoritmo de agregación del type del modelo g-function

```

C Author: Felix Ruiz Calvo
C
  ts=H*H/(9*a)
  sum=0
  do i=1,size
  if (i.eq.1) then
  Q=q_step(i)
  else
  Q=q_step(i)-q_step(i-1)
  end if
  enc=0
  lnt=LOG((TIME-t_step(i))/ts)
  j=0
  do while (enc.eq.0)
  j=j+1
  if (lnt.le.gtime(i))then
  enc=1
  gfunc=gfunction(i)
  else if (lnt.ge.gtime(n)) then
  enc=1
  gfunc=gfunction(n)
  else if (gtime(j).gt.lnt)then
  enc=1
  gfunc=gfunction(j-1)+(gfunction(j)-gfunction(j-1))/
  .(gtime(j)-gtime(j-1))*(lnt-gtime(j-1))
  end if
  end do
  sum=sum+Q/(2*pi*k)*gfunc
  end do
  Tb=Tg+sum

```

Código 6.5: Código de cálculo del type del modelo g-function

De las variables del código, q_step y t_step son los vectores que almacenan los datos correspondientes a los bloques de carga: \dot{q}_i y t_i . En la variable $qacc$ se acumulan las medidas de carga térmica instantánea. Cuando se cumple el tiempo correspondiente a un bloque de carga, se utiliza esta variable para calcular la carga promedio de ese intervalo de tiempo. Para ello, la variable dt , que es uno de los parámetros del *type*, permite determinar la duración de los bloques de carga (Δt). Si $dt > 0$, todos los bloques de tipo 1 tendrán esta duración (dt debe ser un múltiplo del paso de tiempo utilizado en la simulación). Si $dt = 0$, entonces la duración de los bloques de carga se determina mediante una señal externa, que se recoge en la variable $step$. Cada vez que se produzca un cambio en esta señal, se generará un nuevo bloque de carga.

Así pues, la primera comprobación al ejecutar el *type* servirá para determinar si se ha cumplido el tiempo correspondiente a un bloque de carga (código 6.4). Si es así, se calcula la carga promedio de este intervalo de tiempo y se almacena en el vector q_step . El valor de tiempo correspondiente se almacena en el vector t_step y se incrementa la variable *size*, utilizada para registrar el tamaño de estos dos vectores. La variable *bloque1* lleva la cuenta del número de bloques tipo 1, por lo que también se incrementará al generar un nuevo bloque. A continuación, se comprueba si el número de bloques tipo 1 es igual a $k_a + m_a$, y, si es así, se aplica el algoritmo de agrupación de cargas: se obtiene la carga promedio de los bloques correspondientes y se modifican los vectores q_step y t_step convenientemente, se corrige la variable *size* con el nuevo tamaño de estos vectores, la variable *bloque1* pasa a valer m_a y se incrementa la variable *bloque2*, que lleva la cuenta del número de bloques de tipo 2.

El proceso se repite para los bloques de tipo 2, generando bloques de tipo 3 (contabilizados con la variable *bloque3*).

A continuación se calcula la temperatura de la pared del *borehole* (código 6.5). Para ello, se utiliza un bucle que calcula los términos del sumatorio de la ecuación 6.47 utilizando los valores de carga y tiempo almacenados en los vectores *q_step* y *t_step*. El valor de la *g-function* correspondiente a cada escalón de carga se obtiene a partir de la variable *lnt* que representa el valor, en la escala de tiempos de la *g-function*, de la duración del escalón. Otro bucle busca en el vector *gtime* la posición en la que se encuentra el valor más cercano por encima de *lnt* y calcula el valor correspondiente de la *g-function* por interpolación lineal. A partir de este valor, de las propiedades del terreno y del escalón de carga, se calcula el término correspondiente del sumatorio y se acumula en la variable *sum*. Por último, una vez calculados todos los términos, se obtiene la temperatura del *borehole* a partir de la suma acumulada y la temperatura del terreno.

Para comprobar el correcto funcionamiento del *type* implementado, se compararán los resultados obtenidos de este *type* con los calculados por el programa GLHEPRO. En esta comparación se utilizará la carga térmica promedio mensual correspondiente a un año de funcionamiento de la instalación experimental, usando la misma *g-function* en ambas simulaciones. La figura 6.28 muestra los resultados obtenidos, con los que se comprueba que el código utilizado es correcto para implementar el modelo *g-function*.

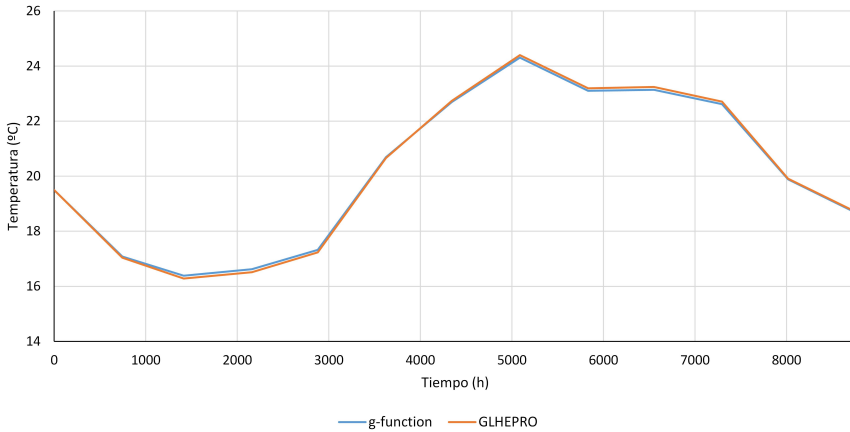


Figura 6.28: Comprobación de la programación del modelo *g-function*

El código completo del *type* 408 se puede observar en el apéndice C.5.

6.6. Combinación de modelos

Tal y como se ha comentado al principio de la sección 6.5, la temperatura del *borehole*, obtenida mediante el modelo *g-function*, se utilizará para establecer el valor inicial de temperatura en el modelo B2G. Para cada día, al principio del funcionamiento de la instalación, se computará el modelo *g-function* para obtener la temperatura de la pared del *borehole*. Las temperaturas correspondientes al terreno alrededor del *borehole* y el relleno del *borehole* en el modelo B2G se igualarán a esta temperatura. A partir de este punto, el modelo B2G será el utilizado para predecir el comportamiento instantáneo y a corto plazo del intercambiador enterrado durante todo el tiempo de funcionamiento de la instalación. El modelo *g-function* no volverá a ejecutarse hasta el inicio del funcionamiento de la instalación al día siguiente, con el objetivo de establecer las condiciones de temperatura del terreno al inicio de cada día.

Para que esta combinación de modelos sea posible, será necesario establecer algunas variables de control. En la programación de la *g-function* se ha incluido ya una variable que permite establecer en qué momento se genera un bloque de carga. En el *type* del modelo B2G se incluye también otra variable de control que indica el momento en que las temperaturas de los nodos deben igualarse al valor establecido por la *g-function*. Al incluir el modelo combinado del intercambiador enterrado en el modelo global de la instalación, estas variables de control del modelo B2G y del modelo *g-function* se obtendrán a partir de las variables de control de la instalación.

Sin embargo, previamente a la inclusión de ambos modelos en el modelo global de la instalación, es conveniente validar el funcionamiento del modelo combinado para la simulación del comportamiento del intercambiador enterrado durante distintos periodos de tiempo. Cada uno de los modelos utilizados ha sido validado individualmente, por lo que es de esperar que la combinación de ambos resulte en una predicción satisfactoria de la respuesta del intercambiador enterrado ante un perfil de carga térmica experimental.

Desde el punto de vista de la validación de la combinación de modelos, se van a comparar dos formas distintas de generación de los bloques de carga para la *g-function*. Por una parte, puesto que se pretende obtener de este modelo un valor de temperatura para cada día, es razonable pensar que bastará con utilizar bloques de carga de 24 horas de duración. En este caso existen dos posibilidades en cuanto al intervalo horario en el que se calculan estos bloques. La primera de ellas (figura 6.29, opción 1) consiste en calcular un bloque de carga promedio para cada día natural. Con esta opción, se obtendría la temperatura del *borehole* al final del día (a las 0:00) y, por tanto, este sería el momento en el que se establecería la temperatura inicial para el modelo B2G. La segunda opción (figura 6.29, opción 2) consiste en utilizar bloques de 24 horas correspondientes al periodo desde el inicio del funcionamiento de

la instalación en un día hasta el inicio del funcionamiento al día siguiente. De esta forma, al principio del primer día habría un bloque de carga nula de aproximadamente 6 horas de duración y, a partir de este punto, empezarían los bloques de 24 horas. En esta opción, la temperatura inicial para el modelo B2G se calcula en el instante en que la instalación inicia su funcionamiento.

Por otra parte, la instalación solo se encuentra en funcionamiento durante unas 15 horas cada día, seguidas de un periodo de aproximadamente 9 horas en las que ninguna carga térmica se introduce en el terreno y, por tanto, este tiene tiempo de recuperarse parcialmente. Así pues, se propone otra forma distinta de generar los bloques de carga (figura 6.29, opción 3): utilizar bloques de carga promedio de 15 horas de duración correspondientes al tiempo de funcionamiento de la instalación, alternados con bloques de carga nula de 9 horas de duración. Con este método, la temperatura inicial del modelo B2G se obtiene también para el instante en que la instalación inicia su funcionamiento. La figura 6.29 ilustra las 3 opciones mencionadas para la generación de bloques de carga.

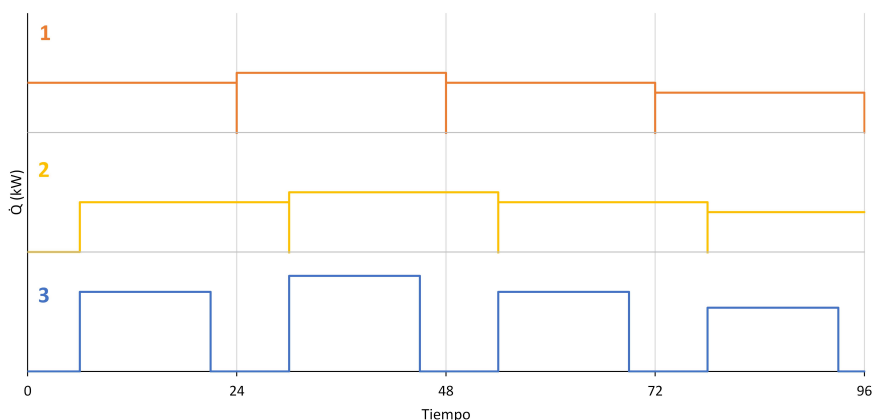


Figura 6.29: Diferentes tipos de bloques de carga para la validación de la combinación de modelos

Para la simulación en TRNSYS se utilizará el esquema mostrado en la figura 6.30. Como dato de entrada para la simulación se introduce la carga inyectada al terreno en el *borehole* 6, calculada a partir de las temperaturas de entrada y salida y el caudal de agua que circula por el *borehole*. Con este dato se calcula la temperatura del agua a la entrada del *borehole* en la simulación, a partir de la temperatura de salida, en la calculadora *Bomba*. Varias funciones de TRNSYS se utilizan para generar las señales de control oportunas que permitan la evaluación del funcionamiento del modelo con los tres tipos de

bloques de carga propuestos.

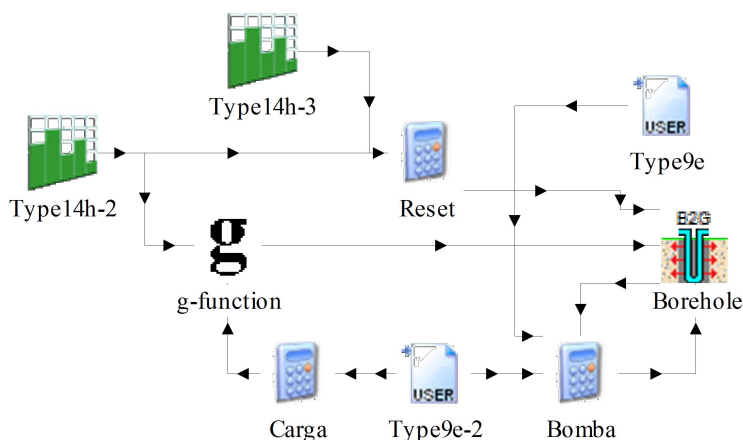


Figura 6.30: Esquema TRNSYS para la simulación del modelo del intercambiador enterrado

Los resultados obtenidos se validarán comparándolos con las medidas experimentales de temperatura del agua a la entrada y a la salida del *borehole*. Para la validación del modelo se simularán dos periodos distintos de funcionamiento: una semana y un mes. Para establecer la temperatura inicial del terreno en la *g-function* se ha partido de la temperatura del terreno sin perturbar y se ha comprobado el efecto de la carga experimental inyectada durante los primeros años de funcionamiento. Como resultado, se establece una temperatura inicial de 20.5°C, ligeramente superior a la temperatura sin perturbar. Esta variación de temperatura refleja el desequilibrio de la carga térmica durante los primeros años de funcionamiento: la carga total inyectada al terreno es ligeramente superior a la extraída, por lo que su temperatura tiende a aumentar.

Las figuras 6.31, 6.32 muestran los resultados de simulación del modelo del intercambiador enterrado para periodos de tiempo de una semana y un mes. En ellas se pueden comparar los resultados obtenidos con los distintos métodos de generación de los escalones de carga para la *g-function*.

Tal y como cabía esperar, los mejores resultados se obtienen cuando la temperatura inicial para el modelo B2G se establece en el momento en que se enciende la instalación, puesto que esto garantiza la precisión del modelo a corto plazo. Además, desglosar la carga diaria en dos bloques de 15 y 9 horas de duración produce resultados aún más precisos. En la evolución a largo plazo, los resultados de ambos enfoques serían prácticamente idénticos. Sin embargo, el modelo B2G es bastante sensible a la temperatura inicial establecida. Utilizar un bloque de carga de 15 horas y otro sin carga de 9 representa más fielmente

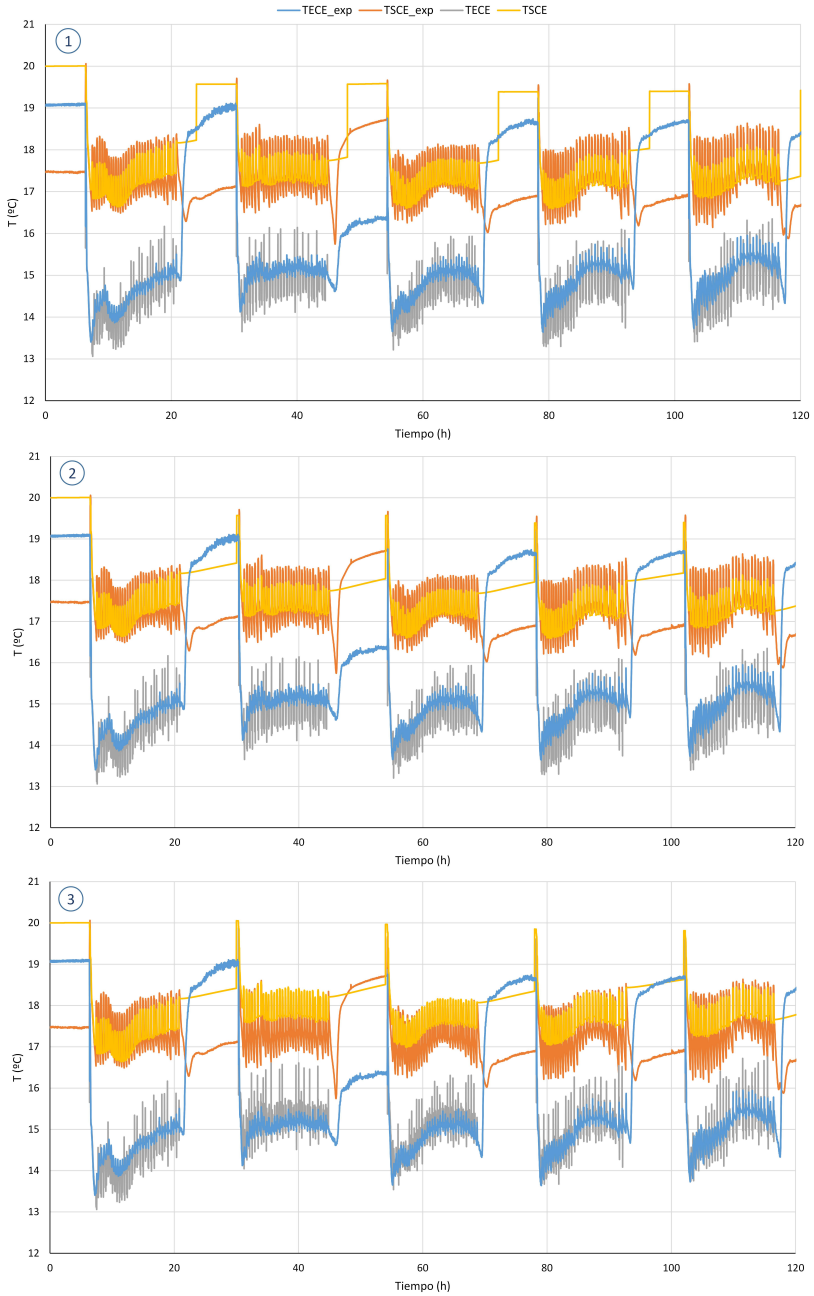


Figura 6.31: Resultados de simulación del modelo para una semana

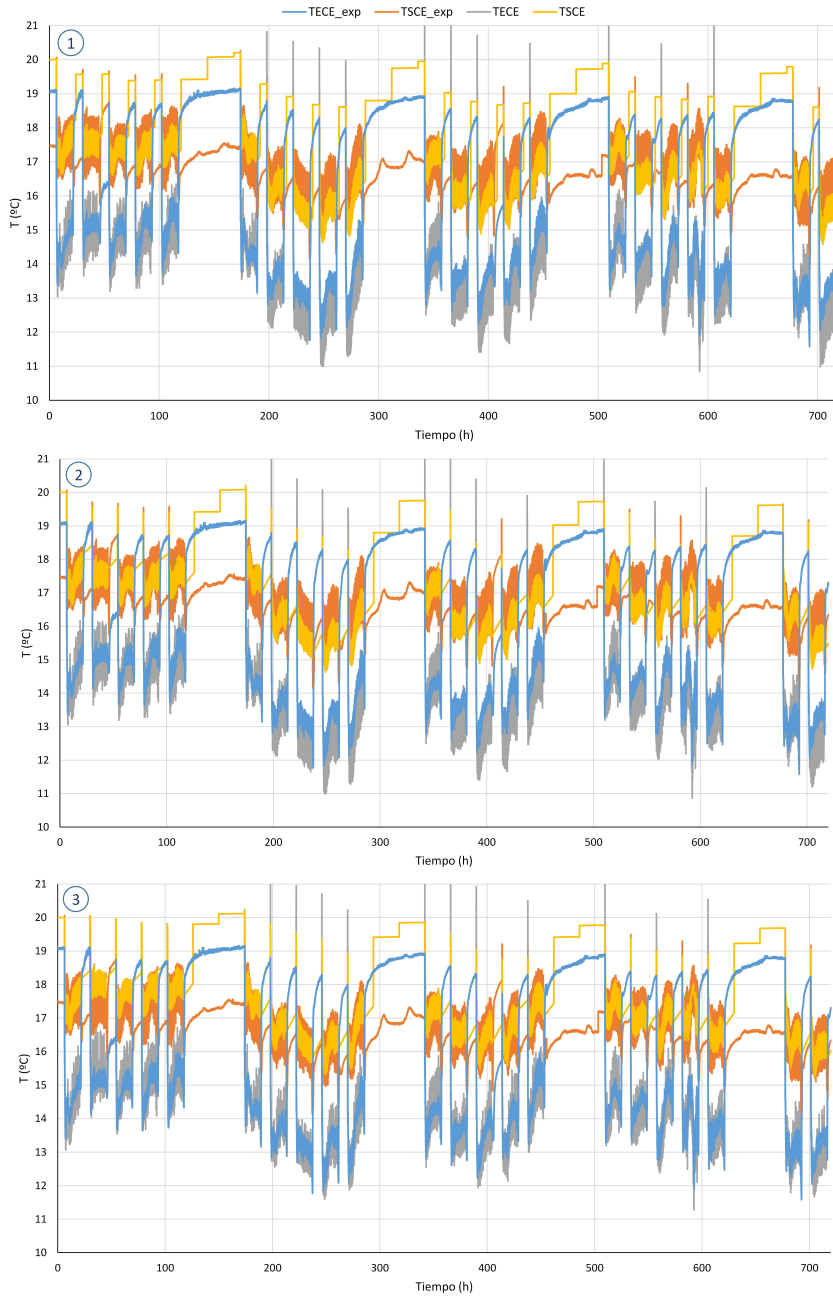


Figura 6.32: Resultados de simulación del modelo para un mes

la evolución diaria de la carga del intercambiador enterrado, por lo que el resultado para la temperatura instantánea del *borehole* será más preciso y, por tanto, más adecuado para utilizarlo como temperatura inicial del modelo B2G.

Para incluir el modelo completo del intercambiador enterrado dentro del modelo global de la instalación será necesario tener en cuenta las variables requeridas tanto por el modelo de *g-function* como por el modelo B2G. Para generar los bloques de carga para la *g-function* se utilizará la carga inyectada al terreno. Como señal de control se utilizará, tanto para el modelo de *g-function* como para el modelo B2G, la misma variable que gobierna el encendido y apagado diario de la instalación. En el modelo B2G, el código utilizado para reajustar los valores de temperatura se activa al detectar un flanco de subida en la señal de control, mientras que el utilizado en el modelo *g-function* para determinar los bloques de carga se activa tanto con un flanco de subida como de bajada. Así pues, para la *g-function* se generará un bloque de carga correspondiente al periodo en que la instalación está encendida y otro correspondiente al periodo en que la instalación está apagada, tal y como se ha propuesto anteriormente. En cambio, en el modelo B2G, las temperaturas del terreno y el relleno del *borehole* se igualarán a la calculada por la *g-function* únicamente en el momento en que empieza el funcionamiento de la instalación de cada día.

Por otra parte, el modelo B2G desarrollado representa el comportamiento de un solo *borehole*, por lo que será necesario adaptarlo para que permita modelar el comportamiento del intercambiador enterrado al completo. Una de las opciones disponibles consiste en utilizar 6 modelos B2G, uno para cada *borehole* del intercambiador, lo que garantizaría una fiel reproducción del sistema real, aunque incrementaría la complejidad del ajuste del modelo global. La otra opción disponible consiste en representar el funcionamiento de los 6 *boreholes* mediante un “*borehole* promedio”. En este caso, el ajuste se realizaría teniendo en cuenta la temperatura media del agua a la entrada y a la salida de todos los *boreholes*, reduciendo así el coste computacional de la simulación.

Teniendo en cuenta que las características de todos los *boreholes* de la instalación son muy similares, y que la interacción entre ellos no influye en el funcionamiento a corto plazo, sino que se tiene en cuenta en el modelo *g-function*, se ha optado por utilizar la segunda solución para el modelado del intercambiador enterrado completo. Así pues, se calcularán los parámetros de ajuste para un *borehole* que represente el comportamiento en promedio de los 6 *boreholes* del intercambiador enterrado. Para ello, se modificarán tanto las características del relleno del *borehole* como las del terreno circundante respecto de las utilizadas para modelar el *borehole* 6. Los parámetros definitivos para este ajuste son los que se presentan en la tabla 6.7, mientras que la figura 6.33 muestra el resultado de este ajuste para el *step-test* realizado en la instalación.

Propiedades termofísicas			
Conductividad térmica del terreno	k_g	2.5	$W m^{-1} K^{-1}$
Conductividad térmica del relleno	k_b	2.5	$W m^{-1} K^{-1}$
Capacidad volumétrica del terreno	c_g	3500	$kJ m^{-3} K^{-1}$
Capacidad volumétrica del relleno	c_b	2500	$kJ m^{-3} K^{-1}$
Difusividad térmica del terreno	α_g	0.00257	$m^2 h^{-1}$
Características geométricas			
Diámetro del borehole	D_b	150	mm
Diámetro externo de la tubería	$D_{p,e}$	32	mm
Diámetro interno de la tubería	$D_{p,i}$	25.4	mm
Shank spacing	W	70	mm
Profundidad	L	50	m
Parámetros del modelo			
Número de nodos	n	150	-
Capacidad térmica de los nodos en el relleno	$C_{b1} - C_{b2}$	13.39	JK^{-1}
Capacidad térmica del nodo en el terreno	C_g	1200	JK^{-1}
Resistencia térmica de la tubería al nodo en el relleno	$R_{b1} - R_{b2}$	0.1679	KW^{-1}
Resistencia térmica entre tuberías	R_{pp}	0.7123	KW^{-1}
Resistencia térmica entre los nodos del relleno	R_{bb}	0.3559	KW^{-1}
Resistencia térmica del relleno al terreno	R_g	0.2247	KW^{-1}
Diámetro equivalente de las tuberías	D_{eq}	62	mm
Posición de los nodos en el relleno	D_x	150	mm
Diámetro de penetración	D_{gp}	823	mm
Posición del nodo del terreno	D_g	486.5	mm

Tabla 6.7: Parámetros del modelo B2G para el borehole promedio.

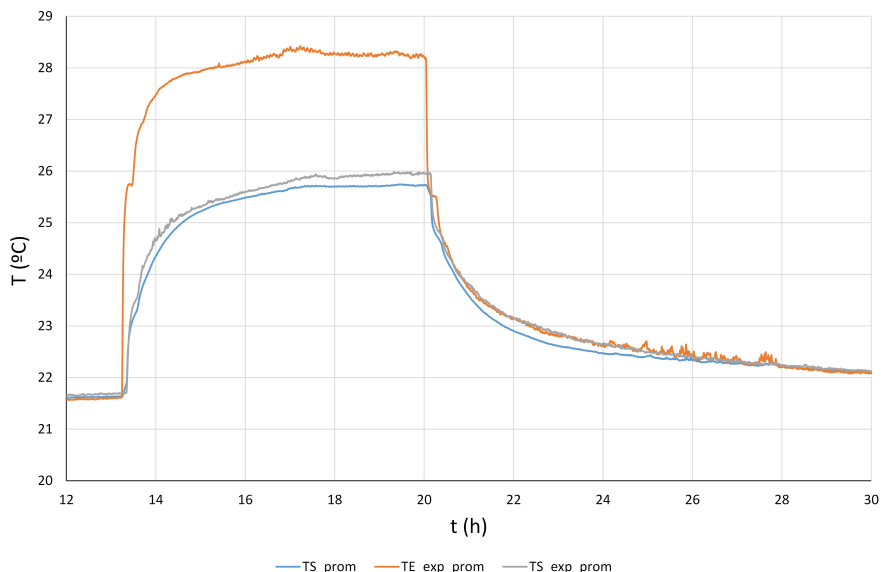


Figura 6.33: Resultados de simulación del step-test con el borehole promedio

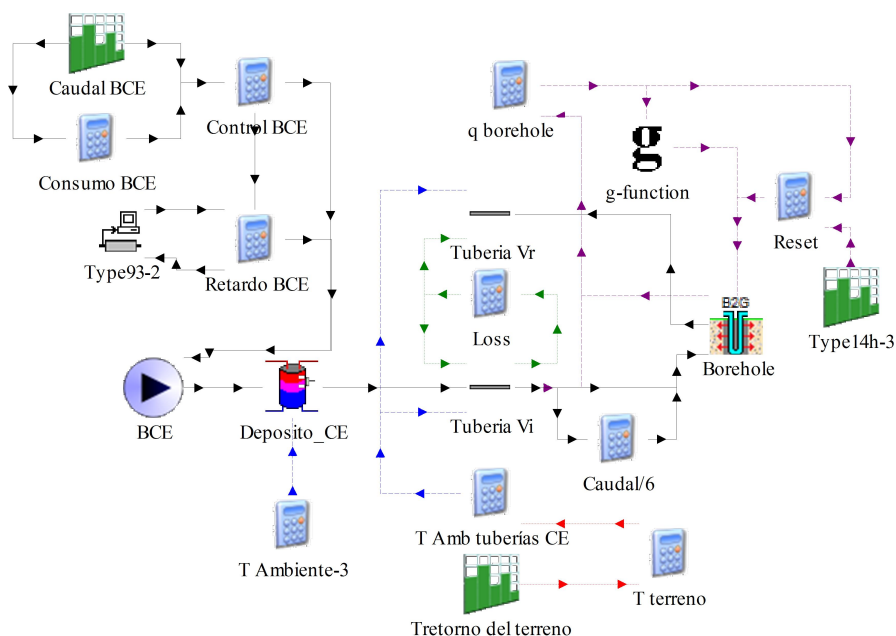


Figura 6.34: Contenido de la macro CE+GSHE del modelo en TRNSYS con el nuevo modelo de intercambiador enterrado

Con todo esto, el esquema global de la instalación en TRNSYS seguirá siendo el mostrado en la figura 5.27, aunque el contenido de la macro *CE+GSHE* será el que se presenta en la figura 6.34.

En esta ocasión se ha sustituido el modelo de intercambiador enterrado de TRNSYS por el nuevo *type* que implementa el modelo B2G con los parámetros de la tabla 6.7. Además, también se han sustituido las tuberías de TRNSYS por el modelo desarrollado en la sección 6.2. Por otra parte, se ha añadido al modelo el *type* correspondiente al modelo *g-function*. Para este modelo, se calcula, en la calculadora *q_borehole*, a partir de las temperaturas de entrada y salida del intercambiador enterrado, la carga inyectada al terreno. Para la generación de bloques de carga se utiliza la misma variable de control del encendido general de la instalación, lo que resulta en un bloque de carga media correspondiente al tiempo de funcionamiento de la instalación, y otro bloque de carga nula, correspondiente al tiempo que la instalación permanece apagada. Esta misma variable de control se utiliza (a través de la calculadora *Reset*) para determinar el instante en el que se restablece la temperatura del modelo B2G, que se corresponderá con el encendido de la instalación.

La validación del modelo global utilizando el modelo B2G para el intercambiador enterrado requiere de los mismos resultados presentados en la sección

5.4.

La figura 6.35 muestra los resultados de carga tanto en el circuito interno como en el externo de la simulación de un año de funcionamiento. En la figura 6.36 se compara la carga del circuito externo con las medidas experimentales correspondientes a diversos años de funcionamiento. Como se puede observar en ambas figuras, los resultados siguen ajustando correctamente a las medidas experimentales. En comparación con los resultados obtenidos con el modelo de intercambiador enterrado de TRNSYS, la carga térmica del sistema es prácticamente idéntica.

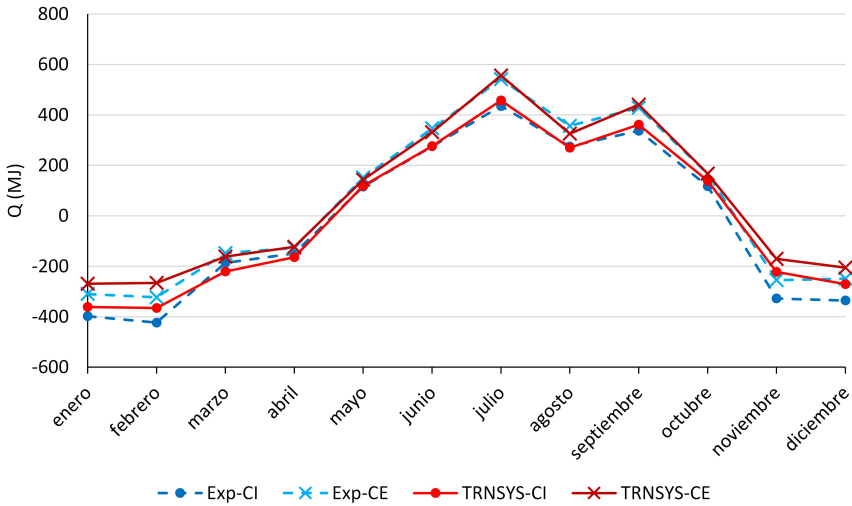


Figura 6.35: Resultados de simulación del modelo completo con el nuevo modelo de intercambiador

Observando las temperaturas del agua a la entrada y a la salida del circuito interno, presentadas en la figura 6.37, se puede comprobar que no hay ninguna variación significativa respecto a las presentadas en la figura 5.31. Sin embargo, al estudiar las temperaturas del agua a la entrada y a la salida del circuito externo (figura 6.38), se comprueba que los valores promedio mensuales de estas temperaturas obtenidos con el modelo B2G resultan más ajustados a los experimentales que los obtenidos con el modelo de TRNSYS.

El modelo B2G se ha desarrollado con el objetivo de conseguir reproducir correctamente la evolución instantánea de la temperatura del agua en el intercambiador enterrado. Así pues, el último paso de la validación del modelo global de la instalación será analizar los resultados obtenidos para la evolución de las temperaturas del agua a la entrada y a la salida del circuito externo

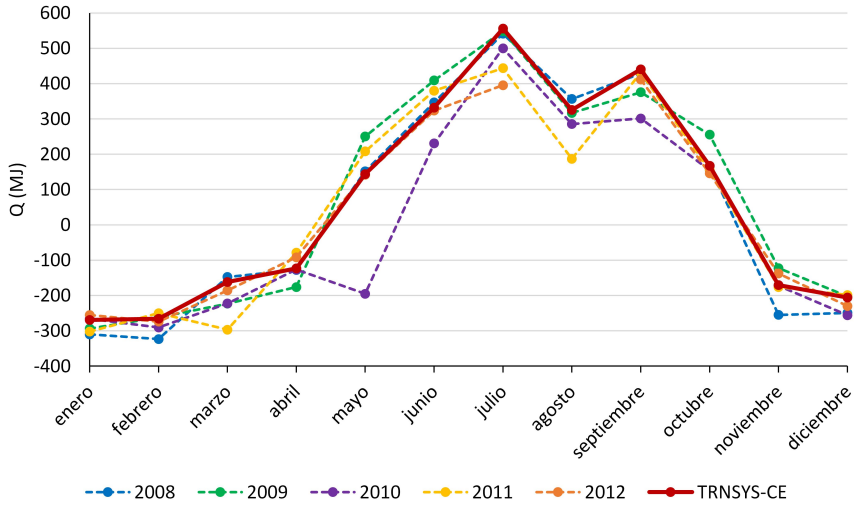


Figura 6.36: Comparativa de la carga en el circuito externo con diferentes años experimentales (B2G)

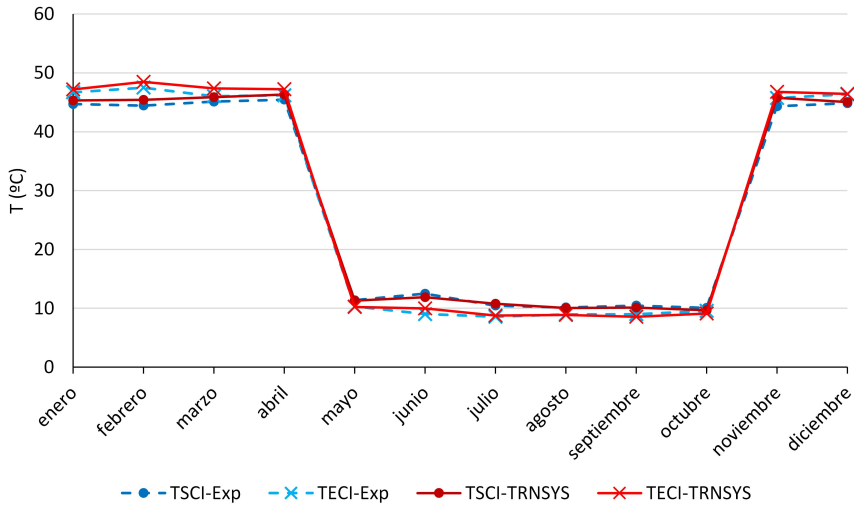


Figura 6.37: Comparativa de las temperaturas del agua en el circuito interno (B2G)

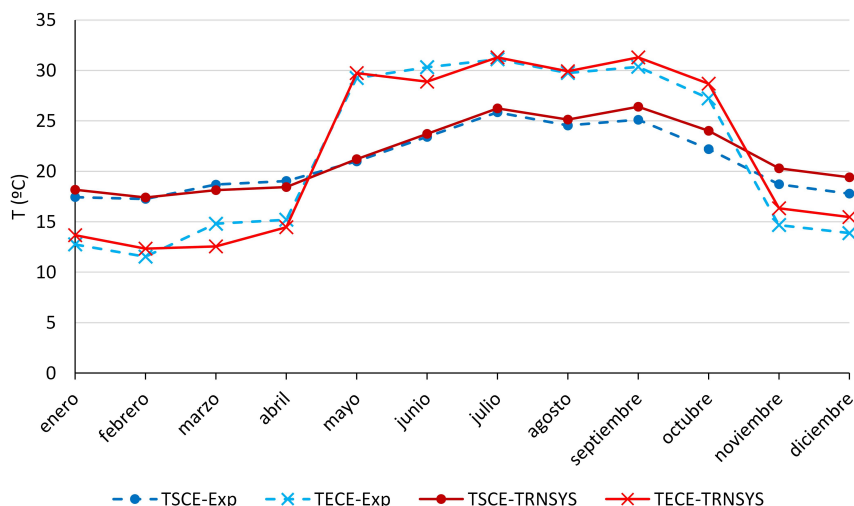


Figura 6.38: Comparativa de las temperaturas del agua en el circuito externo (B2G)

para diversos días del año, en distintas condiciones de funcionamiento y carga.

Las figuras 6.39 y 6.40 muestran los resultados obtenidos para dos días de funcionamiento en modo calefacción, de alta y baja carga térmica, respectivamente. Tal y como se ha observado en el apartado 6.4.2, el modelo B2G reproduce correctamente la evolución de la temperatura del agua en el intercambiador enterrado debida al funcionamiento intermitente de la instalación. Al incluir el modelo B2G en el modelo global, se consigue que las temperaturas del agua a la entrada y a la salida del circuito externo reproduzcan fielmente la evolución observada en los datos experimentales.

Por último, en las figuras 6.41 y 6.42 se muestran los resultados obtenidos para días de funcionamiento en modo refrigeración de baja y alta carga térmica. De nuevo se comprueba que el uso del modelo B2G permite reproducir correctamente la evolución de las temperaturas del agua en el circuito externo.

A tenor de los resultados presentados, se puede concluir que el modelo desarrollado para la predicción del comportamiento de las principales variables de la instalación objeto de estudio en la presente tesis, resulta válido. El último paso dentro de la presente tesis consiste en analizar los resultados obtenidos mediante el modelo desarrollado para el resto de parámetros característicos del funcionamiento del sistema. Además, se extenderá la validación del modelo mediante la introducción de las modificaciones que han tenido lugar en la instalación experimental a lo largo de su funcionamiento, de tal forma que será

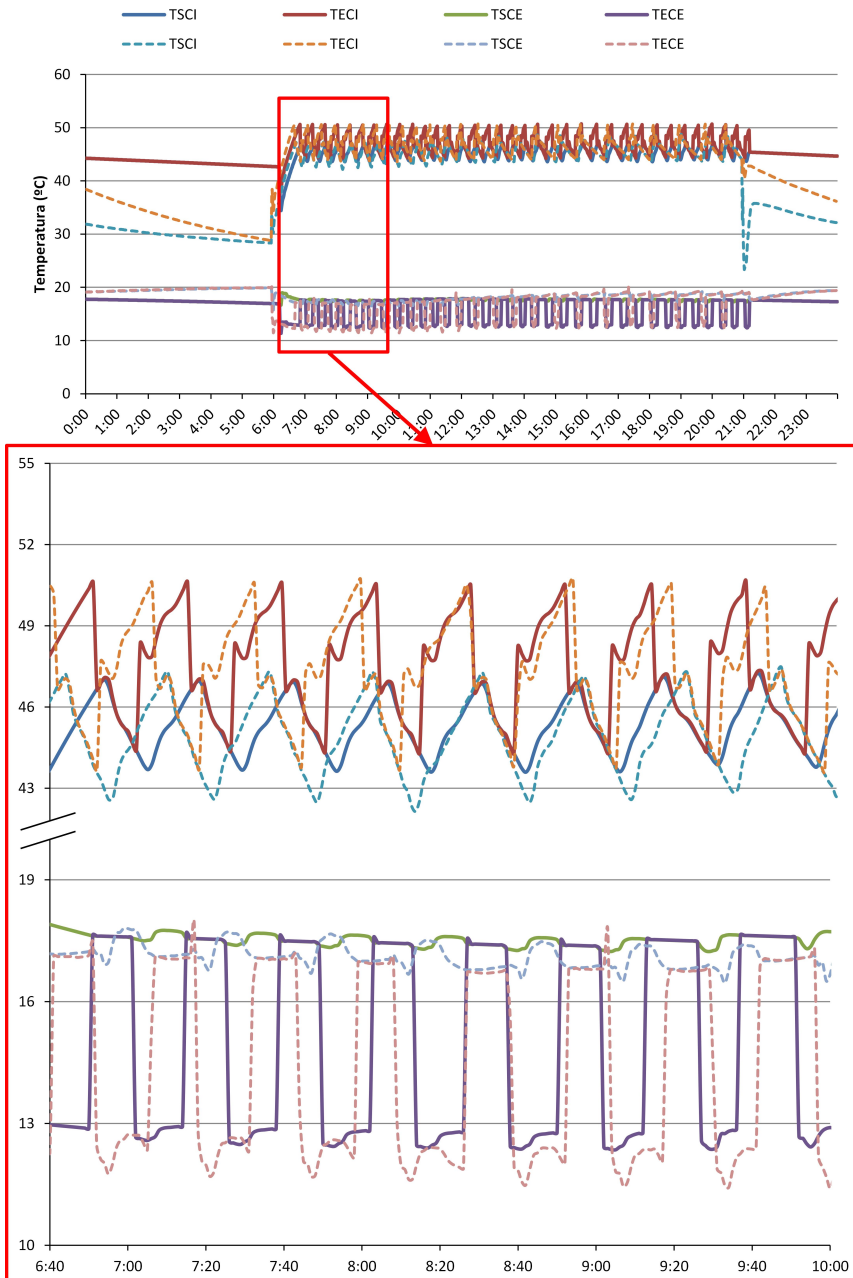


Figura 6.39: Comparativa de las temperaturas del agua en un día de alta carga de calefacción (B2G): TRNSYS (línea continua) y Experimental (línea discontinua)

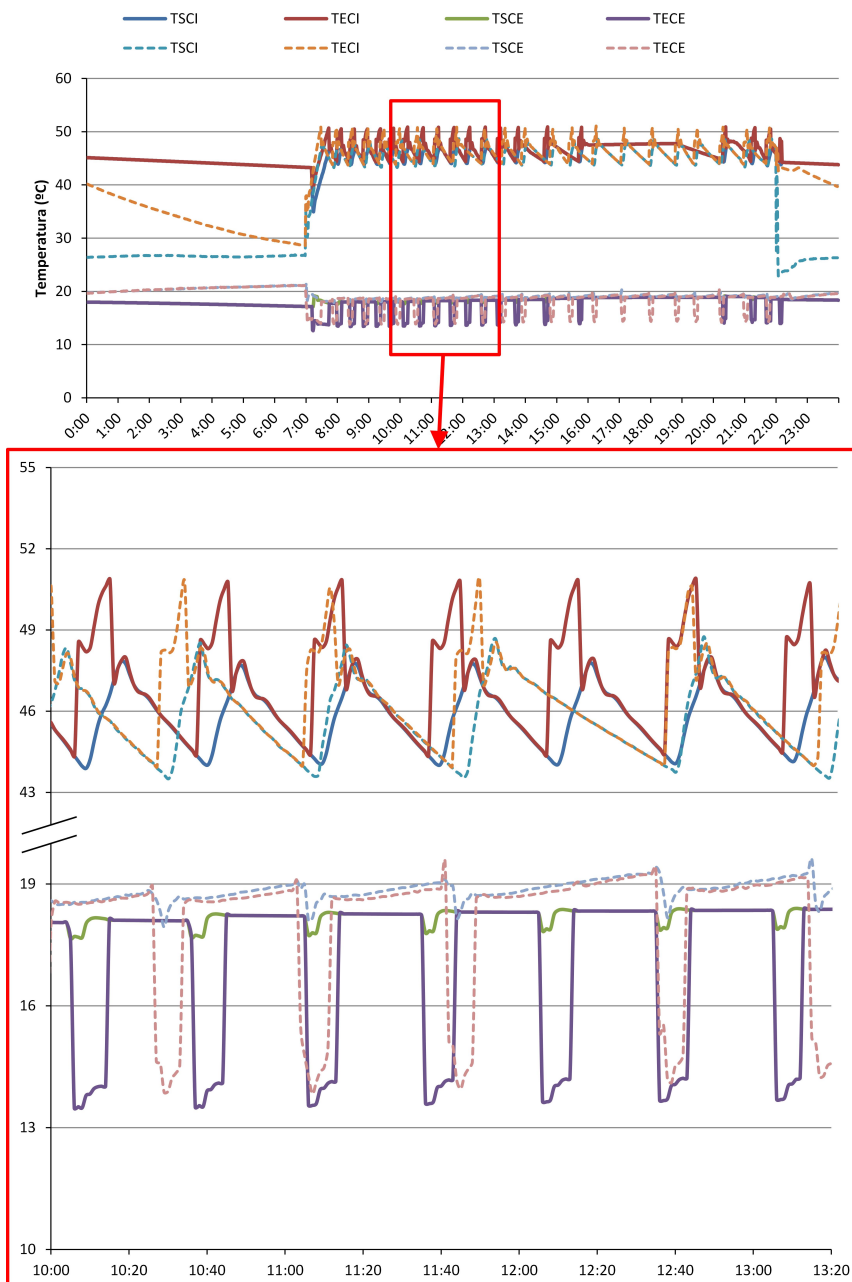


Figura 6.40: Comparativa de las temperaturas del agua en un día de baja carga de calefacción (B2G): TRNSYS (línea continua) y Experimental (línea discontinua)

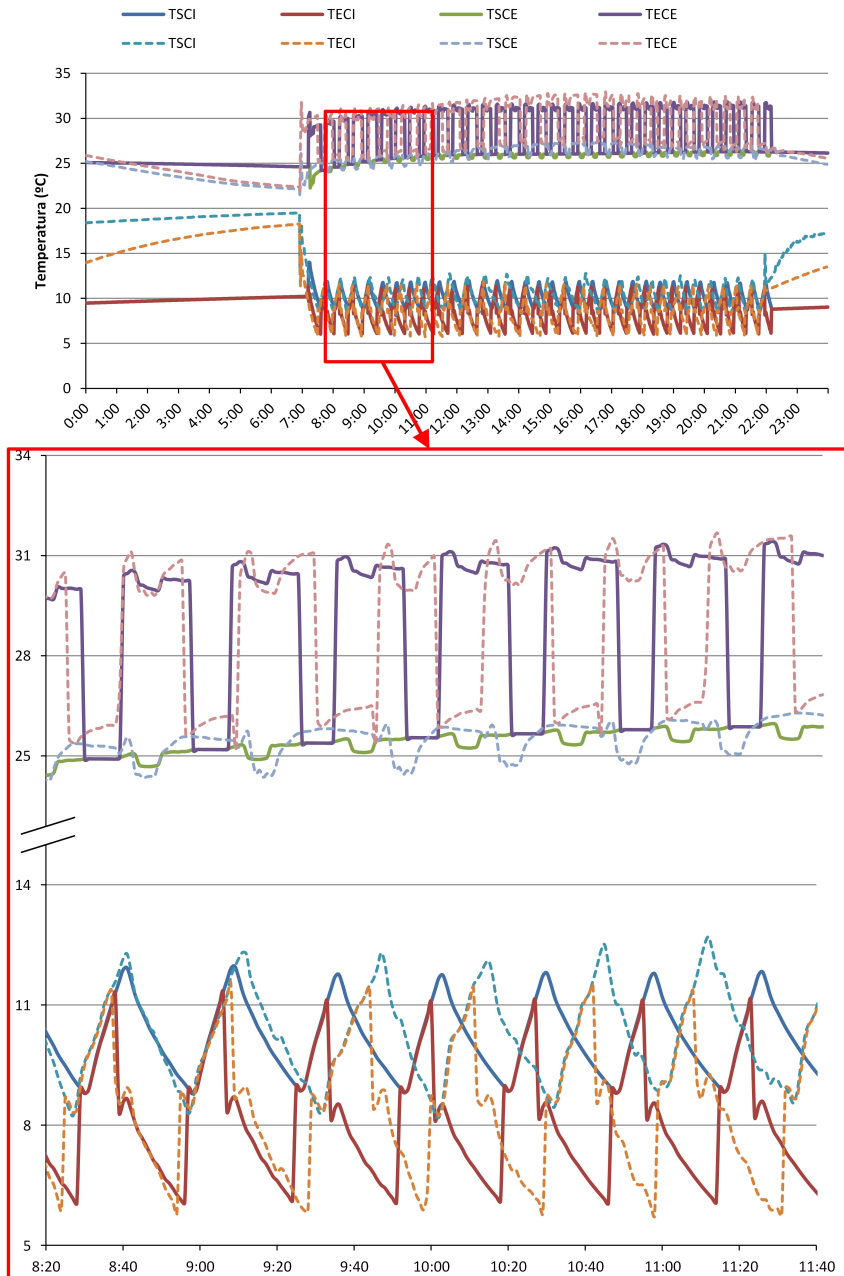


Figura 6.41: Comparativa de las temperaturas del agua en un día de alta carga de refrigeración (B2G): TRNSYS (línea continua) y Experimental (línea discontinua)

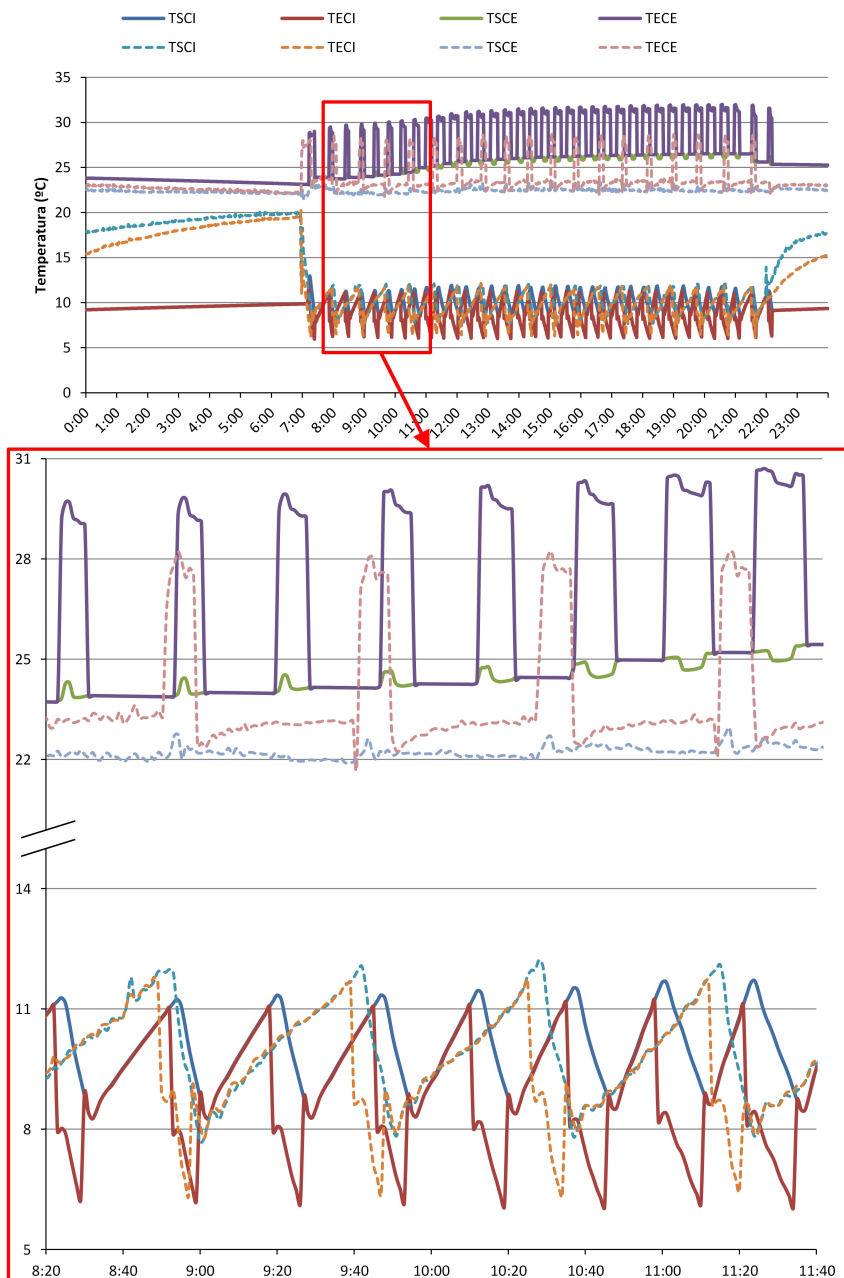


Figura 6.42: Comparativa de las temperaturas del agua en un día de baja carga de refrigeración (B2G): TRNSYS (línea continua) y Experimental (línea discontinua)

posible comprobar la versatilidad del mismo para las distintas configuraciones del sistema.

Capítulo 7

Resultados y discusión

En el capítulo 4 se ha analizado el funcionamiento del sistema a lo largo de los años en base a distintos parámetros característicos. El modelo desarrollado en los capítulos 5 y 6 se ha validado en cada paso comparando los resultados obtenidos para la carga tanto en el circuito interno como en el externo con los valores experimentales recogidos en la instalación. Además, se ha comprobado que la evolución de la temperatura del agua en distintos puntos del sistema se ajusta también a la experimental, dentro de los límites de precisión del modelo desarrollado. Una vez validado el modelo en estos términos, se comprobará la validez del mismo para la predicción de la evolución del resto de parámetros característicos estudiados en el capítulo 4.

Algunas de las variables del modelo (como, por ejemplo, los consumos de potencia eléctrica de los diferentes componentes del sistema) tienen una influencia reducida en la carga térmica o en las temperaturas del agua. Sin embargo, estas variables pueden influir en otros parámetros como el DPF y el SPF de la instalación.

En los capítulos 5 y 6 se han utilizado medidas experimentales correspondientes al año 2008 para la validación del modelo, debido a que durante ese año no hubo cambios significativos en la instalación y, para la mayoría de meses, se dispone de datos suficientes para realizar la validación. Sin embargo, la disponibilidad de los datos experimentales para los distintos años de operación de la instalación está condicionada por el desarrollo de su funcionamiento a lo largo de los años, descrito en el capítulo 4. Por este motivo, aún cuando el modelo ha sido validado convenientemente, en los meses en los que hay poca disponibilidad de datos experimentales es posible que aparezcan discrepancias significativas entre estos y los resultados de la simulación. Además, el perfil de demanda térmica utilizado en el modelo en TRNSYS será el mismo para todos los años de simulación, mientras que, en la realidad, las condiciones meteorológicas

lógicas y las variaciones en el comportamiento de los usuarios pueden resultar en diferencias puntuales (o incluso en periodos más o menos prolongados de tiempo) entre la demanda térmica experimental y la simulada, lo que también repercute en los resultados obtenidos para el resto de parámetros de la instalación.

Para las comparaciones presentadas en el presente capítulo, se ha programado en TRNSYS el cálculo de los diferentes parámetros de la instalación, en base a la metodología descrita en la sección 4.1.1. Por una parte, se analizará el comportamiento del modelo para días típicos de funcionamiento. En la sección 6.6 se ha comprobado ya que la evolución de las temperaturas del agua tanto en el circuito interno como en el externo se ajusta correctamente a la observada experimentalmente, teniendo en cuenta las diferencias existentes entre el perfil de demanda térmica experimental y el simulado. En la sección 7.1 se comparan los resultados obtenidos en la evolución a corto plazo de algunos de los principales parámetros del sistema. Para esta comparación, se modificará el perfil de carga de la simulación, intentando conseguir un perfil que se ajuste exactamente con el experimental. De esta manera, se elimina de la comparativa la variabilidad asociada a la diferencia de demanda térmica, permitiendo una validación más fiable del modelo global.

Por otra parte, a continuación, se analizará el comportamiento del modelo a lo largo del año 2008 en base a los demás parámetros del sistema, no estudiados previamente (sección 7.2). Posteriormente se modificará el modelo, primero cambiando el depósito del circuito interno y, por último, cambiando la bomba de calor. Para cada configuración del sistema se estudiará la evolución de varios parámetros característicos en forma de promedios mensuales, de forma análoga al estudio realizado del funcionamiento experimental de la instalación en la sección 4.3.

7.1. Días típicos

Para el análisis del comportamiento del modelo global en la predicción del funcionamiento de la instalación durante un día típico se han comparado los resultados obtenidos en días de alta y baja demanda térmica de cada modo de funcionamiento con datos experimentales correspondientes a días similares. En esta comparación se ha estudiado la evolución de la temperatura del agua, con su comportamiento característico debido al ciclado de la bomba de calor. Aunque el modelo desarrollado es capaz de reproducir correctamente la forma de las curvas de temperatura en cuanto a respuesta instantánea, la tendencia general de los resultados experimentales a lo largo del día no se corresponde exactamente con la experimental. Esta diferencia se debe, principalmente, a que el perfil de carga diario programado en el modelo es el mismo para todos los días del año, mientras que el experimental varía dependiendo de diversos

factores, como por ejemplo la ocupación de los despachos.

La figura 7.1 muestra la comparación entre el perfil de carga experimental y el simulado para un día típico de alta carga en modo calefacción. La demanda experimental se ha obtenido en forma de promedio para cada ciclo de la bomba de calor, puesto que no se dispone de medidas directas para el cálculo instantáneo de este parámetro. Para ello, se ha partido del factor de carga parcial, por lo que el primer y último ciclo se han eliminado del cálculo experimental. Se puede comprobar que, para el día de estudio, la demanda experimental se reduce a partir de cierto momento, mientras que el perfil simulado se mantiene en valores mayores. Esto provoca que la temperatura del terreno en este intervalo disminuya en mayor medida que la real, afectando a las curvas de temperatura del agua en el circuito externo (figura 7.2). Modificando el número de *fancoils* encendidos en la simulación se puede ajustar la demanda del modelo para que coincida con la experimental, dando lugar al perfil mostrado en la figura 7.3.

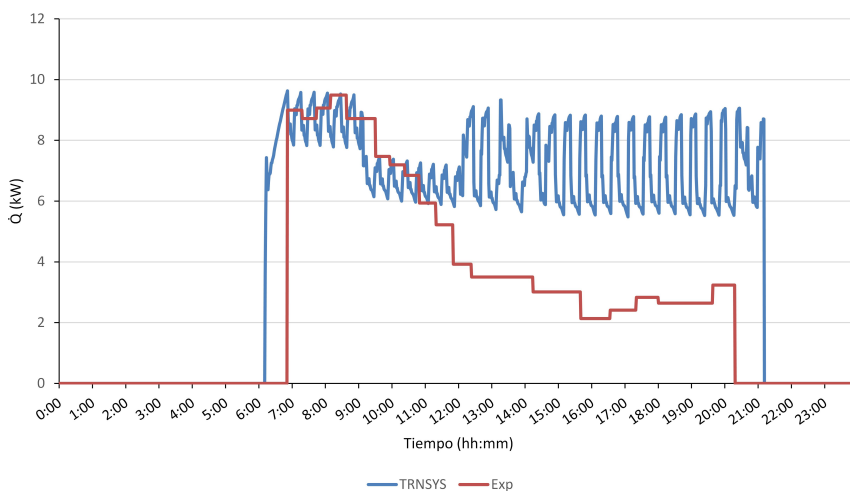


Figura 7.1: Comparación de perfil de carga experimental y simulado para un día de alta carga de calefacción

Al corregir el perfil de demanda, se reduce la carga extraída del terreno, por lo que la temperatura de este no disminuye tanto. Esto se verá reflejado en las curvas de temperatura del agua del circuito externo. En la figura 7.4 se puede observar que, al ajustar la carga térmica simulada a la real, la evolución de la temperatura del agua en el circuito externo a lo largo del día se ajusta perfectamente a las medidas experimentales.

Comparando la figura 7.4 con la figura 7.2, presentada también en la sección

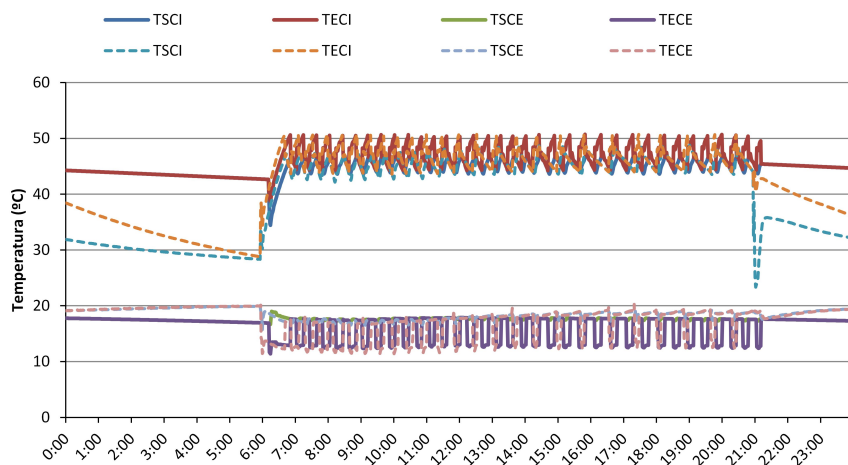


Figura 7.2: Temperaturas del agua para un día de alta carga de calefacción: TRNSYS (línea continua) y Experimental (línea discontinua)

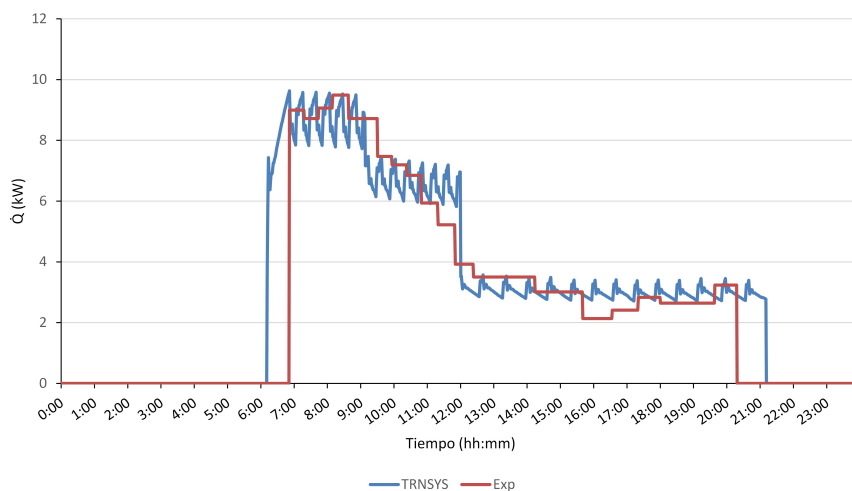


Figura 7.3: Corrección del perfil de demanda para un día de alta carga de calefacción

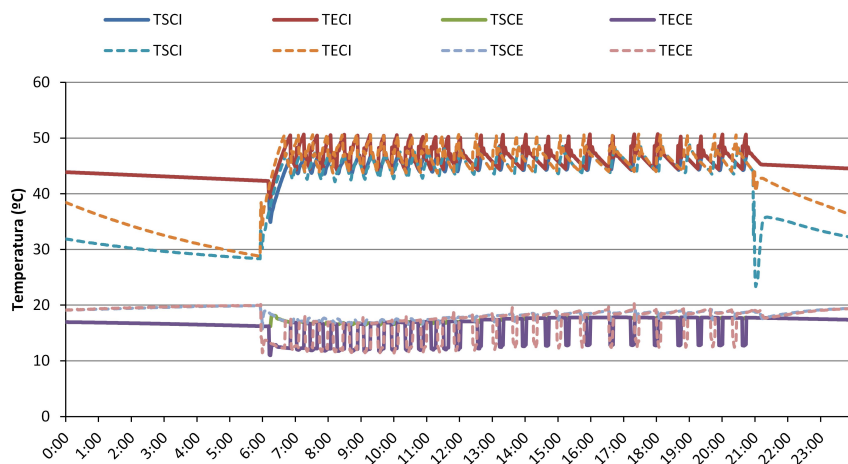


Figura 7.4: Temperaturas del agua para un día de alta carga de calefacción con la demanda corregida: TRNSYS (línea continua) y Experimental (línea discontinua)

6.6 (figura 6.39), se comprueba que al disminuir la demanda térmica del edificio se corrige la desviación en los valores de temperatura del agua en el circuito externo. Además, el número y la duración de los ciclos de la bomba de calor tras la corrección de la demanda se ajustan al comportamiento real de la instalación de forma muy precisa.

En el apéndice D se incluyen los resultados de carga corregida y temperaturas resultantes para los otros días de funcionamiento típico de la instalación: baja demanda de calefacción (sección D.1), alta demanda de refrigeración (sección D.2) y baja demanda de refrigeración (sección D.3). Aunque no siempre es posible ajustar la carga de forma exacta a la curva de demanda experimental, se han conseguido aproximaciones lo suficientemente buenas como para comprobar que los resultados para el resto de condiciones de funcionamiento son análogos a los obtenidos en condiciones de alta demanda de calefacción. Así pues, se comprueba que la evolución de las temperaturas del agua a lo largo del día se ajusta a las medidas experimentales en la misma medida en que la demanda térmica de la simulación se corresponde con la demanda real de ese día.

Además de las temperaturas del agua, se analizarán los resultados obtenidos con el modelo para los consumos de potencia eléctrica de los distintos componentes a lo largo del día. Con esto se pretende validar las correlaciones utilizadas para el modelado de los distintos componentes. Además, los consumos de potencia de la instalación condicionarán el cálculo de los DPFs a

lo largo del año. Así pues, será importante detectar las discrepancias entre los resultados de la simulación y los valores experimentales de los consumos de potencia, con el fin de anticipar posibles diferencias en los resultados del cálculo de los factores de rendimiento respecto de los experimentales.

La figura 7.5 muestra los resultados de potencia consumida por los elementos del circuito interno (bomba de circulación y *fancoils*, figura 7.5a) y los del circuito externo (bomba de circulación y compresor, figura 7.5b), para el mismo día de funcionamiento en alta carga de calefacción. Se puede comprobar que los valores obtenidos para la potencia consumida por ambas bombas de circulación y el compresor de la bomba de calor son muy similares a los experimentales. Por esto, las correlaciones utilizadas para modelar estos componentes se pueden considerar válidas a efectos de simulación. En el caso de la potencia consumida por los *fancoils*, se observan mayores discrepancias entre los datos experimentales y los resultados de la simulación.

Para obtener la potencia consumida por los *fancoils* se han considerado los valores nominales, puesto que el consumo depende únicamente de la velocidad fijada por el usuario. Así pues, puesto que en la simulación se han establecido todos los *fancoils* a velocidad 1, el consumo de potencia dependerá exclusivamente del número de *fancoils* encendidos en cada momento. Para ajustar la demanda térmica del día, se ha variado el número de *fancoils* en funcionamiento, aunque existen otras variables que pueden afectar a la demanda y que no se han considerado (variaciones de las condiciones ambientales, de las consignas establecidas por los usuarios...). Por este motivo, el número de *fancoils* encendidos en la simulación no corresponderá con el número de *fancoils* encendidos en la realidad en el día de estudio, lo que explica la diferencia entre los valores de potencia experimental y simulada consumida por los *fancoils*. Al calcular el DPF_4 (sección 7.2) se podrá comprobar si esta diferencia afecta significativamente o no al comportamiento de la instalación.

En la validación del ajuste del modelo completo se utilizan los promedios mensuales de los distintos parámetros. En el cálculo de estos promedios, la evolución instantánea de los parámetros día a día no se ve reflejada en el resultado, por lo que no afecta sensiblemente a la validación del modelo a largo plazo. Puesto que el perfil de demanda de un día específico depende de un gran número de variables, y no todas ellas son conocidas, resulta imposible obtener un resultado exacto para todos los días de la simulación. Además, puesto que se pretende que el perfil de carga utilizado sea representativo de los distintos años de funcionamiento, no resulta práctico intentar conseguir un ajuste perfecto del perfil de demanda térmica para todos los días del año. Sin embargo, con los resultados presentados en esta sección, se comprueba que, con el perfil de demanda adecuado, el comportamiento del modelo global desarrollado es prácticamente idéntico al experimental.

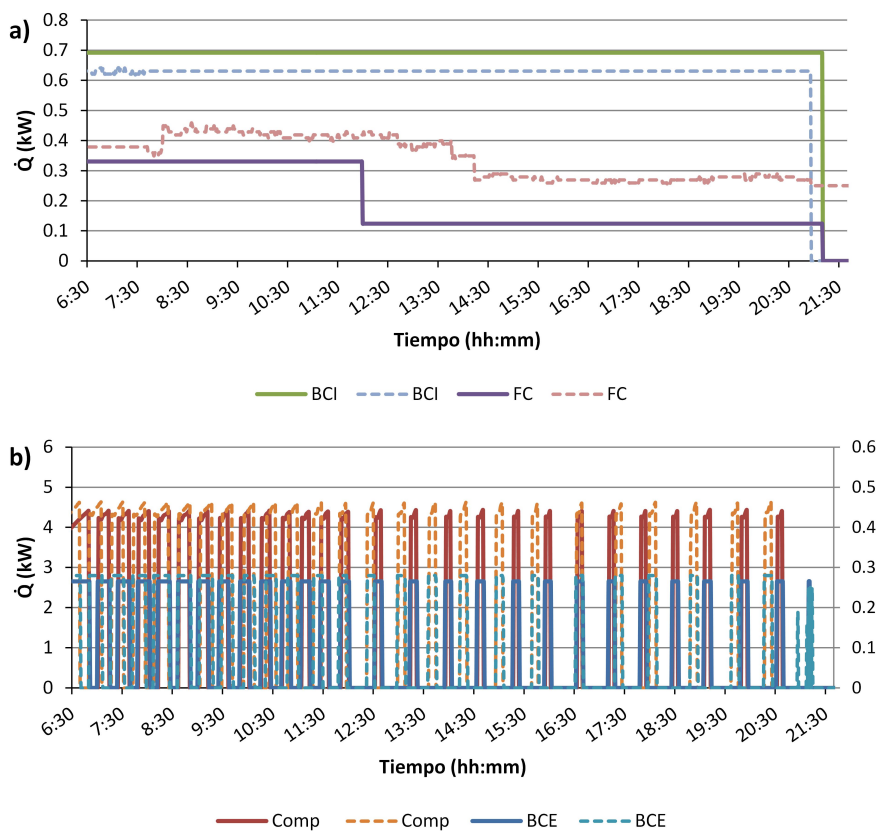


Figura 7.5: Comparación de potencia consumida por los componentes de la instalación: TRNSYS (línea continua) y Experimental (línea discontinua). a) circuito interno, b) circuito externo

7.2. Evolución anual

En la sección 4.3 se han estudiado los resultados experimentales de temperaturas del agua, carga térmica, factor de carga parcial y DPFs, en forma de promedios mensuales. A lo largo del proceso de desarrollo del modelo global, se han validado los resultados obtenidos en cuanto a carga térmica y temperaturas del agua, para el año 2008. En la presente sección se pretende extender esta validación mediante el análisis del factor de carga parcial y los DPFs calculados en la simulación para este mismo periodo de tiempo.

Para el factor de carga parcial, puesto que es un reflejo de la demanda térmica del edificio, es de esperar que se obtengan resultados similares a los obtenidos para la carga térmica de la instalación. Cualquier posible desviación sobre estos resultados vendrá dada por las diferencias entre la capacidad de la bomba de calor representada por las correlaciones utilizadas y la que tiene la bomba de calor en la realidad. Adicionalmente, con el estudio de los DPFs se podrá comprobar si los cálculos de potencia consumida por los distintos componentes de la instalación coinciden con los resultados experimentales. Como en cada DPF se incluye un elemento nuevo, el análisis permitirá estudiar cada uno de los componentes y su efecto sobre el rendimiento de la instalación. Dentro del propósito general del modelo, el objetivo de esta comparación será comprobar si el modelo global de la instalación es capaz de predecir las diferencias entre los distintos DPFs debidas a la inclusión de los componentes de la instalación en el cálculo o, lo que es lo mismo, el impacto del consumo de cada componente auxiliar en la eficiencia global del sistema.

Para el cálculo del factor de carga parcial diario en TRNSYS se ha tenido en cuenta el tiempo total de funcionamiento de la instalación cada día y el tiempo que permanece encendida la bomba de circulación externa. La figura 7.6 muestra los resultados del factor de carga parcial en promedio mensual para la simulación completa del año 2008, comparados con los valores experimentales correspondientes. El perfil de demanda térmica del edificio se muestra en la figura 7.7 (previamente presentado en la figura 6.35). Comparando ambas figuras se puede verificar que, efectivamente, la evolución del factor de carga parcial a lo largo del año refleja el comportamiento de la demanda térmica simulada. Así, en los meses en los que la demanda térmica de la simulación es mayor (en valor absoluto) que la experimental, el factor de carga parcial obtenido de la simulación será mayor que el real, y viceversa.

Por otra parte, en los meses en los que la carga térmica simulada se ajusta mejor a la experimental, los valores del factor de carga parcial son muy similares, por lo que se puede concluir que la capacidad de la bomba de calor experimental está correctamente modelada en las correlaciones polinómicas utilizadas en el *type* de TRNSYS.

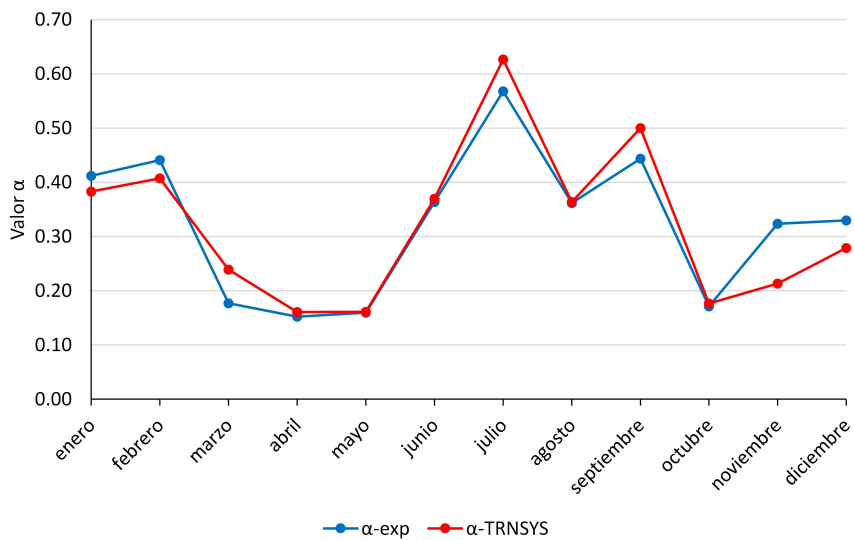


Figura 7.6: Comparativa del factor de carga parcial (B2G)

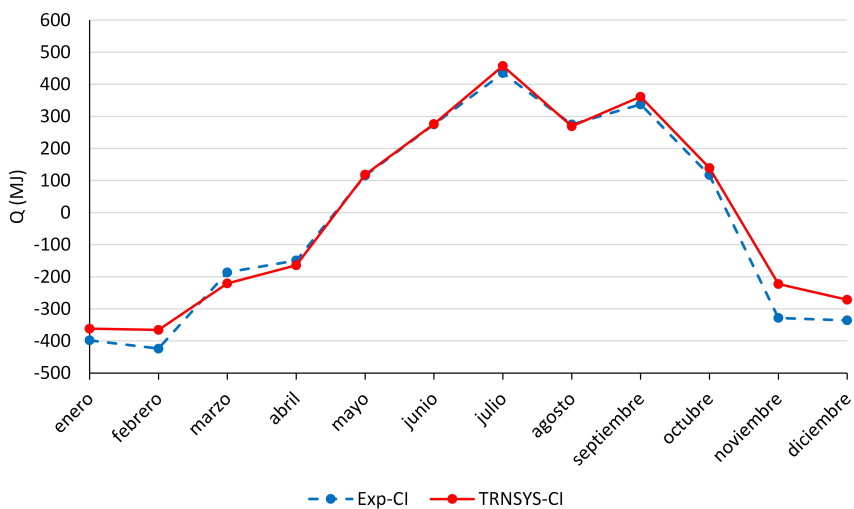


Figura 7.7: Resultados de demanda térmica del circuito interno

En la figura 7.8 se presentan los resultados obtenidos para el cálculo del DPF_1 a lo largo del año 2008. El cálculo de este parámetro se ha realizado mediante la implementación de la ecuación 4.11 directamente en el modelo en TRNSYS. El DPF_2 se ha obtenido mediante la ecuación 4.12 y los resultados obtenidos se presentan en la figura 7.9. Por último, el DPF_3 y el DPF_4 se han obtenido a partir de las ecuaciones 4.13 y 4.14, respectivamente. Los resultados para estos dos parámetros se muestran en las figuras 7.10 y 7.11.

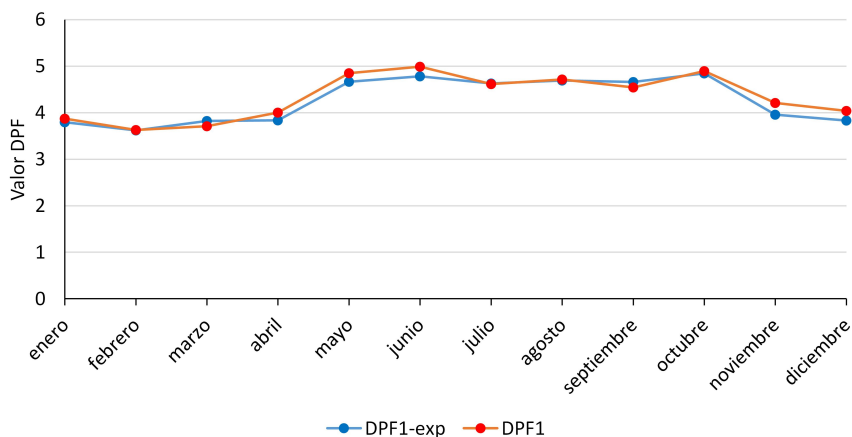


Figura 7.8: Comparativa del DPF_1 (B2G)

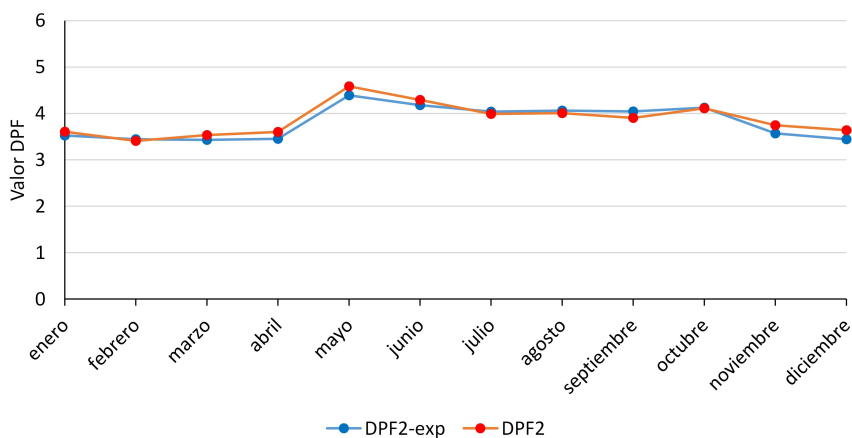


Figura 7.9: Comparativa del DPF_2 (B2G)

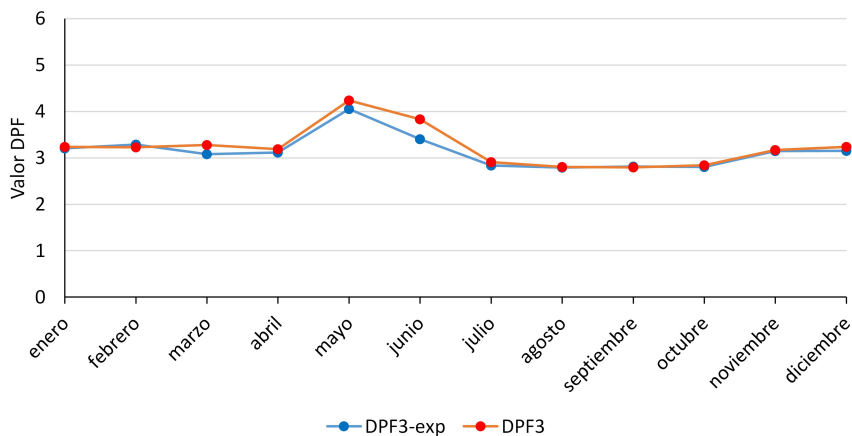


Figura 7.10: Comparativa del DPF₃ (B2G)

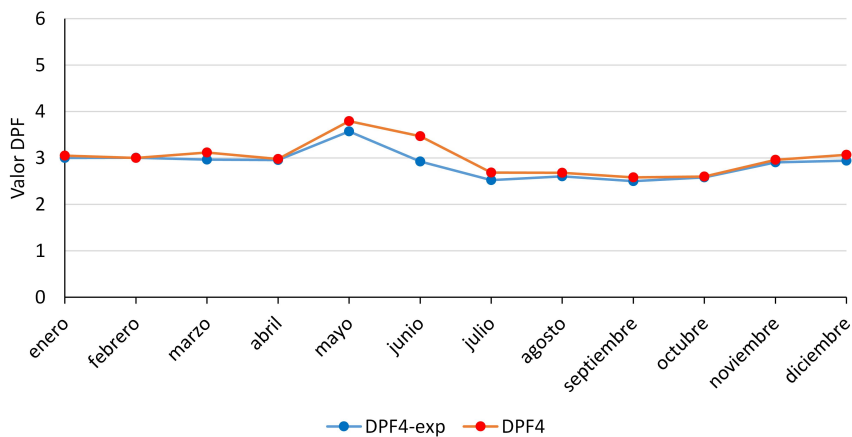


Figura 7.11: Comparativa del DPF₄ (B2G)

Como se puede observar en las figuras 7.8 a 7.11, las variación del DPF simulado debida a la incorporación de componentes en la ecuación es análoga a la experimental. Así pues, los valores de cada DPF serán menores que los del anterior, puesto que cada uno engloba más componentes de la instalación que el anterior. En todo momento, la curva calculada se mantiene en valores similares a los experimentales, de lo que se deduce que el efecto de cada componente en TRNSYS es parecido al experimental, en cuanto a eficiencia energética se refiere. Comparando los resultados del DPF₃ con el DPF₄ se puede comprobar que, definitivamente, la potencia consumida por los *fancoils* sí que está correctamente modelada, en términos de promedio mensual. Sin embargo, en las curvas del DPF₃ y del DPF₄ se observa una desviación en el valor correspondiente al mes de junio. Puesto que el único componente común en ambos DPFs es la bomba de circulación interna, se puede deducir que la potencia obtenida de la correlación utilizada no coincide con la experimental en este mes. Contrastando con datos de la instalación, se ha podido comprobar que, efectivamente, en el mes de junio de 2008 se registra un funcionamiento anómalo de la bomba de circulación interna, probablemente debido a la presencia de suciedad en las tuberías, coherente con los resultados obtenidos. Así pues, la validación se considera satisfactoria. El efecto de los distintos componentes de la instalación sobre su eficiencia energética queda correctamente reflejado por el modelo global.

7.3. Extensión de la validación

A lo largo de los capítulos anteriores, se ha validado el modelo de la instalación en la configuración inicial que se dio al sistema, en los primeros años de funcionamiento: con el depósito del circuito interno situado en la tubería de retorno y la bomba de calor de una única etapa de compresión. Desde entonces, dos grandes modificaciones han tenido lugar en la instalación: el cambio del depósito, situando el nuevo en la tubería de impulsión; y el cambio de la bomba de calor por otra de dos compresores trabajando en tándem.

En esta sección se estudiará el funcionamiento del modelo desarrollado cuando se introducen ambos cambios. Primero se modificará la posición del depósito del circuito interno, comparando los resultados con los datos experimentales correspondientes al año 2010. Posteriormente, se cambiará el *type* de la bomba de calor. Para la validación de ambas configuraciones se estudiarán los mismos parámetros del modelo que se han analizado en el apartado 4.3: carga térmica, temperaturas del agua, factor de carga parcial, DPFs.

7.3.1. Depósito en impulsión

En el modelo en TRNSYS, para el modelado de los componentes de la instalación correspondientes al circuito interno, se han incluido desde el principio los dos modelos de depósito. Tal y como se ha explicado en la sección 5.3, las conexiones entre los *types* se han realizado a través de calculadoras (figura 5.18), de forma que es posible cambiar cómodamente de una configuración a otra. Así pues, para modificar el depósito en la simulación basta con cambiar el valor de una variable de control, lo cual puede hacerse de forma automática. Esto permite realizar una simulación que abarque desde el año 2008 al 2010, permitiendo obtener los resultados para este último sin necesidad de reajustar el estado inicial del modelo.

En la figura 7.12 se muestran los perfiles de carga térmica del circuito interno y del externo para el tercer año de simulación, que corresponde al año 2010 de los datos experimentales. Como se puede apreciar, el ajuste del perfil de carga no es exacto en ninguno de los circuitos hidráulicos del sistema. La razón de esto es que, tal y como se ha comentado a lo largo del desarrollo del modelo global, la demanda térmica experimental para un año en particular depende de multitud de factores, mientras que en la simulación en TRNSYS se ha utilizado un mismo edificio para todos los años, con las mismas características. Cabe destacar que, en el caso concreto del valor correspondiente al mes de mayo, existe una gran discrepancia debido a que sólo se dispone de datos experimentales de unos pocos días del principio del mes, en los que la instalación estaba aún funcionando en modo calefacción y además presenta un nivel de demanda térmica mayor del habitual para esa época del año.

Así pues, es de esperar que la carga térmica de la bomba de calor no se ajuste exactamente con la real, aunque sí debe de presentar valores del mismo orden de magnitud que esta. A la vista de los resultados observados en la figura 7.12, se puede concluir que los perfiles obtenidos en la simulación serán válidos a efectos de validación del modelo global. Aun así, será necesario tener en cuenta las diferencias entre los valores de carga térmica experimentales y los simulados a la hora de analizar la evolución del resto de parámetros.

Los resultados obtenidos para las temperaturas promedio del agua a la entrada y a la salida de la bomba de calor se muestran en la figura 7.13. Puesto que los *settings* de la simulación se han ajustado en base a los valores reales, las temperaturas del agua en el circuito interno son muy similares a las experimentales. Por otra parte, en el circuito externo la temperatura del agua depende principalmente del comportamiento del intercambiador enterrado. La evolución de estas temperaturas en el año 2010 se corresponde con la experimental, sin que se observe ninguna tendencia clara a aumentar o disminuir la temperatura. Así pues, se puede concluir que el modelo del intercambiador enterrado produce una correcta predicción de la evolución de la temperatura

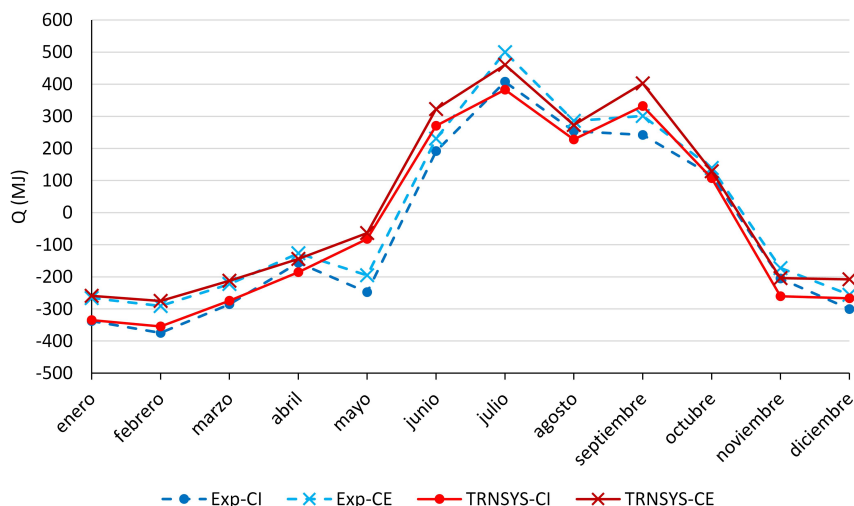


Figura 7.12: Perfil de carga térmica para el año 2010

del terreno y del agua a lo largo de los años.

En cuanto al factor de carga parcial, los resultados obtenidos de la simulación serán un reflejo de los obtenidos para la carga térmica. Esto se puede apreciar en la figura 7.14, en la que se muestra el factor de carga parcial promedio mensual obtenido con el modelo para el año 2010, en comparación con los valores experimentales correspondientes.

Comparando la figura 7.14 con la figura 7.12 se puede comprobar que las diferencias entre el factor de carga parcial simulado y el experimental se corresponden con las diferencias entre la demanda térmica simulada y la experimental. Así pues, en los meses en los que la demanda térmica simulada es mayor que la experimental, el factor de carga parcial resultante será mayor que el obtenido de los datos experimentales, y viceversa. De nuevo se comprueba con estos resultados que la capacidad de la bomba de calor simulada se corresponde con la real, al menos para las condiciones de funcionamiento estudiadas.

Por último, cabe comparar también la evolución de los factores de rendimiento de la instalación, los DPFs 1-4. Los resultados obtenidos para estos parámetros se muestran en la figura 7.15.

Tal y como se puede apreciar en la figura 7.15, los valores de los DPFs obtenidos del modelo global se mantienen en el mismo orden de magnitud que los experimentales: el cambio del depósito no afecta a la validez del modelo en

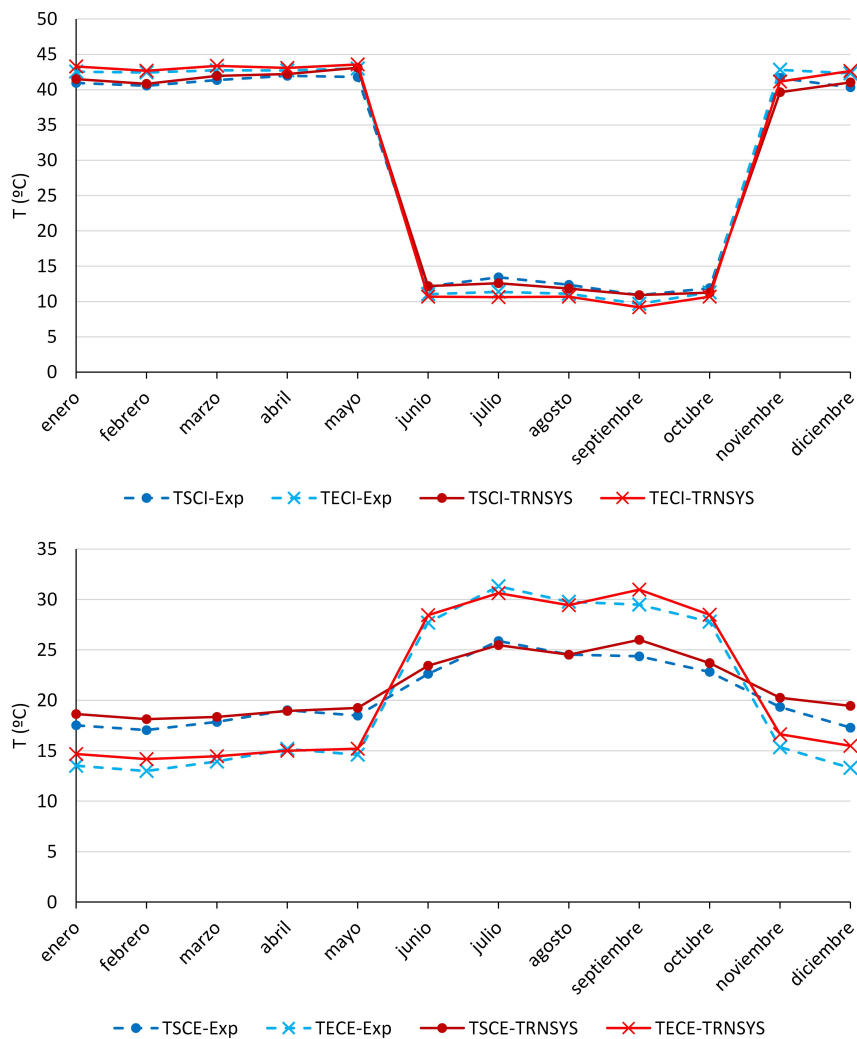


Figura 7.13: Temperaturas del agua en el año 2010

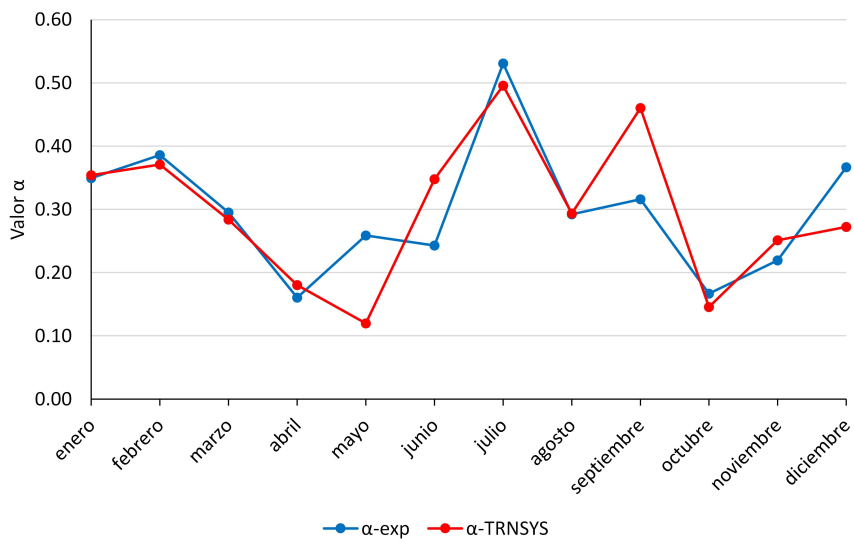


Figura 7.14: Factor de carga parcial en el año 2010

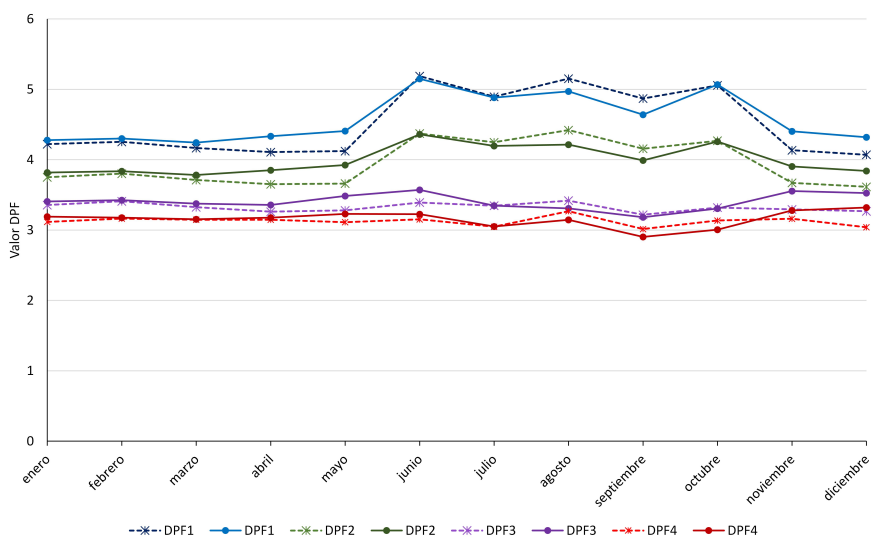


Figura 7.15: DPFs en el año 2010: TRNSYS (línea continua) y Experimental (línea discontinua)

este aspecto. Tanto el DPF_1 como el DPF_2 presentan una variación entre los meses de calefacción y los de refrigeración, que queda representada con suficiente precisión en los resultados de la simulación. Por otra parte, tal y como se ha comentado en el capítulo 4, al incluir la bomba de circulación interna (y el calor que esta aporta al agua del circuito interno) en el cálculo del DPF, se suaviza la curva resultante, por lo que el DPF_3 y el DPF_4 no presentarán esta variación estacional. En los resultados obtenidos mediante el modelo desarrollado, este comportamiento queda correctamente reflejado, por lo que se puede considerar que el modelo es válido también para la configuración estudiada.

7.3.2. Bomba de calor con dos compresores en tándem

Por último, se estudiará el comportamiento del modelo al cambiar la bomba de calor de una etapa de compresión por la de dos compresores trabajando en tándem. Para ello, siguiendo con el planteamiento de la sección 7.3.1, se modificará el esquema de TRNSYS de tal forma que se permita cambiar de bomba de calor de forma automática en cualquier momento de la simulación. Mediante esta modificación será posible realizar una simulación completa del modelo global, que abarque desde el año 2008 hasta el 2012, modificando, en el momento oportuno, la posición del depósito interno y la bomba de calor utilizada. De esta forma, no será necesario recalculer los parámetros iniciales del modelo, a la vez que se permite comprobar la validez del modelo para predecir tendencias de los distintos parámetros de la instalación para plazos de tiempo de varios años.

La macro *Heat Pump* del modelo global quedará tal como se ve en la figura 7.16. Entre los cambios realizados se incluye la inclusión de los perfiles de caudal para la bomba de circulación interna, que se puede observar en el esquema de la figura 7.16, y para la bomba de circulación externa. Además se han conectado ambas bombas de calor en paralelo, utilizando la calculadora *Select_bomba* para seleccionar qué bomba de calor se utiliza en cada momento. En la figura 7.17 se muestra el esquema final en TRNSYS del modelo global, preparado para la simulación de hasta 5 años de funcionamiento del sistema, incluyendo los perfiles de *settings* y *deadbands* para la temperatura del agua del circuito interno correspondientes a cada año.

Para la comparación del funcionamiento del modelo con la bomba de calor de dos compresores en tándem se utilizarán los resultados de la simulación correspondientes al año 2012 y los datos experimentales de este mismo año. De nuevo se debe tener en cuenta que las características del modelo utilizado pueden llevar a diferencias entre el perfil de carga real y el simulado en TRNSYS. Además, tal y como se ha comentado al principio del presente capítulo, la disponibilidad de los datos experimentales depende del desarrollo del funcionamiento de la instalación durante los meses correspondientes. Para

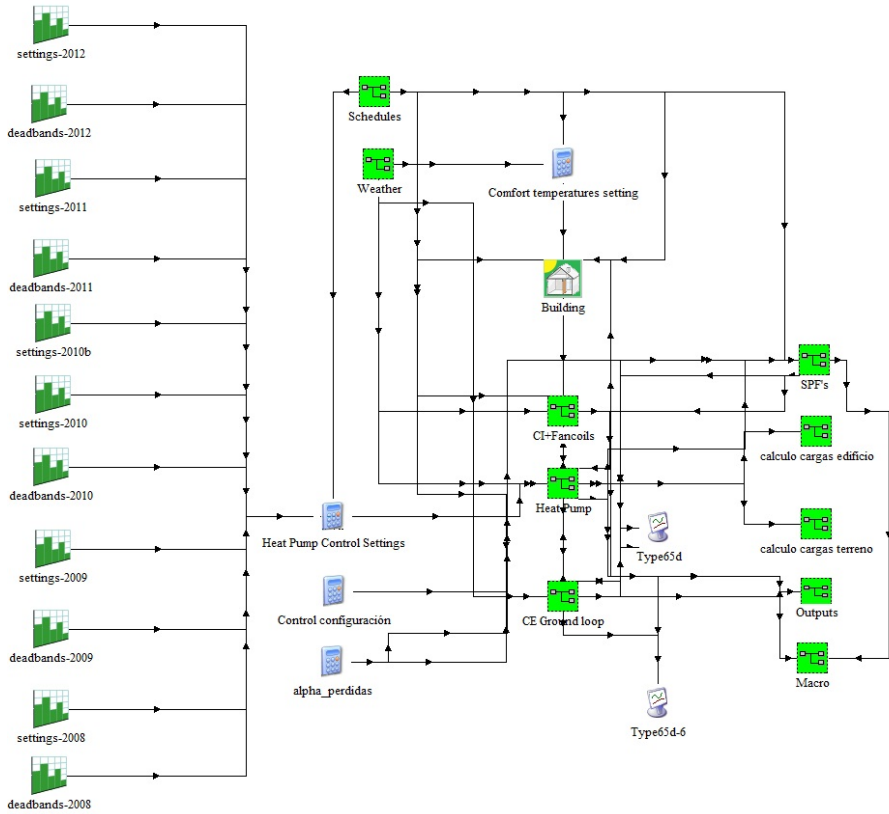


Figura 7.17: Esquema TRNSYS del modelo global.

analizar los resultados obtenidos será necesario tener en consideración estos factores. Tal y como se ha observado en la sección 4.2, el cambio de la bomba de calor afecta en gran medida al funcionamiento dinámico del sistema, modificando considerablemente los perfiles de temperaturas diarios y afectando a la evolución a largo plazo de los parámetros característicos del funcionamiento de la instalación. El modelo desarrollado en TRNSYS sigue siendo capaz de reproducir correctamente el comportamiento dinámico del sistema, lo que, en última instancia, permite asegurar el correcto ajuste de los resultados mensuales presentados a continuación.

El perfil de carga térmica obtenido de la simulación del modelo global se puede observar en la figura 7.18, en comparación con los resultados experimentales correspondientes. Como se puede observar en la figura 7.18, los resultados obtenidos para los meses de funcionamiento en modo refrigeración son prácticamente idénticos a los experimentales, a excepción del mes de julio, en el que la carga experimental es considerablemente mayor que la simulada. Por otra parte, para los meses de funcionamiento en modo calefacción, el modelo global produce resultados de cargas térmicas menores que las experimentales. Estas diferencias se deben, tal y como cabía esperar, al uso de un perfil único de carga térmica para todos los años, que no tiene en cuenta las posibles fluctuaciones de la demanda térmica del edificio por variaciones en las condiciones de funcionamiento.

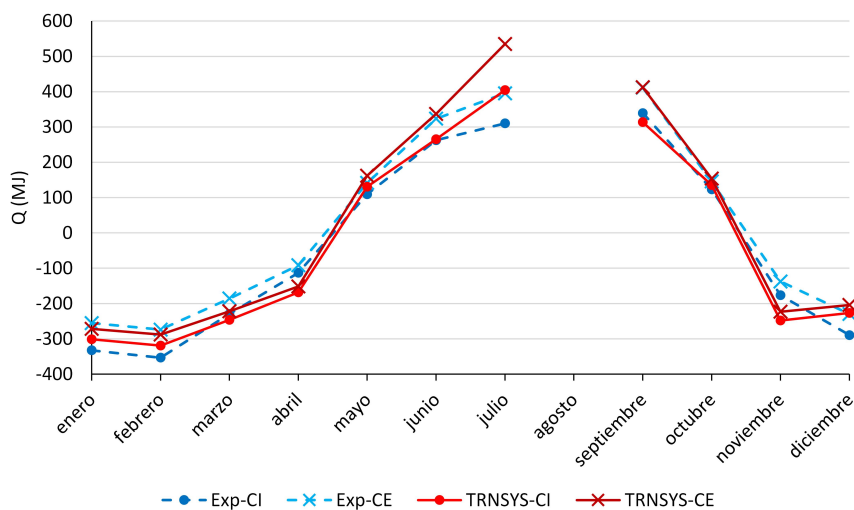


Figura 7.18: Perfil de carga térmica para el año 2012

En la figura 7.19 se puede observar la evolución de la temperatura del

agua en los distintos puntos de la instalación a lo largo del año 2012. Tal y como se puede apreciar en la figura, las diferencias entre el perfil de carga experimental y el simulado se reflejan en la evolución de las temperaturas del agua. Así pues, en los meses de funcionamiento en modo calefacción, las temperaturas experimentales del agua en el circuito externo quedan por debajo de las simuladas, debido a que la carga experimental en estos meses es mayor que la simulada. Para el resto de meses, los valores de temperatura del agua resultantes de la simulación reflejan correctamente la evolución real de las temperaturas tanto en el circuito interno como en el externo.

Los resultados obtenidos para el factor de carga parcial de la instalación se presentan en la figura 7.20. De nuevo, la comparación entre los resultados obtenidos para el factor de carga parcial y los obtenidos para la carga térmica del circuito interno permite comprobar el ajuste de las correlaciones utilizadas para el modelo de la bomba de calor. Más concretamente, esta comparación permite estudiar si la capacidad de la bomba de calor según las correlaciones utilizadas se corresponde o no con la de la bomba de calor real. En el caso de la bomba de calor con dos compresores en tándem, se observan diferencias entre el factor de carga parcial simulado y experimental en la gráfica de la figura 7.20. Estas diferencias corresponden con las observadas en la demanda térmica: en verano, el ajuste es prácticamente exacto, mientras que, en invierno, el factor de carga parcial simulado presenta valores menores que los experimentales. Así pues, se deduce que, en principio, la capacidad de la bomba de calor está correctamente modelada por las correlaciones utilizadas. Sin embargo, la mayor parte del tiempo (tanto en la simulación como en la realidad), la bomba de calor se encuentra trabajando con solo un compresor, mientras que el segundo compresor se enciende únicamente al principio del día (generando un primer ciclo que se ha eliminado de los cálculos) y en momentos muy puntuales de alta demanda de refrigeración. Por lo tanto, la validez de esta conclusión es extensible únicamente a las correlaciones correspondientes al funcionamiento de la bomba de calor cuando solo uno de los compresores está encendido.

Por último, la figura 7.21 presenta los valores de los factores de rendimiento diario (DPFs) promediados mensualmente durante el año 2012. Como se puede observar, tras el cambio de la bomba de calor, el modelo sigue siendo capaz de reproducir la evolución del DPF y la influencia que tiene cada componente al incluirlo en el cálculo. Comparando los valores experimentales de los DPFs antes y después del cambio de la bomba de calor se observa un incremento promedio de alrededor del 10 % en el funcionamiento en modo refrigeración y del 25 % en modo calefacción (coherente con las conclusiones obtenidas en [89]). Los resultados obtenidos de la simulación del modelo global reflejan un impacto similar.

Con el análisis realizado en este capítulo se comprueba la validez del modelo desarrollado para la simulación del comportamiento de la instalación en dife-

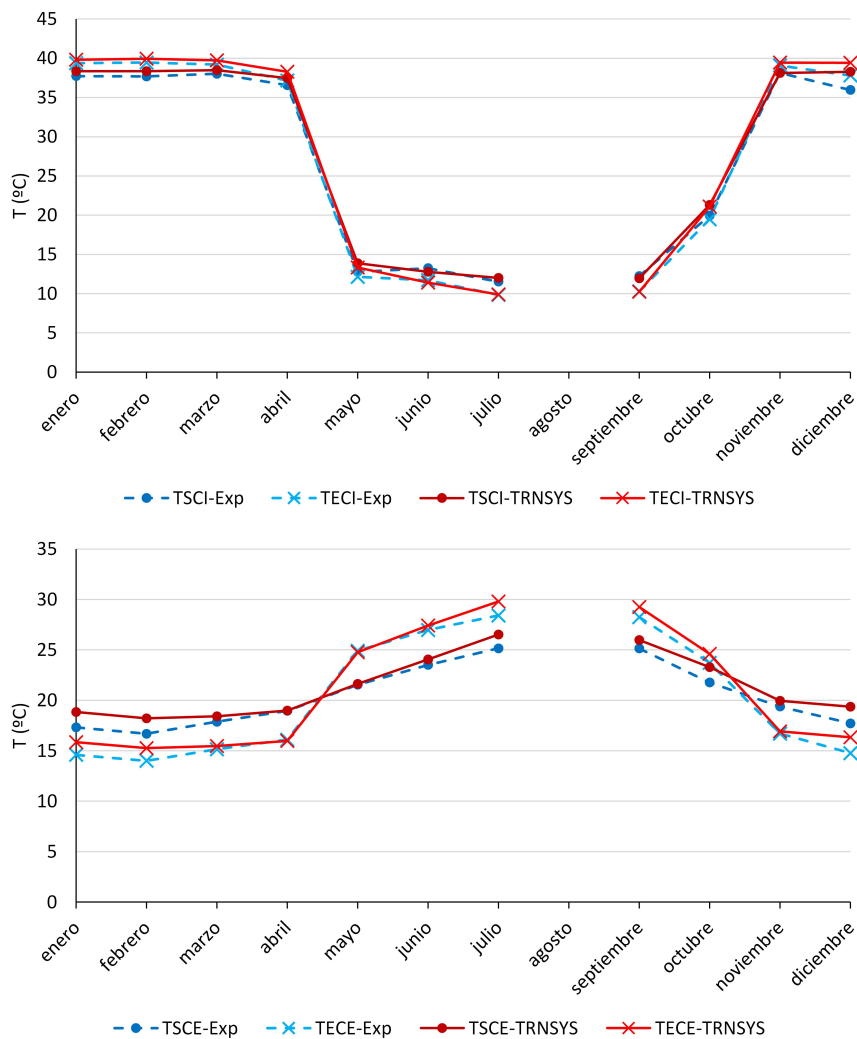


Figura 7.19: Temperaturas del agua para el año 2012

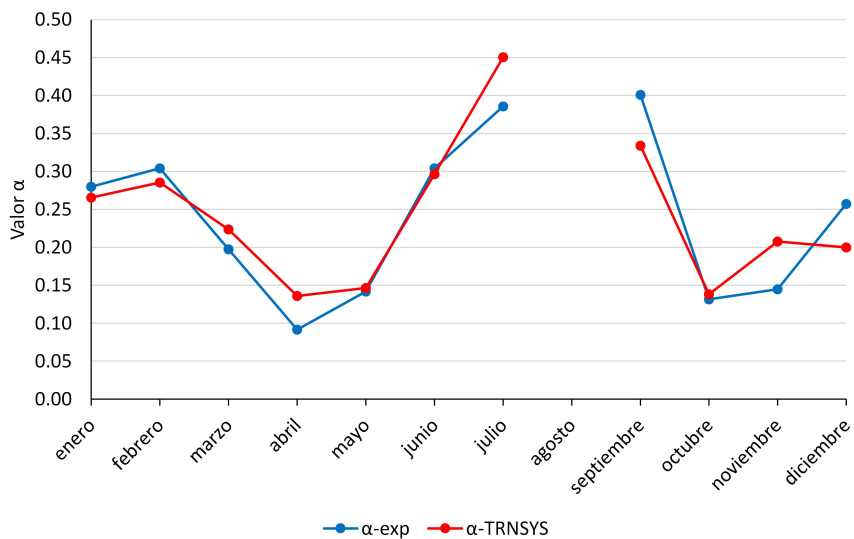


Figura 7.20: Factor de carga parcial en el año 2012

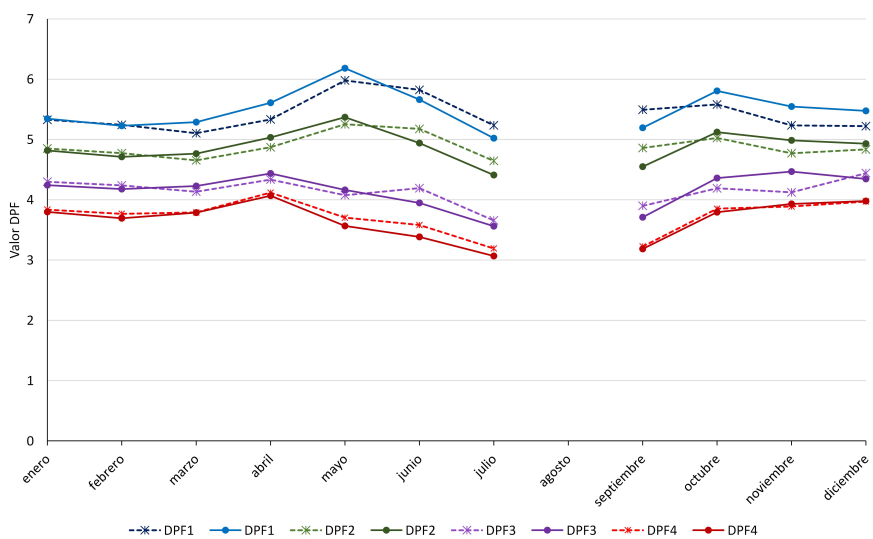


Figura 7.21: DPFs para el año 2012: TRNSYS (línea continua) y Experimental (línea discontinua)

rentes condiciones de funcionamiento. Con esto se concluye la validación del modelo global de la instalación, objetivo principal de la presente tesis, permitiendo así utilizar el modelo para analizar el impacto de diferentes estrategias de optimización energética en el comportamiento global del sistema, confort de los usuarios, etc., y de esta forma poder asistir al desarrollo de algoritmos de control que en el futuro se pudieran implementar en el sistema de control de la instalación.

Capítulo 8

Conclusiones

El objetivo principal de la presente tesis es el desarrollo de un modelo detallado de la instalación de climatización geotérmica situada en la Universitat Politècnica de València. Para ello, previamente se ha llevado a cabo un análisis en profundidad del funcionamiento de esta instalación a lo largo de los años, además de una descripción detallada de los componentes del sistema y su modo de operación.

En la descripción de los componentes de la instalación se pone de manifiesto el importante trabajo de diseño subyacente, llevado a cabo en el marco del proyecto europeo GeoCool y descrito en [24]. Con el propósito de desarrollar un modelo completo y detallado, se ha proporcionado en el capítulo 3 la información necesaria sobre los componentes del sistema, que posteriormente se ha trasladado a los *types* de TRNSYS que modelan cada uno de ellos.

En el capítulo 4 se ha descrito el análisis del funcionamiento de la instalación: desde el proceso de cálculo de parámetros característicos hasta los resultados obtenidos a lo largo de los años de funcionamiento de la instalación. Como parte del trabajo desarrollado durante la ejecución de esta tesis, se encuentra la automatización completa del proceso de tratamiento de datos experimentales. Así pues, desde las hojas de datos registradas por el sistema de adquisición de datos de la instalación hasta la obtención de las gráficas presentadas en las secciones 4.2 y 4.3, todos los cálculos y pasos de procesamiento de datos se han implementado en diversas hojas de cálculo del programa Excel de Microsoft Office. De esta forma, se facilita enormemente la tarea de análisis de datos, permitiendo la obtención de los resultados finales de forma sencilla y automática.

Con los datos procesados de esta manera se ha realizado un análisis exhaustivo del funcionamiento de la instalación y de los efectos que los distintos

cambios en la configuración del sistema tienen sobre los parámetros característicos que describen su comportamiento. Del análisis del funcionamiento diario del sistema se concluye que el control tipo ON/OFF utilizado en la instalación provoca que el comportamiento dinámico de los componentes prime sobre su comportamiento estático, puesto que la duración de los ciclos de encendido de la bomba de calor no permite que se alcance un régimen permanente de funcionamiento durante un largo periodo de tiempo. Esto se ve reflejado principalmente en la evolución de la temperatura del agua en distintos puntos de los circuitos hidráulicos interno y externo, que presenta una forma característica determinada por la duración de los ciclos. En los casos en que, debido a una baja demanda térmica, la duración de los ciclos de encendido de la bomba de calor llega a ser menor que el tiempo de establecimiento de la respuesta del sistema, se producen ciclos en los que únicamente existe régimen transitorio, lo cual remarca la importancia de que el modelo de la instalación sea capaz de reproducir el comportamiento dinámico de la misma.

En el funcionamiento a largo plazo del sistema, se han observado las tendencias de los distintos parámetros característicos del comportamiento energético de la instalación a lo largo de los años, estudiados en forma de promedios mensuales de los resultados diarios de cada mes. Entre las principales conclusiones extraídas de este estudio se encuentra la observación de que la demanda térmica se ve fuertemente influenciada por las condiciones de funcionamiento en cada periodo, principalmente las condiciones ambientales y el grado de ocupación del edificio. Además se ha observado una disminución progresiva de los valores de la carga en los meses de más alta demanda térmica, probablemente debidos a las mejoras realizadas en la instalación y a cambios en el comportamiento de los usuarios. Por otro lado, la eficiencia energética del sistema se ha estudiado en forma de factores de rendimiento diario (DPFs). Se han obtenido un total de 4 DPFs distintos, teniendo en cuenta diferentes componentes de la instalación, lo que permite analizar el efecto que cada componente tiene sobre el rendimiento global del sistema. Por otra parte, se observa que los cambios realizados en la instalación, principalmente la sustitución de la bomba de calor de un compresor por una con dos compresores en tándem, influyen considerablemente en los DPFs. El estudio de todas estas características permite fijar los objetivos que debe cumplir el modelo desarrollado y analizar las limitaciones a las que se ve sometido.

Para el desarrollo del modelo global de la instalación, en el capítulo 5, se ha seguido una estrategia de incorporación progresiva de componentes. Esto ha permitido ajustar cada sección del modelo de forma aislada mediante la validación de cada una de ellas con datos experimentales, comprobando que los modelos utilizados para cada componente sean los adecuados y cumplan con los requisitos exigibles para el correcto funcionamiento del modelo global. Aun cuando el ajuste definitivo del modelo se ha realizado a partir de los resultados obtenidos con el modelo completo, la estrategia de incorporación progresiva

de componentes al modelo ha probado ser de gran utilidad. Cada componente ha sido estudiado por separado y sus posibles efectos sobre los resultados se han delimitado claramente, lo que ha facilitado enormemente el trabajo de ajuste del modelo. Además, el uso de esta estrategia ha permitido detectar con rapidez los posibles focos de error y los diversos factores que influyen sobre el comportamiento del modelo, que de otra forma hubieran sido muy difíciles de localizar, debido a que todos los componentes interactúan entre sí, haciendo que sea muy difícil rastrear el origen de las desviaciones de los resultados si no se conoce previamente el efecto de cada componente por separado. En definitiva, la estrategia de incorporación progresiva de componentes al modelo global de la instalación ha resultado ser crucial para la consecución de los objetivos perseguidos.

En el proceso de desarrollo de este modelo se han utilizado *types* de TRNSYS, se han modificado algunos ya existentes y se han creado otros nuevos. El uso del software TRNSYS como plataforma para el desarrollo del modelo ha sido también clave en el estudio del funcionamiento de cada componente por separado, debido a su interfaz y su estructura básica de funcionamiento, que permite generar y trabajar con modelos altamente complejos de una forma completamente intuitiva.

En el último paso del desarrollo del modelo se ha incluido el intercambiador enterrado, junto con todos los componentes del circuito hidráulico externo. En este punto se ha podido observar la importancia del comportamiento dinámico de los componentes: al utilizar un modelo de intercambiador enterrado basado en la respuesta en régimen quasi-estático, resulta imposible reproducir las formas características de las curvas de temperatura del agua del circuito externo, observadas en la sección 4.2. Puesto que el comportamiento dinámico representa una parte importante del funcionamiento del sistema, se hace necesario utilizar un modelo de intercambiador enterrado que sea capaz de reproducir la respuesta instantánea y a corto plazo de la temperatura del agua que circula por él, lo cual es crucial para el desarrollo de estrategias de optimización en este tipo de sistemas en los que los periodos de encendido y apagado de la bomba de calor son relativamente cortos, del orden de 15 minutos.

En el capítulo 6, se desarrolla un nuevo modelo de intercambiador enterrado. En este modelo se han separado la respuesta a corto y a largo plazo del intercambiador, permitiendo el uso de modelos más rápidos y manejables en ambos casos. Al combinar ambos modelos se obtiene un modelo completo de intercambiador enterrado que permite predecir el comportamiento del intercambiador tanto a corto como a largo plazo con un coste computacional reducido. Para el modelo a largo plazo, se ha utilizado un modelo ya existente basado en *g-functions* (factores adimensionales que modelan la temperatura del terreno a partir de la carga inyectada). Para el modelo a corto plazo se ha desarrollado el modelo B2G, basado en el uso de una red térmica para

modelar el intercambio de calor entre las tuberías del intercambiador y el terreno circundante. En los estudios realizados se ha demostrado que el modelo B2G es capaz de reproducir el comportamiento del intercambiador para periodos de inyección de calor de entre 10 y 15 horas, partiendo únicamente de la temperatura inicial del terreno. El modelo a largo plazo se encarga, pues, de establecer la temperatura inicial cada cierto periodo de tiempo (típicamente, cada 24 horas). Una de las ventajas del enfoque utilizado radica en la posibilidad de utilizar distintos modelos para el cálculo de esta temperatura, cada uno con sus ventajas e inconvenientes. El modelo elegido en este trabajo (la *g-function*) es suficientemente preciso para los objetivos perseguidos, mientras que su coste computacional es reducido en comparación con otros modelos más precisos. La combinación del modelo B2G con la *g-function* proporciona resultados bastante ajustados para la evolución de las temperaturas del agua a la salida del intercambiador, por lo que se concluye que el modelo desarrollado es adecuado para su inclusión en el modelo global de la instalación.

El modelo completo de la instalación, incluyendo el modelo B2G para el intercambiador enterrado en combinación con la *g-function*, ha demostrado ser capaz de reproducir satisfactoriamente el comportamiento de la instalación experimental para el año de estudio (2008). En el capítulo 7 se ha extendido la validación del modelo, calculando otros parámetros de funcionamiento del sistema y extendiendo el periodo de simulación hasta el año 2012. Se han introducido en el modelo las modificaciones realizadas en la instalación experimental (cambio del depósito del circuito interno y de la bomba de calor) y, como resultado, se ha podido verificar la viabilidad del modelo como herramienta de estudio para la optimización del funcionamiento del sistema. Al introducir estas modificaciones, las variaciones observadas experimentalmente en los parámetros característicos han quedado perfectamente reflejadas en los resultados de la simulación del modelo global.

Finalmente, se puede concluir que el modelo desarrollado cumple con los objetivos propuestos. Por una parte, la estrategia seguida en el desarrollo y ajuste progresivo del modelo ha resultado en un modelo global capaz de predecir el comportamiento dinámico de la instalación con la precisión suficiente. Por otra parte, se ha comprobado que es posible adaptar el modelo a distintas configuraciones de la instalación, manteniendo una alta capacidad de predicción del comportamiento del sistema.

8.1. Futuras líneas de investigación

Aun cuando los resultados obtenidos con el modelo desarrollado son satisfactorios para los objetivos de la presente tesis, siempre cabrá la posibilidad de mejorarlo, construyendo un modelo con incluso una mayor robustez y precisión. A lo largo del trabajo realizado, se ha utilizado un perfil de demanda

térmica único para todos los años de simulación, que representa en promedio la demanda térmica del edificio durante este periodo. Sin embargo, un estudio más profundo de la demanda experimental puede aportar datos sobre el comportamiento de los usuarios, las condiciones ambientales y demás factores que puedan afectar a la demanda térmica del edificio. Si se introducen estos datos debidamente en el modelo de la instalación, se puede obtener un perfil de demanda térmica que será más aproximado al real, con el que cabría esperar una mejora de la precisión de los resultados para los distintos años de simulación. Por otra parte, ensayos realizados in situ con la bomba de calor y las bombas de circulación permitirían obtener correlaciones aun más precisas para el modelado de estos componentes, lo que también redundaría en una mejora en los resultados del modelo.

En cuanto al modelo desarrollado para el intercambiador enterrado, también es posible extender su estudio y comprobar si es posible mejorar los resultados obtenidos. Por una parte, resultaría interesante comparar resultados obtenidos al combinar el modelo B2G con distintos modelos del terreno a largo plazo, además de la *g-function*. Por otra parte, el mismo modelo B2G presenta varias opciones para la estimación de los parámetros del modelo (resistencias y capacidades de la red térmica), de las cuales, la presentada en este trabajo ha resultado ser adecuada para los dos intercambiadores estudiados. Otras configuraciones de intercambiador enterrado, con características distintas, podrían responder mejor a otras aproximaciones para el cálculo de los parámetros del modelo. Además, el modelo B2G se ha diseñado exclusivamente para intercambiadores con tubería en U, sin embargo, la idea y el planteamiento del modelo se pueden extender a diferentes configuraciones de intercambiador enterrado, con las pertinentes modificaciones a la red térmica utilizada. Por último, un estudio más exhaustivo de los parámetros y características térmicas del terreno en el que se sitúa el intercambiador enterrado de la instalación de la UPVLC permitirían una mejor estimación de los parámetros del modelo B2G, partiendo de medidas obtenidas in situ.

Por otro lado, resultaría también interesante estudiar la adecuación del modelo B2G a otro tipo de instalaciones, basadas en distintas estrategias de control, como por ejemplo el uso de bombas de calor con compresores de velocidad variable.

Por último, el modelo desarrollado ha demostrado ser válido para reproducir el comportamiento del sistema al modificar la configuración de la instalación. Con la precisión obtenida, sería posible utilizar el modelo para estudiar estrategias de optimización energética de la instalación. Por una parte, es posible programar en el modelo ensayos de optimización energética similares a los que se llevan a cabo actualmente en la instalación real, pudiendo establecer las condiciones de funcionamiento deseadas sin tener que esperar a que se den en la realidad, reduciendo así el tiempo requerido para recabar la información

necesaria para analizar los resultados experimentales del ensayo. Posteriormente, las estrategias de optimización energética desarrolladas pueden ponerse a prueba en el modelo, antes de implementarlas en la instalación experimental, lo que permitiría predecir las mejoras obtenidas y comprobar de antemano si se ajustan a las esperadas, así como analizar el impacto de dichas estrategias en el confort del usuario. Por otra parte, cualquier modificación de los componentes de la instalación o del esquema general de la misma se podría estudiar previamente mediante el modelo desarrollado, pudiendo así evitar modificaciones innecesarias de la instalación experimental.

En definitiva, el modelo desarrollado presenta un gran potencial para asistir a la mejora y optimización energética de la explotación de la que ya de por sí es una de las fuentes de energía renovables con mayor potencial en el campo de la climatización de edificios: la energía geotérmica.

Apéndice

Apéndice A

Características del edificio

Zona del edificio	Superficie (m ²)	Ventanas (Orientación-m ²)	Fachadas (Orientación-m ²)	Paredes límite (m ²)
Zona D1	20.25	N-4.392 / E-8.784	N-9 / E-18	18
Zona D2	13.5	E-2.928	E-9	-
Zona D3	20.25	E-5.856	E-13.5	-
Zona D4	20.25	E-5.856	E-13.5	-
Zona D5	13.5	E-4.392	E-9	-
Zona D6	13.5	E-4.392	E-9	-
Zona D7	13.5	E-2.098	E-9	-
Zona D8	13.5	E-2.098	E-9	-
Zona D9	20.25	S-4.195 / E-2.098	S-18 / E-9	13.5
Zona S1	36	-	-	36
Zona S2	13.5	-	-	22.5
Pasillo	51.6	-	-	54

Tabla A.1: Características de las zonas

Características Térmicas			
$U_{Ventana}$	5.74	W/m ² K	
$g_{Ventana}$	0.837		
U_{Marco}	5.88	W/m ² K	

A (m ²)	Persiana externa	Persiana interna	Marco (%)
2,928	YES	NO	13,043
1,464	YES	NO	13,043
2,098	YES	NO	13,043

Tabla A.2: Características de las ventanas

Fachada Antigua					
Capa	Grosor (m)	Conductividad (kJ/hmK)	Densidad (kg/m ³)	Calor específico (kJ/kgK)	Resistencia (hm ² K/kJ)
Gypsum	0.015	1.44	900	1	-
Hollow brick	0.07	1.6	1000	1	-
Concrete	0.075	3.32	860	1	-
Air layer	0.05	-	-	-	0.025
Concrete	0.085	3.32	860	1	-

Tabla A.3: Características de la fachada antigua

Fachada Nueva					
Capa	Grosor (m)	Conductividad (kJ/hmK)	Densidad (kg/m ³)	Calor específico (kJ/kgK)	Resistencia (hm ² K/kJ)
Gypsum	0.015	1.44	900	1	-
Hollow brick	0.07	1.6	1000	1	-
Concrete	0.1	3.32	860	1	-
Polystyrene	0.03	0.15	40	1	-
Concrete	0.11	3.32	860	1	-

Tabla A.4: Características de la fachada nueva

Pared interna					
Capa	Grosor (m)	Conductividad (kJ/hmK)	Densidad (kg/m ³)	Calor específico (kJ/kgK)	Resistencia (hm ² K/kJ)
Gypsum	0.015	1.44	900	1	-
Solid brick	0.055	3.71	2140	1	-
Gypsum	0.015	1.44	900	1	-

Tabla A.5: Características de las paredes internas

APÉNDICE A. CARACTERÍSTICAS DEL EDIFICIO

	Zona D1	Zona D2	Zona D3	Zona D4	Zona D5	Zona D6	Zona D7	Zona D8	Zona D9	Zona S1	Zona S2	Pasillo
Zona D1	X	13.5										4.5
Zona D2	13.5	X	13.5									9
Zona D3		13.5	X	13.5								13.5
Zona D4			13.5	X	13.5							13.5
Zona D5				13.5	X	13.5						9
Zona D6					13.5	X	13.5					9
Zona D7						13.5	X	13.5				9
Zona D8							13.5	X	18			4.5
Zona D9								18	X			4.5
Zona S1										X		36
Zona S2											X	22.5
Pasillo	4.5	9	13.5	13.5	9	9	9	4.5	4.5	36	22.5	X

Tabla A.6: Paredes internas (m^2)

Suelo					
Capa	Grosor (m)	Conductividad (kJ/hmK)	Densidad (kg/m^3)	Calor específico (kJ/kgK)	Resistencia (hm^2K/kJ)
Concrete	0.2	3.32	860	1	-
Techo					
Capa	Grosor (m)	Conductividad (kJ/hmK)	Densidad (kg/m^3)	Calor específico (kJ/kgK)	Resistencia (hm^2K/kJ)
Concrete	.2	3.32	860	1	-

Tabla A.7: Características del suelo y el techo

Zona	Num. Personas	Num. Ordenadores	Superficie (m^2)	Personas (W)	Ordenadores (W)	Iluminación Artificial (W)
Zona D1	1	1	20.25	150	230	263.25
Zona D2	1	1	13.5	150	230	175.5
Zona D3	1	1	20.25	150	230	263.25
Zona D4	1	1	20.25	150	230	263.25
Zona D5	2	2	13.5	300	460	175.5
Zona D6	1	1	13.5	150	230	175.5
Zona D7	1	1	13.5	150	230	175.5
Zona D8	1	1	13.5	150	230	175.5
Zona D9	1	1	20.25	150	230	263.25
Zona S1	5	5	36	750	1150	468
Zona S2	0	3	13.5	0	690	175.5
Pasillo	0	0	51.6	0	0	670.8

Tabla A.8: Ganancias internas

Apéndice B

Gráficas de funcionamiento típico

B.1. Modo calefacción

B.1.1. Configuración inicial: bomba simple y depósito en retorno

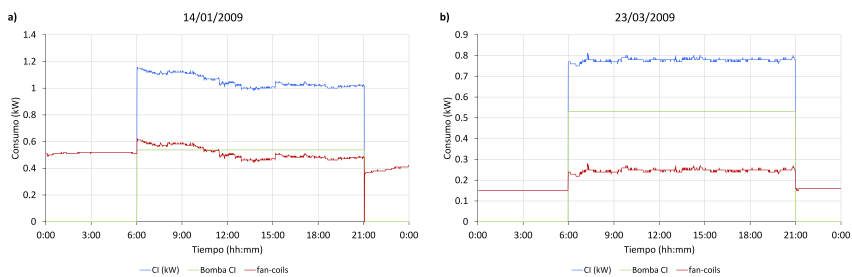


Figura B.1: Potencia eléctrica consumida por el circuito interno en días típicos de modo calefacción: a) 14/01/2009, b) 23/03/2009

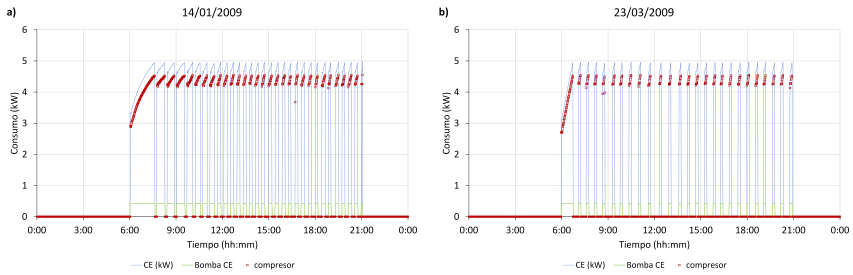


Figura B.2: Potencia eléctrica consumida por el circuito externo en días típicos de modo calefacción: a) 14/01/2009, b) 23/03/2009

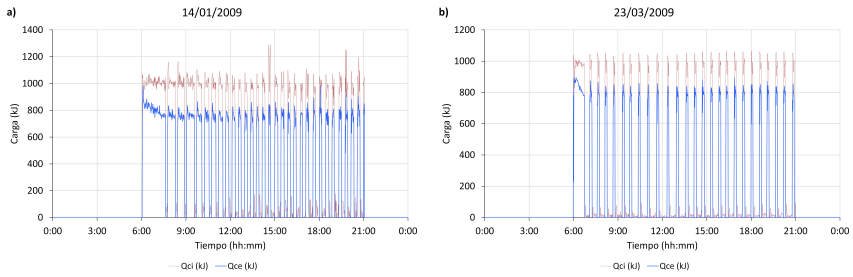


Figura B.3: Calor intercambiado en la bomba de calor en días típicos de modo calefacción: a) 14/01/2009, b) 23/03/2009

B.1.2. Depósito en impulsión

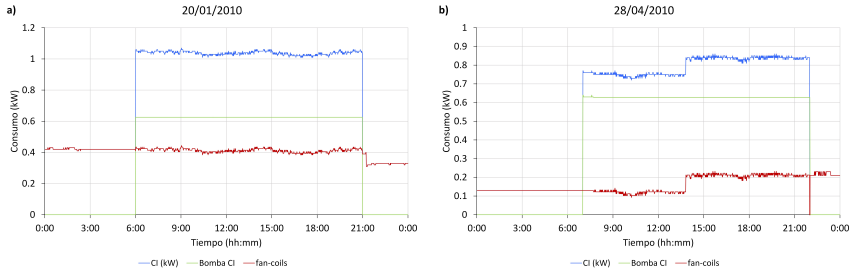


Figura B.4: Potencia eléctrica consumida por el circuito interno en días típicos de modo calefacción: a) 20/01/2010, b) 28/04/2010

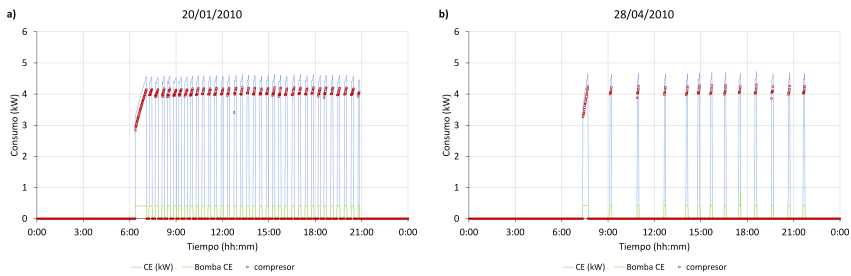


Figura B.5: Potencia eléctrica consumida por el circuito externo en días típicos de modo calefacción: a) 20/01/2010, b) 28/04/2010

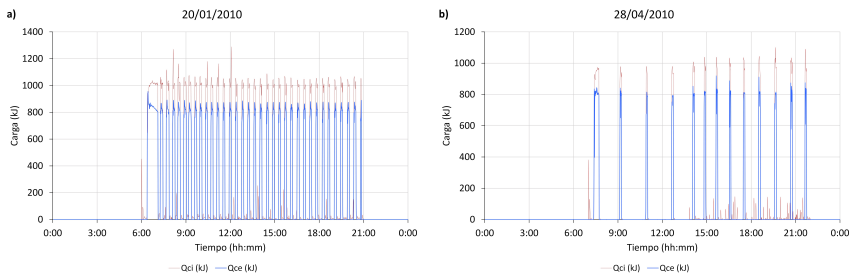


Figura B.6: Calor intercambiado en la bomba de calor en días típicos de modo calefacción: a) 20/01/2010, b) 28/04/2010

B.1.3. Bomba de calor con dos compresores en tándem

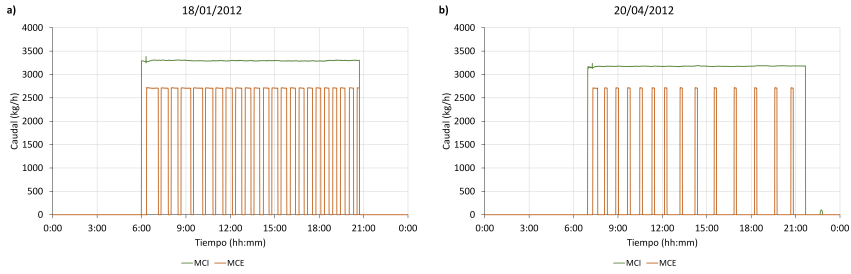


Figura B.7: Caudal en días típicos de modo calefacción: a) 18/01/2012, b) 20/04/2012

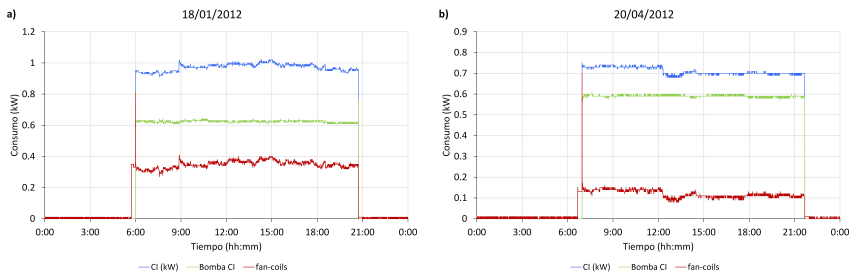


Figura B.8: Potencia eléctrica consumida por el circuito interno en días típicos de modo calefacción: a) 18/01/2012, b) 20/04/2012

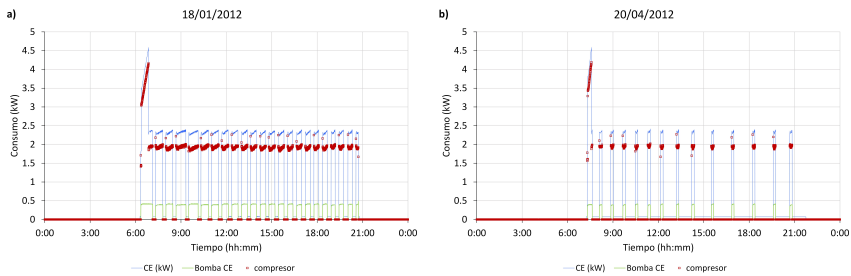


Figura B.9: Potencia eléctrica consumida por el circuito externo en días típicos de modo calefacción: a) 18/01/2012, b) 20/04/2012

B.2. Modo refrigeración

B.2.1. Configuración inicial: bomba simple y depósito en retorno

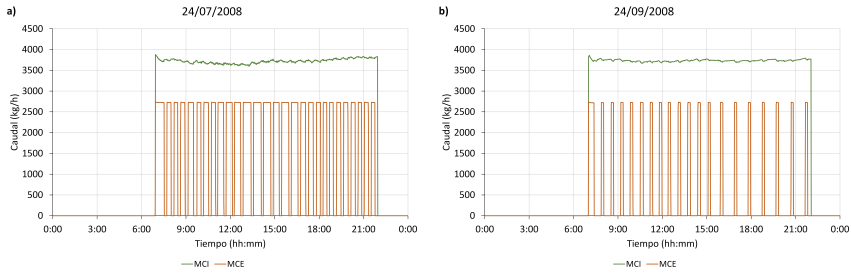


Figura B.10: Caudal en días típicos de modo refrigeración: a) 24/07/2008, b) 24/09/2008

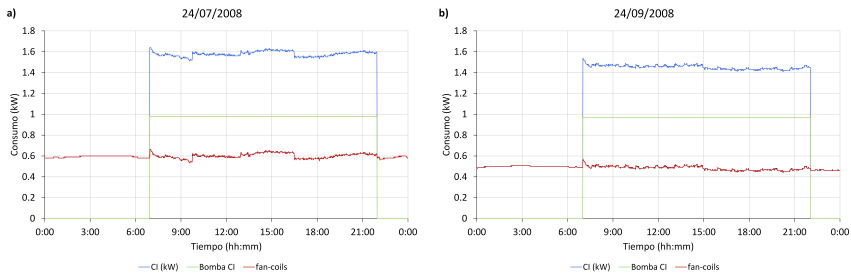


Figura B.11: Potencia eléctrica consumida por el circuito interno en días típicos de modo refrigeración: a) 24/07/2008, b) 24/09/2008

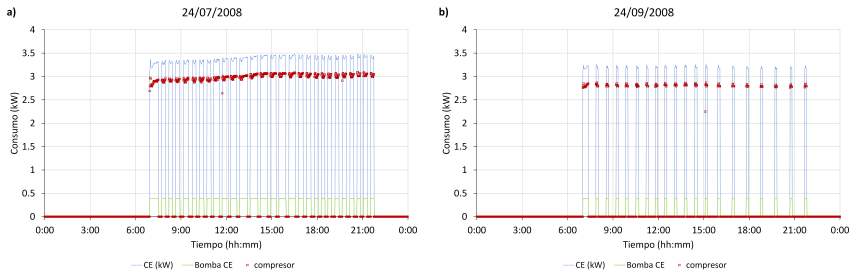


Figura B.12: Potencia eléctrica consumida por el circuito externo días típicos de modo refrigeración: a) 24/07/2008, b) 24/09/2008

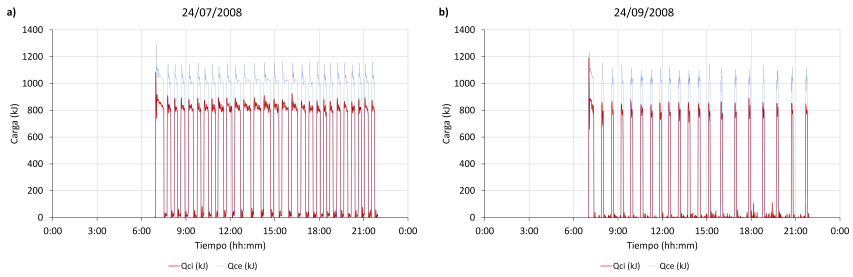


Figura B.13: Calor intercambiado en la bomba de calor en días típicos de modo refrigeración: a) 24/07/2008, b) 24/09/2008

B.2.2. Depósito en impulsión

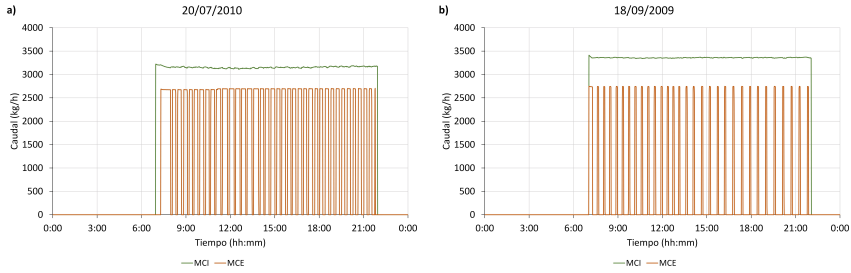


Figura B.14: Caudal en días típicos de modo refrigeración: a) 20/07/2010, b) 18/09/2009

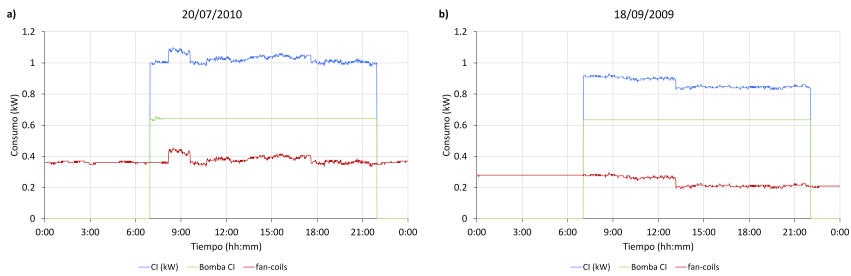


Figura B.15: Potencia eléctrica consumida por el circuito interno en días típicos de modo refrigeración: a) 20/07/2010, b) 18/09/2009

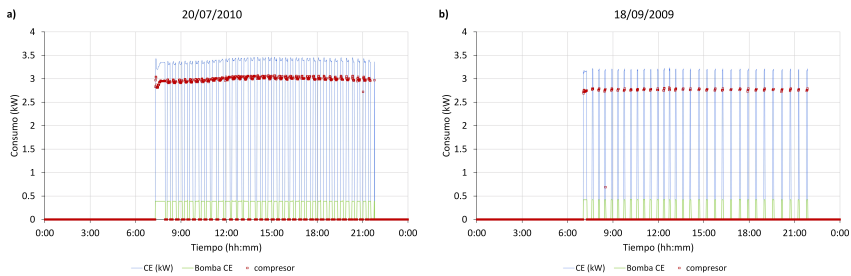


Figura B.16: Potencia eléctrica consumida por el circuito externo días típicos de modo refrigeración: a) 20/07/2010, b) 18/09/2009

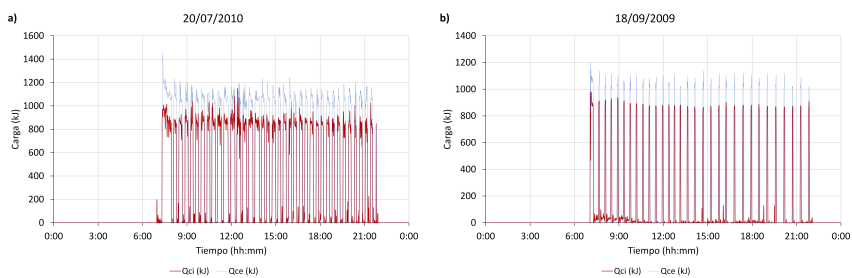


Figura B.17: Calor intercambiado en la bomba de calor en días típicos de modo refrigeración: a) 20/07/2010, b) 18/09/2009

B.2.3. Bomba de calor con dos compresores en tándem

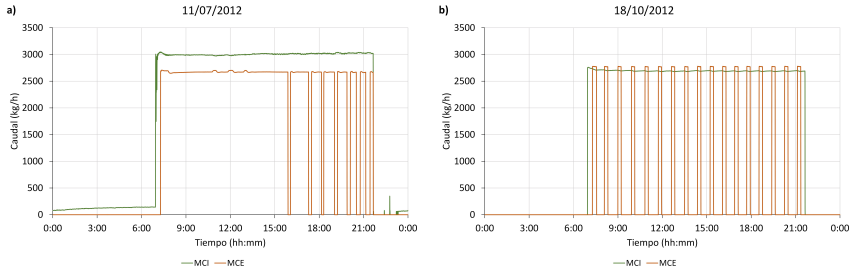


Figura B.18: Caudal en días típicos de modo refrigeración: a) 11/07/2012, b) 18/10/2012

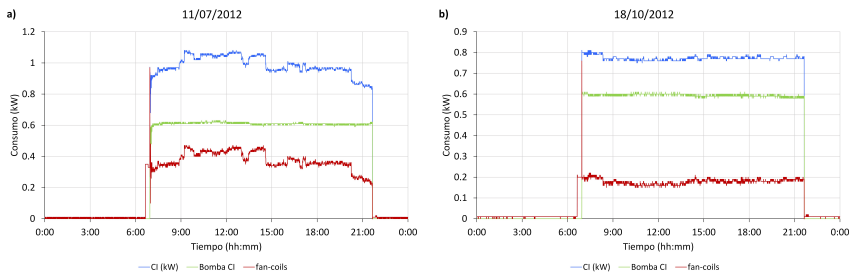


Figura B.19: Potencia eléctrica consumida por el circuito interno en días típicos de modo refrigeración: a) 11/07/2012, b) 18/10/2012

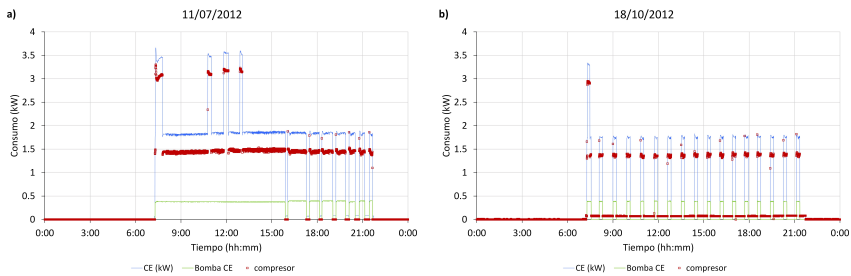


Figura B.20: Potencia eléctrica consumida por el circuito externo días típicos de modo refrigeración: a) 11/07/2012, b) 18/10/2012

Apéndice C

Código fuente de los *types* en FORTRAN

C.1. Bomba de calor de una etapa de compresión

```
SUBROUTINE TYPE222 (TIME, XIN, OUT, T, DTD, PAR, INFO, ICTRL, *)
C *****
C Object: Bomba de calor geocool
C Simulation Studio Model: Bomba
C
C Author: IIE
C Editor:
C Date: abril 24, 2008 last modified: abril 24, 2008
C
C
C ***
C *** Model Parameters
C ***
C specific heat CI kJ/kg.K [0;+Inf]
C specific heat CE kJ/kg.K [0;+Inf]
C scale - [0;+Inf]
C
C ***
C *** Model Inputs
C ***
C mass flow CI kg/hr [0;+Inf]
C Inlet Temperature CI C [0;+Inf]
C mass flow CE kg/hr [0;+Inf]
C Inlet Temperature CE C [0;+Inf]
C Signal in heating - [-Inf;+Inf]
C Signal in cooling - [-Inf;+Inf]
C Switch - [-Inf;+Inf]
C
C ***
C *** Model Outputs
C ***
C Outlet temperature CI C [-Inf;+Inf]
C mass flow rate CI kg/hr [0;+Inf]
C Outlet temperature CE C [-Inf;+Inf]
C mass flow rate CE kg/hr [0;+Inf]
C Heat transfer to CI kJ/hr [0;+Inf]
C Heat transfer to CE kJ/hr [0;+Inf]
C Power from compressor kJ/hr [0;+Inf]
C Coefficient of performance COP - [0;+Inf]
C Working mode - [-Inf;+Inf]
C
C ***
C *** Model Derivatives
C ***
C (Comments and routine interface generated by TRNSYS Studio)
```

APÉNDICE C. CÓDIGO FUENTE DE LOS *TYPES* EN FORTRAN

```

C *****
C   TRNSYS access functions (allow to access TIME etc.)
C   USE TrnsysConstants
C   USE TrnsysFunctions
C -----
C   REQUIRED BY THE MULTI-DLL VERSION OF TRNSYS
C   !DEC$ATTRIBUTES DLLEXPORT :: TYPE222                !SET THE CORRECT TYPE NUMBER HERE
C -----
C   TRNSYS DECLARATIONS
C   IMPLICIT NONE !REQUIRES THE USER TO DEFINE ALL VARIABLES BEFORE USING THEM
C   DOUBLE PRECISION XIN ! THE ARRAY FROM WHICH THE INPUTS TO THIS TYPE WILL BE RETRIEVED
C   DOUBLE PRECISION OUT !THE ARRAY WHICH WILL BE USED TO STORE THE OUTPUTS FROM THIS TYPE
C   DOUBLE PRECISION TIME !THE CURRENT SIMULATION TIME - YOU MAY USE THIS VARIABLE BUT DO NOT SET IT!
C   DOUBLE PRECISION PAR !THE ARRAY FROM WHICH THE PARAMETERS FOR THIS TYPE WILL BE RETRIEVED
C   DOUBLE PRECISION STORED !THE STORAGE ARRAY FOR HOLDING VARIABLES FROM TIMESTEP TO TIMESTEP
C   DOUBLE PRECISION T !AN ARRAY CONTAINING THE RESULTS FROM THE DIFFERENTIAL EQUATION SOLVER
C   DOUBLE PRECISION DTDT !AN ARRAY CONTAINING THE DERIVATIVES TO BE PASSED TO THE DIFF.EQ. SOLVER
C   INTEGER*4 INFO(15) !THE INFO ARRAY STORES AND PASSES VALUABLE INFORMATION TO AND FROM
C   THIS TYPE
C   INTEGER*4 NP,NI,NOUT,ND !VARIABLES FOR THE MAXIMUM NUMBER OF PARAMETERS,INPUTS,OUTPUTS AND
C   DERIVATIVES
C   INTEGER*4 NPAR,NIN,NDER !VARIABLES FOR THE CORRECT NUMBER OF PARAMETERS,INPUTS,OUTPUTS AND
C   DERIVATIVES
C   INTEGER*4 IUNIT,ITYPE !THE UNIT NUMBER AND TYPE NUMBER FOR THIS COMPONENT
C   INTEGER*4 ICNTRL !AN ARRAY FOR HOLDING VALUES OF CONTROL FUNCTIONS WITH THE NEW SOLVER
C   INTEGER*4 NSTORED !THE NUMBER OF VARIABLES THAT WILL BE PASSED INTO AND OUT OF STORAGE
C   CHARACTER*3 OCHECK !AN ARRAY TO BE FILLED WITH THE CORRECT VARIABLE TYPES FOR THE OUTPUTS
C   CHARACTER*3 YCHECK !AN ARRAY TO BE FILLED WITH THE CORRECT VARIABLE TYPES FOR THE INPUTS
C -----
C   USER DECLARATIONS - SET THE MAXIMUM NUMBER OF PARAMETERS (NP), INPUTS (NI),
C   OUTPUTS (NOUT), AND DERIVATIVES (ND) THAT MAY BE SUPPLIED FOR THIS TYPE
C   PARAMETER (NP=3,NI=7,NOUT=9,ND=0,NSTORED=0)
C -----
C   REQUIRED TRNSYS DIMENSIONS
C   DIMENSION XIN(NI),OUT(NOUT),PAR(NP),YCHECK(NI),OCHECK(NOUT),STORED(NSTORED),T(ND),DTDT(ND)
C   INTEGER NITEMS
C -----
C   ADD DECLARATIONS AND DEFINITIONS FOR THE USER-VARIABLES HERE
C   PARAMETERS
C   DOUBLE PRECISION CP_CI, CP_CE, M_CI, TIN_CI, M_CE, TIN_CE,signal_heating, signal_cooling, ONOFF,Q_CI
C   ,Q_CE,POWER,SCALE
C   DOUBLE PRECISION COP, M_CI_R, M_CE_R, gamma, TOUT_CI, TOUT_CE
C   DOUBLE PRECISION TIN_CI_R, TIN_CE_R
C -----
C   READ IN THE VALUES OF THE PARAMETERS IN SEQUENTIAL ORDER
C   CP_CI=PAR(1)
C   CP_CE=PAR(2)
C   SCALE=PAR(3)
C -----
C   RETRIEVE THE CURRENT VALUES OF THE INPUTS TO THIS MODEL FROM THE XIN ARRAY IN SEQUENTIAL ORDER
C   M_CI_R=XIN(1)
C   TIN_CI_R=XIN(2)
C   M_CE_R=XIN(3)
C   TIN_CE_R=XIN(4)
C   Signal_heating=XIN(5)
C   Signal_cooling=XIN(6)
C   ONOFF=XIN(7)
C   IUNIT=INFO(1)
C   ITYPE=INFO(2)
C -----
C   SET THE VERSION INFORMATION FOR TRNSYS
C   IF(INFO(7).EQ.-2) THEN
C   INFO(12)=16
C   RETURN 1
C   ENDF
C -----
C   DO ALL THE VERY LAST CALL OF THE SIMULATION MANIPULATIONS HERE
C   IF (INFO(8).EQ.-1) THEN
C   RETURN 1
C   ENDF
C -----
C   PERFORM ANY 'AFTER-ITERATION' MANIPULATIONS THAT ARE REQUIRED HERE
C   e.g. save variables to storage array for the next timestep
C   IF (INFO(13).GT.0) THEN
C   NITEMS=0
C   STORED(1)=... (if NITEMS > 0)
C   CALL setStorageVars(STORED,NITEMS,INFO)
C   RETURN 1
C   ENDF
C -----

```

APÉNDICE C. CÓDIGO FUENTE DE LOS *TYPES* EN FORTRAN

```

C-----
C
C DO ALL THE VERY FIRST CALL OF THE SIMULATION MANIPULATIONS HERE
C   IF (INFO(7).EQ.-1) THEN
C     SET SOME INFO ARRAY VARIABLES TO TELL THE TRNSYS ENGINE HOW THIS TYPE IS TO WORK
C     INFO(6)=NOUT
C     INFO(9)=1
C     INFO(10)=0      !STORAGE FOR VERSION 16 HAS BEEN CHANGED
C     SET THE REQUIRED NUMBER OF INPUTS, PARAMETERS AND DERIVATIVES THAT THE USER SHOULD SUPPLY IN THE
C     INPUT FILE
C     IN SOME CASES, THE NUMBER OF VARIABLES MAY DEPEND ON THE VALUE OF PARAMETERS TO THIS MODEL....
C     NIN=NI
C     NPAR=NP
C     NDER=ND
C     CALL THE TYPE CHECK SUBROUTINE TO COMPARE WHAT THIS COMPONENT REQUIRES TO WHAT IS SUPPLIED IN
C     THE TRNSYS INPUT FILE
C     CALL TYPECK(1,INFO,NIN,NPAR,NDER)
C     SET THE NUMBER OF STORAGE SPOTS NEEDED FOR THIS COMPONENT
C     NITEMS=0
C     CALL setStorageSize(NITEMS,INFO)
C     RETURN TO THE CALLING PROGRAM
C     RETURN 1
C   ENDIF
C-----
C
C DO ALL OF THE INITIAL TIMESTEP MANIPULATIONS HERE - THERE ARE NO ITERATIONS AT THE INITIAL TIME
C   IF (TIME .LT. (getSimulationStartTime() +
C     . getSimulationTimeStep()/2.DO)) THEN
C     SET THE UNIT NUMBER FOR FUTURE CALLS
C     IUNIT=INFO(1)
C     ITYPE=INFO(2)
C     CHECK THE PARAMETERS FOR PROBLEMS AND RETURN FROM THE SUBROUTINE IF AN ERROR IS FOUND
C     IF (...) CALL TYPECK(-4,INFO,0,"BAD PARAMETER #",0)
C     PERFORM ANY REQUIRED CALCULATIONS TO SET THE INITIAL VALUES OF THE OUTPUTS HERE
C     OUT(1:9)=0
C     gamma = 1
C     PERFORM ANY REQUIRED CALCULATIONS TO SET THE INITIAL STORAGE VARIABLES HERE
C     NITEMS=0
C     STORED(1)=...
C     PUT THE STORED ARRAY IN THE GLOBAL STORED ARRAY
C     CALL setStorageVars(STORED,NITEMS,INFO)
C     RETURN TO THE CALLING PROGRAM
C     RETURN 1
C   ENDIF
C-----
C
C BOMBA APAGADA
C   if (ONOFF.le.0.0 .or. M_CI_R.eq.0 .or. M_CE_R.eq.0) then
C     COP = 0
C     POWER = 0
C     Q_CI = 0
C     Q_CE = 0
C     TOUT_CI = TIN_CI_R
C     TOUT_CE = TIN_CE_R
C   else
C     CAMBIO DE UNIDADES PASAMOS LOS GASTOS MASICOS DE KG/H A KG/S
C     Y LAS POTENCIAS DE KJ/H A W
C     M_CI = 2.777778e-4*M_CI_R
C     TIN_CI = 273.15+TIN_CI_R
C     M_CE = 2.777778e-4*M_CE_R
C     TIN_CE = 273.15+TIN_CE_R
C     if (signal_heating.ge.0.5) then
C       BOMBA DE CALOR EN MODO CALEFACCION
C       POWER = 33.0760973 + 0.209765232*M_CE - 0.0888152642*M_CE**2 + 1.18075905*M_CI - 0.203848699*TIN_CE
C       +0.00039464*TIN_CE**2 - 0.0932465704*TIN_CI + 0.00027013871**TIN_CI**2 - 0.00766873393*TIN_CE*M_CI +
C       0.385268324*M_CI**2
C       Q_CE = SCALE*(227703.881 + 4935.47634*M_CE - 2068.25276*M_CE**2 + 2420.27862*M_CI - 890.441747*M_CI
C       **2 - 1403.8293*TIN_CE + 2.73626031*TIN_CE**2 - 38784.5176*TIN_CI/TIN_CE)
C       Q_CI = SCALE*(162818.438+5172.28708*M_CE -2167.97849*M_CE**2+1474.16458*M_CI -538.970663*M_CI
C       **2-596.015903*TIN_CI+1.35455975*TIN_CI**2-88824.1474*TIN_CI/TIN_CE)
C       TOUT_CI = TIN_CI_R + 3.6*Q_CI/CP_CI/M_CI_R
C       TOUT_CE = TIN_CE_R - 3.6*Q_CE/CP_CE/M_CE_R
C       gamma = 1
C     else
C       BOMBA DE CALOR EN MODO REFRIGERACION
C       POWER = 21972.9508 + 136.296946*M_CE - 42.4208044*M_CE**2 +1101.56251*M_CI + 715.890754*M_CI
C       **2-175.229172*TIN_CE+ 0.346*TIN_CE**2 - 40.25905*TIN_CI+ 0.1735**TIN_CI**2 - 9.3785391*TIN_CI*M_CE
C       Q_CE = SCALE*(172441.974 -4922.37305*M_CE +150.863924*M_CE**2 + 4031.17846*M_CI - 1457.88146*M_CI**2
C       - 1300.09324*TIN_CI + 2.87584851*TIN_CI**2 - 20114.3593*TIN_CE/TIN_CI+15.4708117*M_CE*TIN_CE)
C       Q_CI = SCALE*(129204.373+1185.33678*M_CE -530.387833*M_CE**2-11204.3421*M_CI -1215.57226*M_CI
C       **2-373.563106*TIN_CE+0.9896235*TIN_CE**2-90464.2349*TIN_CE/TIN_CI+51.6452346*M_CI*TIN_CI)
C       Q_CE = SCALE*(585421.567-311.039787*M_CE +150.863924*M_CE**2-12281.0872*M_CI - 1442.02216*M_CI
C       **2 - 3429.03045*TIN_CE +6.23238835*TIN_CE**2 - 98060.1654*TIN_CE/TIN_CI+57.1039523*M_CI*
C       TIN_CI)
C       Q_CI=SCALE*(183436.759+1173.6734*M_CE -524.85293*M_CE**2-10845.0937*M_CI -1399.51912*M_CI
C       **2-1188.5319*TIN_CI+2.47981789*TIN_CI**2-33558.7446*TIN_CE/TIN_CI+51.5679668*M_CI*TIN_CI)
C       TOUT_CI = TIN_CI_R - 3.6*Q_CI/CP_CI/M_CI_R
C       TOUT_CE = TIN_CE_R + 3.6*Q_CE/CP_CE/M_CE_R
C       gamma = 0
C     endif
C   endif

```

```

        endif
    endif
    POWER = abs(Q_CE - Q_CI)
    COP = max(0.0, (Q_CI/(POWER+0.000000000001)))
C-----
C Outlet temperature CI
      OUT(1)= TOUT_CI
C mass flow rate CI
      OUT(2)= M_CI_R
C Outlet temperature CE
      OUT(3)= TOUT_CE
C mass flow rate CE
      OUT(4)= M_CE_R
C Heat transfer to CI
      OUT(5)= Q_CI*3.6
C Heat transfer to CE
      OUT(6)= Q_CE*3.6
C Power from compressor
      OUT(7)= POWER*3.6
C Coefficient of performance COP
      OUT(8)= COP
C Working mode
      OUT(9)= gamma
C-----
C EVERYTHING IS DONE - RETURN FROM THIS SUBROUTINE AND MOVE ON
      RETURN 1
      END
C-----

```

C.2. Bomba de calor de dos compresores trabajando en tándem

```

      SUBROUTINE TYPE221 (TIME,XIN,OUT,T,DTDT,PAR,INFO,ICNTRL,*)
C*****
C Object: Bomba de calor geocool
C Simulation Studio Model: Bomba
C
C Author: IIE
C Editor:
C Date: abril 24, 2008 last modified: abril 24, 2008
C
C
C ***
C *** Model Parameters
C ***
C           specific heat CI   kJ/kg.K [0;+Inf]
C           specific heat CE   kJ/kg.K [0;+Inf]
C ***
C *** Model Inputs
C ***
C           mass flow CI       kg/hr [0;+Inf]
C           Inlet Temperature CI C [0;+Inf]
C           mass flow CE       kg/hr [0;+Inf]
C           Inlet Temperature CE C [0;+Inf]
C           Signal in heating - [-Inf;+Inf]
C           Signal in cooling - [-Inf;+Inf]
C           Switch             - [-Inf;+Inf]
C ***
C *** Model Outputs
C ***
C           Outlet temperature CI C [-Inf;+Inf]
C           mass flow rate CI kg/hr [0;+Inf]
C           Outlet temperature CE C [-Inf;+Inf]
C           mass flow rate CE kg/hr [0;+Inf]
C           Heat transfer to CI   kJ/hr [0;+Inf]
C           Heat transfer to CE   kJ/hr [0;+Inf]
C           Power from compressor kJ/hr [0;+Inf]
C           Coefficient of performance COP - [0;+Inf]
C           Working mode         - [-Inf;+Inf]
C ***
C *** Model Derivatives
C ***
C (Comments and routine interface generated by TRNSYS Studio)
C*****
C TRNSYS access functions (allow to access TIME etc.)
      USE TrnsysConstants
      USE TrnsysFunctions
C-----
C REQUIRED BY THE MULTI-DLL VERSION OF TRNSYS
      !DEC$ATTRIBUTES DLLEXPORT :: TYPE221
C-----
      !SET THE CORRECT TYPE NUMBER HERE

```

APÉNDICE C. CÓDIGO FUENTE DE LOS *TYPES* EN FORTRAN

```

C TRNSYS DECLARATIONS
C IMPLICIT NONE !REQUIRES THE USER TO DEFINE ALL VARIABLES BEFORE USING THEM
DOUBLE PRECISION XIN !THE ARRAY FROM WHICH THE INPUTS TO THIS TYPE WILL BE RETRIEVED
DOUBLE PRECISION OUT !THE ARRAY WHICH WILL BE USED TO STORE THE OUTPUTS FROM THIS TYPE
DOUBLE PRECISION TIME !THE CURRENT SIMULATION TIME - YOU MAY USE THIS VARIABLE BUT DO NOT SET IT!
DOUBLE PRECISION PAR !THE ARRAY FROM WHICH THE PARAMETERS FOR THIS TYPE WILL BE RETRIEVED
DOUBLE PRECISION STORED !THE STORAGE ARRAY FOR HOLDING VARIABLES FROM TIMESTEP TO TIMESTEP
DOUBLE PRECISION T !AN ARRAY CONTAINING THE RESULTS FROM THE DIFFERENTIAL EQUATION SOLVER
DOUBLE PRECISION DTDT !AN ARRAY CONTAINING THE DERIVATIVES TO BE PASSED TO THE DIFF.EQ. SOLVER
INTEGER*4 INFO(16) !THE INFO ARRAY STORES AND PASSES VALUABLE INFORMATION TO AND FROM
    THIS TYPE
INTEGER*4 NP,NI,NOUT,ND !VARIABLES FOR THE MAXIMUM NUMBER OF PARAMETERS,INPUTS,OUTPUTS AND
    DERIVATIVES
INTEGER*4 NPAR,NIN,NDER !VARIABLES FOR THE CORRECT NUMBER OF PARAMETERS,INPUTS,OUTPUTS AND
    DERIVATIVES
INTEGER*4 IUNIT,ITYPE !THE UNIT NUMBER AND TYPE NUMBER FOR THIS COMPONENT
INTEGER*4 ICNTRL !AN ARRAY FOR HOLDING VALUES OF CONTROL FUNCTIONS WITH THE NEW SOLVER
INTEGER*4 NSTORED !THE NUMBER OF VARIABLES THAT WILL BE PASSED INTO AND OUT OF STORAGE
CHARACTER*3 OCHECK !AN ARRAY TO BE FILLED WITH THE CORRECT VARIABLE TYPES FOR THE OUTPUTS
CHARACTER*3 YCHECK !AN ARRAY TO BE FILLED WITH THE CORRECT VARIABLE TYPES FOR THE INPUTS
-----
C USER DECLARATIONS - SET THE MAXIMUM NUMBER OF PARAMETERS (NP), INPUTS (NI),
C OUTPUTS (NOUT), AND DERIVATIVES (ND) THAT MAY BE SUPPLIED FOR THIS TYPE
PARAMETER (NP=3,NI=7,NOUT=9,ND=0,NSTORED=0)
-----
C REQUIRED TRNSYS DIMENSIONS
DIMENSION XIN(NI),OUT(NOUT),PAR(NP),YCHECK(NI),OCHECK(NOUT),
1 STORED(NSTORED),T(ND),DTDT(ND)
INTEGER NITEMS
-----
C ADD DECLARATIONS AND DEFINITIONS FOR THE USER-VARIABLES HERE
C PARAMETERS
DOUBLE PRECISION CP_CI, CP_CE, M_CI, TIN_CI, M_CE, TIN_CE,signal_heating, signal_cooling,
Compressors,Q_CI,Q_CE,POWER
DOUBLE PRECISION COP, M_CI_R, M_CE_R, gamma, TOUT_CI, TOUT_CE
DOUBLE PRECISION TIN_CI_R, TIN_CE_R, SCALE
DOUBLE PRECISION AP(7),AQCE(7),AQCI(7)
-----
C READ IN THE VALUES OF THE PARAMETERS IN SEQUENTIAL ORDER
CP_CI=PAR(1)
CP_CE=PAR(2)
SCALE=PAR(3)
-----
C RETRIEVE THE CURRENT VALUES OF THE INPUTS TO THIS MODEL FROM THE XIN ARRAY IN SEQUENTIAL ORDER
M_CI_R=XIN(1)
TIN_CI_R=XIN(2)
M_CE_R=XIN(3)
TIN_CE_R=XIN(4)
Signal_heating=XIN(5)
Signal_cooling=XIN(6)
Compressors=XIN(7)
IUNIT=INFO(1)
ITYPE=INFO(2)
-----
C SET THE VERSION INFORMATION FOR TRNSYS
IF(INFO(7).EQ.-2) THEN
INFO(12)=16
RETURN 1
ENDIF
-----
C DO ALL THE VERY LAST CALL OF THE SIMULATION MANIPULATIONS HERE
IF (INFO(8).EQ.-1) THEN
RETURN 1
ENDIF
-----
C PERFORM ANY 'AFTER-ITERATION' MANIPULATIONS THAT ARE REQUIRED HERE
e.g. save variables to storage array for the next timestep
IF (INFO(13).GT.0) THEN
NITEMS=0
STORED(1)=... (if NITEMS > 0)
CALL setStorageVars(STORED,NITEMS,INFO)
RETURN 1
ENDIF
-----
C DO ALL THE VERY FIRST CALL OF THE SIMULATION MANIPULATIONS HERE
IF (INFO(7).EQ.-1) THEN
SET SOME INFO ARRAY VARIABLES TO TELL THE TRNSYS ENGINE HOW THIS TYPE IS TO WORK
INFO(6)=NOUT
INFO(9)=1
INFO(10)=0 !STORAGE FOR VERSION 16 HAS BEEN CHANGED
SET THE REQUIRED NUMBER OF INPUTS, PARAMETERS AND DERIVATIVES THAT THE USER SHOULD SUPPLY IN THE
INPUT FILE
IN SOME CASES, THE NUMBER OF VARIABLES MAY DEPEND ON THE VALUE OF PARAMETERS TO THIS MODEL....
NIN=NI
NPAR=NP
NDER=ND

```

APÉNDICE C. CÓDIGO FUENTE DE LOS *TYPES* EN FORTRAN

```

C      CALL THE TYPE CHECK SUBROUTINE TO COMPARE WHAT THIS COMPONENT REQUIRES TO WHAT IS SUPPLIED IN
C      THE TRNSYS INPUT FILE
C      CALL TYPECHK(1,INFO,NIN,NPAR,NDER)
C      SET THE NUMBER OF STORAGE SPOTS NEEDED FOR THIS COMPONENT
C      NITEMS=0
C      CALL setStorageSize(NITEMS,INFO)
C      RETURN TO THE CALLING PROGRAM
C      RETURN 1
ENDIF

C-----
C      DO ALL OF THE INITIAL TIMESTEP MANIPULATIONS HERE - THERE ARE NO ITERATIONS AT THE INITIAL TIME
C      IF (TIME .LT. (getSimulationStartTime() + getSimulationTimeStep()/2.DO)) THEN
C      SET THE UNIT NUMBER FOR FUTURE CALLS
C      IUUNIT=INFO(1)
C      ITYPE=INFO(2)
C      CHECK THE PARAMETERS FOR PROBLEMS AND RETURN FROM THE SUBROUTINE IF AN ERROR IS FOUND
C      IF (...) CALL TYPECHK(-4,INFO,0,"BAD PARAMETER #",0)
C      PERFORM ANY REQUIRED CALCULATIONS TO SET THE INITIAL VALUES OF THE OUTPUTS HERE
C      OUT(1:9)=0
C      gamma = 1
C      PERFORM ANY REQUIRED CALCULATIONS TO SET THE INITIAL STORAGE VARIABLES HERE
C      NITEMS=0
C      STORED(1)=...
C      PUT THE STORED ARRAY IN THE GLOBAL STORED ARRAY
C      CALL setStorageVars(STORED,NITEMS,INFO)
C      RETURN TO THE CALLING PROGRAM
C      RETURN 1
ENDIF

C-----
C      BOMBA APAGADA
C      if(Compressors.le.0.0) then
C      CDP = 0
C      POWER = 0
C      Q_CI = 0
C      Q_CE = 0
C      TOUT_CI = TIN_CI_R
C      TOUT_CE = TIN_CE_R
C      else
C      CAMBIO DE UNIDADES PASAMOS LOS GASTOS MASICOS DE KG/H A KG/S
C      Y LAS POTENCIAS DE KJ/H A W
C      M_CI = M_CI_R/3600.0
C      TIN_CI = 273.15+TIN_CI_R
C      M_CE = M_CE_R/3600.0
C      TIN_CE = 273.15+TIN_CE_R
C      if (signal_heating.ge.0.5) then
C      if(Compressors.eq.1)then
C      AP(7) = -5675.55
C      AP(1) = -95.79
C      AP(2) = 42.59
C      AP(3) = -143.91
C      AP(4) = 52.28
C      AP(5) = 38.89
C      AP(6) = -15.3
C      AQCI(7) = -44272.3
C      AQCI(1) = 2743.38
C      AQCI(2) = -809.74
C      AQCI(3) = 5534.03
C      AQCI(4) = -2095.94
C      AQCI(5) = -83.06
C      AQCI(6) = 261.05
C      AQCE(7) = -42734.45
C      AQCE(1) = 3121.01
C      AQCE(2) = -1085.05
C      AQCE(3) = 5135.57
C      AQCE(4) = -1975.21
C      AQCE(5) = -57.88
C      AQCE(6) = 223.38
C      else
C      AP(7) = -24430.18
C      AP(1) = -1003.06
C      AP(2) = 303.54
C      AP(3) = -682.13
C      AP(4) = 273.17
C      AP(5) = 106.59
C      AP(6) = -12.84
C      AQCI(7) = -79418.51
C      AQCI(1) = 9.72
C      AQCI(2) = 159.38
C      AQCI(3) = 2771.21
C      AQCI(4) = -440.34
C      AQCI(5) = 13.15
C      AQCI(6) = 313.57
C      AQCE(7) = -55352.86
C      AQCE(1) = 437.12
C      AQCE(2) = 83.07
C      AQCE(3) = 1680.6
C      AQCE(4) = 87.91

```

APÉNDICE C. CÓDIGO FUENTE DE LOS *TYPES* EN FORTRAN

```

AQCE (5) = -100.44
AQCE (6) = 338.89
endif
else
if (Compressors.eq.1) then
AP (7) = -5697.58
AP (1) = -137.36
AP (2) = 72.49
AP (3) = -394.35
AP (4) = 217.36
AP (5) = -2.75
AP (6) = 27.32
AQCI (7) = -38033.49
AQCI (1) = 3060.11
AQCI (2) = -1264.13
AQCI (3) = 945.37
AQCI (4) = -27.52
AQCI (5) = 279.49
AQCI (6) = -119.42
AQCE (7) = -59183.33
AQCE (1) = 4569.53
AQCE (2) = -2170.79
AQCE (3) = 2769.07
AQCE (4) = -1395.55
AQCE (5) = 243.3
AQCE (6) = -12.25
else
AP (7) = -21654.03
AP (1) = -37.19
AP (2) = -13.38
AP (3) = -590.68
AP (4) = 126.53
AP (5) = 13.82
AP (6) = 71.04
AQCI (7) = -74966.59
AQCI (1) = 4187.61
AQCI (2) = -1573.18
AQCI (3) = 1299.16
AQCI (4) = -379.26
AQCI (5) = 438.68
AQCI (6) = -130.99
AQCE (7) = -102016.32
AQCE (1) = 3800.53
AQCE (2) = -1394.59
AQCE (3) = 572.29
AQCE (4) = -119.46
AQCE (5) = 425.17
AQCE (6) = -15.05
endif
endif
C BOMBA DE CALOR EN MODO CALEFACCION
c POWER = SCALE*(AP(7) + AP(1)*M_CI + AP(2)*M_CI**2 + AP(3)*M_CE + AP(4)*M_CE**2 + AP(5)*TIN_CI + AP
(6)*TIN_CE)
Q_CE = SCALE*(AQCE(7) + AQCE(1)*M_CI + AQCE(2)*M_CI**2 + AQCE(3)*M_CE + AQCE(4)*M_CE**2 + AQCE(5)*
TIN_CI + AQCE(6)*TIN_CE)
Q_CI = SCALE*(AQCI(7) + AQCI(1)*M_CI + AQCI(2)*M_CI**2 + AQCI(3)*M_CE + AQCI(4)*M_CE**2 + AQCI(5)*
TIN_CI + AQCI(6)*TIN_CE)
TOUT_CI = TIN_CI_R + 3.6*Q_CI/CP_CI/M_CI_R*(-1)**(signal_heating+1)
TOUT_CE = TIN_CE_R + 3.6*Q_CE/CP_CE/M_CE_R*(-1)**(signal_heating)
gamma = 1
endif
POWER = abs(Q_CE - Q_CI)
COP = max(0.0,(Q_CI/(POWER+0.0000000001)))
-----
C Outlet temperature CI
OUT(1)= TOUT_CI
C mass flow rate CI
OUT(2)= M_CI_R
C Outlet temperature CE
OUT(3)= TOUT_CE
C mass flow rate CE
OUT(4)= M_CE_R
C Heat transfer to CI
OUT(5)= Q_CI*3.6
C Heat transfer to CE
OUT(6)= Q_CE*3.6
C Power from compressor
OUT(7)= POWER*3.6
C Coefficient of performance COP
OUT(8)= COP
C Working mode
OUT(9)= gamma
-----
C EVERYTHING IS DONE - RETURN FROM THIS SUBROUTINE AND MOVE ON
RETURN 1
END
-----

```

C.3. Tubería

```

SUBROUTINE TYPE404 (TIME,XIN,OUT,T,DTDT,PAR,INFO,ICNTRL,*)
C*****
C Object: Pipe
C Simulation Studio Model: Pipe
C
C Author: Felix Ruiz
C Editor:
C Date: April 02, 2013 last modified: April 02, 2013
C
C
C ***
C *** Model Parameters
C ***
C ***
C *** Model Inputs
C ***
C ***
C *** Model Outputs
C ***
C ***
C *** Model Derivatives
C ***
C (Comments and routine interface generated by TRNSYS Studio)
C*****
C TRNSYS access functions (allow to access TIME etc.)
  USE TrnsysConstants
  USE TrnsysFunctions
C-----
C REQUIRED BY THE MULTI-DLL VERSION OF TRNSYS
  !DEC$ATTRIBUTES DLLEXPORT :: TYPE404          !SET THE CORRECT TYPE NUMBER HERE
C-----
C TRNSYS DECLARATIONS
C IMPLICIT NONE                                !REQUIRES THE USER TO DEFINE ALL VARIABLES BEFORE USING THEM
DOUBLE PRECISION XIN                          !THE ARRAY FROM WHICH THE INPUTS TO THIS TYPE WILL BE RETRIEVED
DOUBLE PRECISION OUT                          !THE ARRAY WHICH WILL BE USED TO STORE THE OUTPUTS FROM THIS TYPE
DOUBLE PRECISION TIME                         !THE CURRENT SIMULATION TIME - YOU MAY USE THIS VARIABLE BUT DO NOT SET IT!
DOUBLE PRECISION PAR                          !THE ARRAY FROM WHICH THE PARAMETERS FOR THIS TYPE WILL BE RETRIEVED
DOUBLE PRECISION STORED                       !THE STORAGE ARRAY FOR HOLDING VARIABLES FROM TIMESTEP TO TIMESTEP
DOUBLE PRECISION T1                           !AN ARRAY CONTAINING THE RESULTS FROM THE DIFFERENTIAL EQUATION SOLVER
DOUBLE PRECISION DTDT                         !AN ARRAY CONTAINING THE DERIVATIVES TO BE PASSED TO THE DIFF.EQ. SOLVER
INTEGER*4 INFO(15)                           !THE INFO ARRAY STORES AND PASSES VALUABLE INFORMATION TO AND FROM
  THIS TYPE
INTEGER*4 NP,NI,NOUT,ND                       !VARIABLES FOR THE MAXIMUM NUMBER OF PARAMETERS,INPUTS,OUTPUTS AND
  DERIVATIVES
INTEGER*4 NPAR,NIN,NDER                       !VARIABLES FOR THE CORRECT NUMBER OF PARAMETERS,INPUTS,OUTPUTS AND
  DERIVATIVES
INTEGER*4 IUNIT,ITYPE                         !THE UNIT NUMBER AND TYPE NUMBER FOR THIS COMPONENT
INTEGER*4 ICNTRL                              !AN ARRAY FOR HOLDING VALUES OF CONTROL FUNCTIONS WITH THE NEW SOLVER
INTEGER*4 NSTORED                             !THE NUMBER OF VARIABLES THAT WILL BE PASSED INTO AND OUT OF STORAGE
CHARACTER*3 OCHECK                            !AN ARRAY TO BE FILLED WITH THE CORRECT VARIABLE TYPES FOR THE OUTPUTS
CHARACTER*3 YCHECK                            !AN ARRAY TO BE FILLED WITH THE CORRECT VARIABLE TYPES FOR THE INPUTS
C-----
C USER DECLARATIONS - SET THE MAXIMUM NUMBER OF PARAMETERS (NP), INPUTS (NI),
C OUTPUTS (NOUT), AND DERIVATIVES (ND) THAT MAY BE SUPPLIED FOR THIS TYPE
  PARAMETER (NP=6,NI=4,NOUT=2,ND=0)
  integer MAXPOINTS
  PARAMETER (MAXPOINTS=400)
C-----
C REQUIRED TRNSYS DIMENSIONS
  DIMENSION XIN(NI),OUT(NOUT),PAR(NP),YCHECK(NI),OCHECK(NOUT),
  1 STORED(MAXPOINTS*2),T1(ND),DTDT(ND)
  INTEGER NITEMS
C-----
C ADD DECLARATIONS AND DEFINITIONS FOR THE USER-VARIABLES HERE
C PARAMETERS
  double precision time0,delt
  double precision T(MAXPOINTS),Tini(MAXPOINTS)
  double precision U,L,D,Tenv,Tinit,Tin,flow,Tout,ro,cp,cond
  double precision dx,dt,v,dt_ac,dTin
  integer i,N
  double precision pi
  pi=3.14159265358979323
C INPUTS
C-----
C GET GLOBAL TRNSYS SIMULATION VARIABLES
  TIME0=getSimulationStartTime()
  DELT=getSimulationTimeStep()
C-----
  N=PAR(1)
  U=XIN(4)

```



```

L=PAR(2)
D=PAR(3)
Tinit=PAR(4)
ro=PAR(5)
cp=PAR(6)
Tin=XIN(1)
flow=XIN(2)
Tenv=XIN(3)
Tout=Tin
IUNIT=INFO(1)
ITYPE=INFO(2)
C-----
C
C SET THE VERSION INFORMATION FOR TRNSYS
IF (INFO(7).EQ.-2) THEN
  INFO(12)=16
  RETURN 1
ENDIF
C-----
C
C DO ALL THE VERY LAST CALL OF THE SIMULATION MANIPULATIONS HERE
IF (INFO(8).EQ.-1) THEN
  RETURN 1
ENDIF
C-----
C
C PERFORM ANY 'AFTER-ITERATION' MANIPULATIONS THAT ARE REQUIRED HERE
C e.g. save variables to storage array for the next timestep
IF (INFO(13).GT.0) THEN
  NITEMS=N*2
  CALL getStorageVars(STORED,NITEMS,INFO)
  DO i=1,N
    STORED(i)=STORED(N+i)
  ENDDO
  CALL setStorageVars(STORED,NITEMS,INFO)
  RETURN 1
ENDIF
C-----
C
C DO ALL THE VERY FIRST CALL OF THE SIMULATION MANIPULATIONS HERE
IF (INFO(7).EQ.-1) THEN
  SET SOME INFO ARRAY VARIABLES TO TELL THE TRNSYS ENGINE HOW THIS TYPE IS TO WORK
  INFO(6)=NOUT
  INFO(9)=1
  INFO(10)=0 !STORAGE FOR VERSION 16 HAS BEEN CHANGED
  SET THE REQUIRED NUMBER OF INPUTS, PARAMETERS AND DERIVATIVES THAT THE USER SHOULD SUPPLY IN THE
  INPUT FILE
  IN SOME CASES, THE NUMBER OF VARIABLES MAY DEPEND ON THE VALUE OF PARAMETERS TO THIS MODEL....
  NIN=NI
  NPAR=NP
  NDER=ND
  CALL THE TYPE CHECK SUBROUTINE TO COMPARE WHAT THIS COMPONENT REQUIRES TO WHAT IS SUPPLIED IN
  THE TRNSYS INPUT FILE
  CALL TYPECK(1,INFO,NIN,NPAR,NDER)
  SET THE NUMBER OF STORAGE SPOTS NEEDED FOR THIS COMPONENT
  NITEMS=N*2
  CALL setStorageSize(NITEMS,INFO)
  RETURN TO THE CALLING PROGRAM
  RETURN 1
ENDIF
C-----
C
C DO ALL OF THE INITIAL TIMESTEP MANIPULATIONS HERE - THERE ARE NO ITERATIONS AT THE INTIAL TIME
IF (TIME .LT. (TIME0 + DELT/2.DO)) THEN
  SET THE UNIT NUMBER FOR FUTURE CALLS
  IUNIT=INFO(1)
  ITYPE=INFO(2)
  CHECK THE PARAMETERS FOR PROBLEMS AND RETURN FROM THE SUBROUTINE IF AN ERROR IS FOUND
  IF (...) CALL TYPECK(-4,INFO,0,"BAD PARAMETER #",0)
  PERFORM ANY REQUIRED CALCULATIONS TO SET THE INITIAL VALUES OF THE OUTPUTS HERE
  Tout=Tinit
  OUT(1)=Tout
  OUT(2)=flow
  PERFORM ANY REQUIRED CALCULATIONS TO SET THE INITIAL STORAGE VARIABLES HERE
  NITEMS=N*2
  DO i=1,N
    STORED(i)=Tinit
  ENDDO
  PUT THE STORED ARRAY IN THE GLOBAL STORED ARRAY
  CALL setStorageVars(STORED,NITEMS,INFO)
  RETURN TO THE CALLING PROGRAM
  RETURN 1
ENDIF
C-----
C
C *** ITS AN ITERATIVE CALL TO THIS COMPONENT ***
C-----

```

```

C-----
C  RETRIEVE THE VALUES IN THE STORAGE ARRAY FOR THIS ITERATION
C  NITEMS=N*2
C  CALL getStorageVars (STORED, NITEMS, INFO)
C  DO i=1,N
C      Tini(i)=STORED(i)
C  ENDDO
C-----
C  *** PERFORM ALL THE CALCULATION HERE FOR THIS MODEL. ***
C-----
C      ADD YOUR COMPONENT EQUATIONS HERE; BASICALLY THE EQUATIONS THAT WILL
C      CALCULATE THE OUTPUTS BASED ON THE PARAMETERS AND THE INPUTS. REFER TO
C      CHAPTER 3 OF THE TRNSYS VOLUME 1 MANUAL FOR DETAILED INFORMATION ON
C      WRITING TRNSYS COMPONENTS.
C  *****
C  * Inicializacion de variables *
C  *****
C      dx=L/(N-1)
C      if(flow .le. 0) flow=0
C      v=flow/(3600*ro*pi*D*D/4)
C      dt=dx/v*0.99
C      DELT=DELT*3600
C      if(DELT .LT. dt) then
C          dt=DELT
C      endif
C      dt_ac=0
C      dTin=(Tin-Tini(1))/DELT
C      cond=U*pi*D/(ro*(cp*1000)*pi*D*D/4)
C      do while(dt_ac .LT. DELT)
C          T(i)=dTin*dt+Tini(1)
C          if(T(i) .LT. 0) T(i)=0
C          DO i=2, (N-1)
C              T(i)=Tini(i)-dt*v/(2*dx)*((Tini(i+1)-Tini(i-1))-v*dt/dx*(Tini(i+1)-2*Tini(i)+Tini(i-1)))-dt*
C                  cond*(Tini(i)-Tenv)
C              if(T(i) .LT. 0) T(i)=0
C          ENDDO
C          T(N)=Tini(N)-v*dt/dx*(Tini(N)-Tini(N-1))-dt*cond*(Tini(N)-Tenv)
C          if(T(N) .LT. 0) T(N)=0
C          DO i=1, N
C              Tini(i)=T(i)
C          ENDDO
C          dt_ac=dt_ac+dt
C          if(dt .GT. (DELT-dt_ac)) then
C              dt=DELT-dt_ac
C          endif
C      enddo
C      Tout=T(N)
C-----
C-----
C  SET THE STORAGE ARRAY AT THE END OF THIS ITERATION IF NECESSARY
C  NITEMS=N*2
C  DO i=1,N
C      STORED(N+i)=T(i)
C  ENDDO
C  CALL setStorageVars (STORED, NITEMS, INFO)
C-----
C-----
C  SET THE OUTPUTS FROM THIS MODEL IN SEQUENTIAL ORDER AND GET OUT
C      OUT(1)=Tout
C      OUT(2)=flow
C-----
C  EVERYTHING IS DONE - RETURN FROM THIS SUBROUTINE AND MOVE ON
C  RETURN 1
C  END
C-----

```

C.4. Modelo B2G

```

      subroutine TYPE406 (TIME,XIN,OUT,T,DTDT,PAR,INFO,ICNTRL,*)
C*****
C Object: Pipe
C Simulation Studio Model: Pipe
C
C Author: Felix Ruiz
C Editor:
C Date: April 02, 2013 last modified: April 02, 2013
C
C ***
C *** Model Parameters
C ***
C ***

```

APÉNDICE C. CÓDIGO FUENTE DE LOS *TYPES* EN FORTRAN

```

C *** Model Inputs
C ***
C ***
C *** Model Outputs
C ***
C ***
C *** Model Derivatives
C ***
C (Comments and routine interface generated by TRNSYS Studio)
C*****
C TRNSYS access functions (allow to access TIME etc.)
  USE TrnysConstants
  USE TrnysFunctions
C-----
C REQUIRED BY THE MULTI-DLL VERSION OF TRNSYS
  !DEC$ATTRIBUTES DLLEXPORT :: TYPE406                               !SET THE CORRECT TYPE NUMBER HERE
C-----
C TRNSYS DECLARATIONS
  IMPLICIT NONE
  !REQUIRES THE USER TO DEFINE ALL VARIABLES BEFORE USING THEM
  DOUBLE PRECISION XIN      !THE ARRAY FROM WHICH THE INPUTS TO THIS TYPE WILL BE RETRIEVED
  DOUBLE PRECISION OUT      !THE ARRAY WHICH WILL BE USED TO STORE THE OUTPUTS FROM THIS TYPE
  DOUBLE PRECISION TIME     !THE CURRENT SIMULATION TIME - YOU MAY USE THIS VARIABLE BUT DO NOT SET IT!
  DOUBLE PRECISION PAR      !THE ARRAY FROM WHICH THE PARAMETERS FOR THIS TYPE WILL BE RETRIEVED
  DOUBLE PRECISION STORED   !THE STORAGE ARRAY FOR HOLDING VARIABLES FROM TIMESTEP TO TIMESTEP
  DOUBLE PRECISION T1       !AN ARRAY CONTAINING THE RESULTS FROM THE DIFFERENTIAL EQUATION SOLVER
  DOUBLE PRECISION DTD1     !AN ARRAY CONTAINING THE DERIVATIVES TO BE PASSED TO THE DIFF.EQ. SOLVER
  INTEGER*4 INFO (15)       !THE INFO ARRAY STORES AND PASSES VALUABLE INFORMATION TO AND FROM
  THIS TYPE
  INTEGER*4 NP,NI,NOUT,ND   !VARIABLES FOR THE MAXIMUM NUMBER OF PARAMETERS,INPUTS,OUTPUTS AND
  DERIVATIVES
  INTEGER*4 NPAR,NIN,NDER  !VARIABLES FOR THE CORRECT NUMBER OF PARAMETERS,INPUTS,OUTPUTS AND
  DERIVATIVES
  INTEGER*4 IUNIT,ITYPE    !THE UNIT NUMBER AND TYPE NUMBER FOR THIS COMPONENT
  INTEGER*4 ICNTRL         !AN ARRAY FOR HOLDING VALUES OF CONTROL FUNCTIONS WITH THE NEW SOLVER
  INTEGER*4 NSTORED       !THE NUMBER OF VARIABLES THAT WILL BE PASSED INTO AND OUT OF STORAGE
  CHARACTER*3 OCHECK      !AN ARRAY TO BE FILLED WITH THE CORRECT VARIABLE TYPES FOR THE OUTPUTS
  CHARACTER*3 YCHECK      !AN ARRAY TO BE FILLED WITH THE CORRECT VARIABLE TYPES FOR THE INPUTS
C-----
C USER DECLARATIONS - SET THE MAXIMUM NUMBER OF PARAMETERS (NP), INPUTS (NI),
C OUTPUTS (NOUT), AND DERIVATIVES (ND) THAT MAY BE SUPPLIED FOR THIS TYPE
  PARAMETER (NP=6,NI=12,NOUT=2,ND=0)
  integer MAXPOINTS
  PARAMETER (MAXPOINTS=500)
C-----
C REQUIRED TRNSYS DIMENSIONS
  DIMENSION XIN(NI),OUT(NOUT),PAR(NP),YCHECK(NI),OCHECK(NOUT),STORED(MAXPOINTS*6+1),T1(ND),DTD1(ND)
  INTEGER NITEMS
C-----
C ADD DECLARATIONS AND DEFINITIONS FOR THE USER-VARIABLES HERE
C PARAMETERS
  double precision time0,delt,TT
  double precision T(MAXPOINTS), Tini(MAXPOINTS), Tb(MAXPOINTS)
  double precision Tbini(MAXPOINTS),Tgini(MAXPOINTS),Tg(MAXPOINTS)
  double precision L,D,Tres,Tinit,Tin,flow,Tout,ro,cp,cond,Cb
  double precision mu,Re,Pr,k,hconv,Nu2,Nu,efe,Temp
  double precision dx,dt,v,dt_ac,dTin,UAb1,UAb2,UAp,UAb,Cb1,Cb2
  double precision KAb1,KAb2,KAp,UAg,Cg,UAbb
  integer i,N,res,res1
  double precision pi
  pi=3.14159265358979323
C INPUTS
C-----
C GET GLOBAL TRNSYS SIMULATION VARIABLES
  TIME0=getSimulationStartTime()
  DELT=getSimulationTimeStep()
C-----
  N=PAR(1)
  L=PAR(2)
  D=PAR(3)
  Tinit=PAR(4)
  ro=PAR(5)
  cp=PAR(6)
  Tin=XIN(1)
  flow=XIN(2)
  Tres=XIN(3)
  res=XIN(12)
  KAb1=XIN(4)
  KAb2=XIN(5)
  KAp=XIN(6)
  UAbb=XIN(7)
  UAg=XIN(8)
  Cb1=XIN(9)
  Cb2=XIN(10)

```

APÉNDICE C. CÓDIGO FUENTE DE LOS *TYPES* EN FORTRAN

```

Cg=XIN(11)
Tout=Tin
hconv=50
  IUUNIT=INFO(1)
  ITYPE=INFO(2)
C-----
C  SET THE VERSION INFORMATION FOR TRNSYS
  IF(INFO(7).EQ.-2) THEN
    INFO(12)=16
    OPEN (unit=11, File ='D:\Tf.txt',status ='unknown')
    OPEN (unit=7, File ='D:\Tb.txt',status ='unknown')
    OPEN (unit=5, File ='D:\time.txt',status ='unknown')
    OPEN (unit=8, File ='D:\Tg.txt',status ='unknown')
    OPEN (unit=10, File ='D:\h.txt',status ='unknown')
    RETURN 1
  ENDIF
C-----
C  DO ALL THE VERY LAST CALL OF THE SIMULATION MANIPULATIONS HERE
  IF (INFO(8).EQ.-1) THEN
    CLOSE (11)
    CLOSE (5)
    CLOSE (7)
    CLOSE (8)
    RETURN 1
  ENDIF
C-----
C  PERFORM ANY 'AFTER-ITERATION' MANIPULATIONS THAT ARE REQUIRED HERE
C  e.g. save variables to storage array for the next timestep
  IF (INFO(13).GT.0) THEN
    WRITE(5,*) TIME
    NITEMS=N*6+1
    CALL getStorageVars(STORED,NITEMS,INFO)
    DO i=1,N
      STORED(i)=STORED(3*N+i)
      STORED(N+i)=STORED(4*N+i)
      STORED(2*N+i)=STORED(5*N+i)
      WRITE(8,100,advance='no') STORED(2*N+i)
      WRITE(11,100,advance='no') STORED(i)
      WRITE(7,100,advance='no') STORED(N+i)
    ENDDO
    WRITE(11,110)
    WRITE(7,110)
    WRITE(8,110)
    STORED(NITEMS)=res
    CALL setStorageVars(STORED,NITEMS,INFO)
    RETURN 1
  ENDIF
100  format(f9.6,1x)
110  format(i3)
120  format(f7.5)
C-----
C  DO ALL THE VERY FIRST CALL OF THE SIMULATION MANIPULATIONS HERE
  IF (INFO(7).EQ.-1) THEN
    SET SOME INFO ARRAY VARIABLES TO TELL THE TRNSYS ENGINE HOW THIS TYPE IS TO WORK
    INFO(6)=NOUT
    INFO(9)=1
    INFO(10)=0 !STORAGE FOR VERSION 16 HAS BEEN CHANGED
    SET THE REQUIRED NUMBER OF INPUTS, PARAMETERS AND DERIVATIVES THAT THE USER SHOULD SUPPLY IN THE
    INPUT FILE
    IN SOME CASES, THE NUMBER OF VARIABLES MAY DEPEND ON THE VALUE OF PARAMETERS TO THIS MODEL...
    NIN=NI
    NPAR=NP
    NDER=ND
    CALL THE TYPE CHECK SUBROUTINE TO COMPARE WHAT THIS COMPONENT REQUIRES TO WHAT IS SUPPLIED IN
    THE TRNSYS INPUT FILE
    CALL TYPECK(1,INFO,NIN,NPAR,NDER)
    SET THE NUMBER OF STORAGE SPOTS NEEDED FOR THIS COMPONENT
    NITEMS=N*6+1
    CALL setStorageSize(NITEMS,INFO)
    RETURN TO THE CALLING PROGRAM
    RETURN 1
  ENDIF
C-----
C  DO ALL OF THE INITIAL TIMESTEP MANIPULATIONS HERE - THERE ARE NO ITERATIONS AT THE INITIAL TIME
  IF (TIME .LT. (TIME0 + DELT/2.DO)) THEN
    SET THE UNIT NUMBER FOR FUTURE CALLS
    IUUNIT=INFO(1)
    ITYPE=INFO(2)
    CHECK THE PARAMETERS FOR PROBLEMS AND RETURN FROM THE SUBROUTINE IF AN ERROR IS FOUND
    IF (...) CALL TYPECK(-4,INFO,0,"BAD PARAMETER #",0)
    PERFORM ANY REQUIRED CALCULATIONS TO SET THE INITIAL VALUES OF THE OUTPUTS HERE
    Tout=Tinit

```

```

      OUT(1)=Tout
      OUT(2)=flow
C     PERFORM ANY REQUIRED CALCULATIONS TO SET THE INITIAL STORAGE VARIABLES HERE
      NITEMS=N*6+1
      DO i=1,3*N
        STORED(i)=Tinit
      ENDDO
      STORED(NITEMS)=1
C     PUT THE STORED ARRAY IN THE GLOBAL STORED ARRAY
      CALL setStorageVars(STORED,NITEMS,INFO)
C     RETURN TO THE CALLING PROGRAM
      RETURN 1
    ENDF
  -----
C
C     *** ITS AN ITERATIVE CALL TO THIS COMPONENT ***
  -----
C
C     RETRIEVE THE VALUES IN THE STORAGE ARRAY FOR THIS ITERATION
      NITEMS=N*6+1
      CALL getStorageVars(STORED,NITEMS,INFO)
      DO i=1,N
        Tini(i)=STORED(i)
        Tbini(i)=STORED(N+1)
        Tgini(i)=STORED(2*N+1)
      ENDDO
      res1=STORED(NITEMS)
      if(res.gt.res1)then
        DO i=1,N
          Tg(i)=Tres
          Tgini(i)=Tres
          Tb(i)=Tres
          Tbini(i)=Tres
          Tini(N)=Tres
        ENDDO
      endif
C
C     *** PERFORM ALL THE CALCULATION HERE FOR THIS MODEL. ***
  -----
C
C     ADD YOUR COMPONENT EQUATIONS HERE; BASICALLY THE EQUATIONS THAT WILL
C     CALCULATE THE OUTPUTS BASED ON THE PARAMETERS AND THE INPUTS. REFER TO
C     CHAPTER 3 OF THE TRNSYS VOLUME 1 MANUAL FOR DETAILED INFORMATION ON
C     WRITING TRNSYS COMPONENTS.
C     *****
C     * Convective heat transfer coefficient *
C     *****
C     FLUID PROPERTIES
      Temp=(Tini(1)+Tini(N))/2
      mu=0.000000478*Temp**2-0.000035734*Temp+0.00133777
      Pr=0.0041286*Temp**2-0.2940439*Temp+9.8911327
      k=0.0017617*Temp+0.5663253
      Re=Flow/3600*4/(pi*D*mu)
      if (flow .lt. 200) then
        hconv = 50
      else
        if (Re .lt. 2300) then
          Nu2=1.615*(Re*Pr*D/L)**(1.0/3)
          Nu=(49.371+(Nu2-0.7)**3)**(1.0/3)
        else
          if (Re .gt. 10000) then
            efe=(1.8*log10(Re)-1.5)**(-2.0)
            Nu=(efe/8)*Re*Pr/(1+12.7*(efe/8)**0.5*(Pr**(2.0/3)-1))*(1+(D/L)**(2.0/3))
          else
            Nu2=1.615*(2300*Pr*D/L)**(1.0/3)
            Nu=((0.0308/8)*10000*Pr/(1+12.7*(0.0308/8)**0.5*(Pr**(2.0/3)-1))*(1+(D/L)**(2.0/3))
              -(49.371+(Nu2-0.7)**3.0)**(1.0/3))/(10000-2300)*(Re-2300)+(49.371+(Nu2-0.7)**3)
              **(1.0/3)
          endif
        endif
        hconv=Nu*k/D
      endif
C     *****
C     * Calculation *
C     *****
      dx=L/(N-1)
      UAb1=1/(1/(hconv*pi*D*dx)+1/KAb1)
      UAb2=1/(1/(hconv*pi*D*dx)+1/KAb2)
      UAp=1/(1/(hconv*pi*D*dx)+1/KAp)
      if(flow.le.0) flow=0
      v=flow/(3600*ro*pi*D*D/4)
      dt=dx/v*0.99
      DELT=DEL*3600
      if (DEL*LT. dt) then
        dt=DEL
      endif
      dt_ac=0
      dTin=(Tin-Tini(1))/DEL

```

```

do while(dt_ac .LT. DELT)
  T(1)=dTin*dt+Tini(1)
C   T(1) = Tin
  if(T(1) .LT. 0) T(1)=0
  Tb(1)=Tbini(1)+dt/Cb1*(UAb1*(Tini(1)-Tbini(1))-UAbb*(Tbini(1)-Tbini(N))-UAg*(Tbini(1)-Tgini(1)))
  Tg(1)=Tgini(1)+dt/Cg*(UAg*(Tbini(1)-Tgini(1))+UAb*(Tbini(N)-Tgini(1)))
  DO i=2,(N-1)
    if(i .lt. (N+1)/2) then
      cond=UAb1/(ro*(cp*1000)*pi*D*D/4*dx)
      Cb=Cb1
      UAb=UAb1
    else
      if(i .eq. (N+1)/2) then
        cond=(UAb1+UAb2)/2/(ro*(cp*1000)*pi*D*D/4*dx)
        Cb=(Cb1+Cb2)/2
        UAb=(UAb1+UAb2)/2
      else
        cond=UAb2/(ro*(cp*1000)*pi*D*D/4*dx)
        Cb=Cb2
        UAb=UAb2
      endif
    endif
    T(i)=Tini(1)-dt*v/(2*dx)*((Tini(i+1)-Tini(i-1))-v*dt/dx*(Tini(i+1)-2*Tini(i)+Tini(i-1)))-cond*
      dt*(Tini(i)-Tbini(i))-UAp*dt/(ro*(cp*1000)*pi*D*D/4*dx)*(Tini(i)-Tini(N-1+i))
    Tb(i)=Tbini(1)+dt/Cb*(UAb*(Tini(i)-Tbini(i))-UAbb*(Tbini(i)-Tbini(N-1+i))-UAg*(Tbini(i)-Tgini(
      i)))
    Tg(i)=Tgini(1)+dt/Cg*(UAg*(Tbini(i)-Tgini(i))+UAb*(Tbini(N-1)-Tgini(i)))
    if(T(i) .LT. 0) T(i)=0
  ENDDO
  T(N)=Tini(N)-v*dt/dx*((Tini(N)-Tini(N-1))-cond*dt*(Tini(N)-Tbini(N))-UAp*dt/(ro*(cp*1000)*pi*D*D
    /4*dx)*(Tini(N)-Tini(1)))
  if(T(N) .LT. 0) T(N)=0
  Tb(N)=Tbini(N)+dt/Cb2*(UAb2*(Tini(N)-Tbini(N))-UAbb*(Tbini(N)-Tbini(1))-UAg*(Tbini(N)-Tgini(N)))
  Tg(N)=Tg(1)
  DO i=1,N
    Tini(i)=T(i)
    Tbini(i)=Tb(i)
    Tgini(i)=Tg(i)
  ENDDO
  dt_ac=dt_ac+dt
  if(dt .GT. (DELT-dt_ac)) then
    dt=DELT-dt_ac
  endif
enddo
Tout=T(N)
C-----
C-----
C   SET THE STORAGE ARRAY AT THE END OF THIS ITERATION IF NECESSARY
C   NITEMS=N*6+1
C   DO i=1,N
C     STORED(3*N+i)=T(i)
C     STORED(4*N+i)=Tb(i)
C     STORED(5*N+i)=Tg(i)
C   ENDDO
C   CALL setStorageVars(STORED,NITEMS,INFO)
C-----
C-----
C   SET THE OUTPUTS FROM THIS MODEL IN SEQUENTIAL ORDER AND GET OUT
C   OUT(1)=Tout
C   OUT(2)=flow
C-----
C   EVERYTHING IS DONE - RETURN FROM THIS SUBROUTINE AND MOVE ON
C   RETURN 1
C   END
C-----

```

C.5. *g*-function

```

SUBROUTINE TYPE408 (TIME,XIN,OUT,T,DTDT,PAR,INFO,ICNTRL,*)
C*****
C Object: g-function
C Simulation Studio Model: g-function
C
C Author: Felix Ruiz
C Editor:
C Date:      October 29, 2013 last modified: October 29, 2013
C
C ***
C *** Model Parameters
C ***
C
C      Time interval      hr [0;+Inf]

```

APÉNDICE C. CÓDIGO FUENTE DE LOS *TYPES* EN FORTRAN

```

C          Ground thermal conductivity   W/m.K [-Inf;+Inf]
C          Ground thermal diffusivity    m^2/hr [-Inf;+Inf]
C          Borehole length                m [-Inf;+Inf]
C          Logical unit for input file    - [0;+Inf]
C
C ***
C *** Model Inputs
C ***
C          Thermal injection load        W [-Inf;+Inf]
C          Ground temperature            K [-Inf;+Inf]
C
C ***
C *** Model Outputs
C ***
C          Borehole temperature          K [-Inf;+Inf]
C
C ***
C *** Model Derivatives
C ***
C (Comments and routine interface generated by TRNSYS Studio)
C*****
C-----
C          REQUIRED BY THE MULTI-DLL VERSION OF TRNSYS
C          !DEC$ATTRIBUTES DLLEXPORT :: TYPE408                                !SET THE CORRECT TYPE NUMBER HERE
C-----
C          TRNSYS access functions (allow to access TIME etc.)
C          USE TrnysConstants
C          USE TrnysFunctions
C          USE TrnysData, only: STABLE
C-----
C          TRNSYS DECLARATIONS
C          IMPLICIT NONE                                !REQUIRES THE USER TO DEFINE ALL VARIABLES BEFORE USING THEM
C          DOUBLE PRECISION XIN                       !THE ARRAY FROM WHICH THE INPUTS TO THIS TYPE WILL BE RETRIEVED
C          DOUBLE PRECISION OUT                       !THE ARRAY WHICH WILL BE USED TO STORE THE OUTPUTS FROM THIS TYPE
C          DOUBLE PRECISION TIME                     !THE CURRENT SIMULATION TIME - YOU MAY USE THIS VARIABLE BUT DO NOT SET IT!
C          DOUBLE PRECISION PAR                       !THE ARRAY FROM WHICH THE PARAMETERS FOR THIS TYPE WILL BE RETRIEVED
C          DOUBLE PRECISION STORED                   !THE STORAGE ARRAY FOR HOLDING VARIABLES FROM TIMESTEP TO TIMESTEP
C          DOUBLE PRECISION T                         !AN ARRAY CONTAINING THE RESULTS FROM THE DIFFERENTIAL EQUATION SOLVER
C          DOUBLE PRECISION DTDI                     !AN ARRAY CONTAINING THE DERIVATIVES TO BE PASSED TO THE DIFF.EQ. SOLVER
C          DOUBLE PRECISION TIME0,DELTA              !AN ARRAY CONTAINING THE DERIVATIVES TO BE PASSED TO THE DIFF.EQ. SOLVER
C          DOUBLE PRECISION allocatable :: gtime,gfunction
C          INTEGER*4 INFO(15)                        !THE INFO ARRAY STORES AND PASSES VALUABLE INFORMATION TO AND FROM
C          THIS TYPE
C          INTEGER*4 NP,NI,NOUT,ND                   !VARIABLES FOR THE MAXIMUM NUMBER OF PARAMETERS,INPUTS,OUTPUTS AND
C          DERIVATIVES
C          INTEGER*4 NPAR,NIN,NDER                   !VARIABLES FOR THE CORRECT NUMBER OF PARAMETERS,INPUTS,OUTPUTS AND
C          DERIVATIVES
C          INTEGER*4 IUNIT,ITYPE                     !THE UNIT NUMBER AND TYPE NUMBER FOR THIS COMPONENT
C          INTEGER*4 ICNTRL                           !AN ARRAY FOR HOLDING VALUES OF CONTROL FUNCTIONS WITH THE NEW SOLVER
C          INTEGER*4 NSTORED                          !THE NUMBER OF VARIABLES THAT WILL BE PASSED INTO AND OUT OF STORAGE
C          INTEGER*4 NSTEP
C          CHARACTER*3 OCHECK                         !AN ARRAY TO BE FILLED WITH THE CORRECT VARIABLE TYPES FOR THE OUTPUTS
C          CHARACTER*3 YCHECK                         !AN ARRAY TO BE FILLED WITH THE CORRECT VARIABLE TYPES FOR THE INPUTS
C          DIMENSION gtime(:),gfunction(:)
C-----
C          USER DECLARATIONS - SET THE MAXIMUM NUMBER OF PARAMETERS (NP), INPUTS (NI),
C          OUTPUTS (NOUT), AND DERIVATIVES (ND) THAT MAY BE SUPPLIED FOR THIS TYPE
C          PARAMETER (NP=7,NI=3,NOUT=1,ND=0,NSTEP=2000)
C          PARAMETER (NSTORED=(NSTEP*2+6)*2)
C-----
C          REQUIRED TRNSYS DIMENSIONS
C          DIMENSION XIN(NI),OUT(NOUT),PAR(NP),YCHECK(NI),OCHECK(NOUT),
C          1 STORED(NSTORED),T(ND),DTD(ND)
C          INTEGER NITEMS
C-----
C          ADD DECLARATIONS AND DEFINITIONS FOR THE USER-VARIABLES HERE
C          PARAMETERS
C          DOUBLE PRECISION dt, lnt, ts
C          DOUBLE PRECISION k
C          DOUBLE PRECISION a
C          DOUBLE PRECISION H
C          integer lu_file
C          integer i, j, n, size, enc, step, step1, kr, m
C          double precision xtmp, ytmp, qacc, sum, gfunc, pi
C          double precision q_step(NSTEP),t_step(NSTEP)
C          double precision bloque1,bloque2,bloque3
C
C          INPUTS
C          DOUBLE PRECISION Q
C          DOUBLE PRECISION Tg
C          double precision Tb
C-----
C          READ IN THE VALUES OF THE PARAMETERS IN SEQUENTIAL ORDER
C          dt=PAR(1)
C          k=PAR(2)
C          a=PAR(3)
C          H=PAR(4)
C
C          lu_file=getListingFileLogicalUnit()

```

APÉNDICE C. CÓDIGO FUENTE DE LOS *TYPES* EN FORTRAN

```

lu_file=JFIX(PAR(5)+0.1)
kr=PAR(6)
m=PAR(7)
C-----
C RETRIEVE THE CURRENT VALUES OF THE INPUTS TO THIS MODEL FROM THE XIN ARRAY IN SEQUENTIAL ORDER
Q=XIN(1)/H
Tg=XIN(2)
step=XIN(3)
IUNIT=INFO(1)
ITYPE=INFO(2)
Tb=Tg
pi=3.14159265
TIME0=getSimulationStartTime()
DELTA=getSimulationTimeStep()
size=0
C OPEN(unit=lu_file,status='old')
C-----
C SET THE VERSION INFORMATION FOR TRNSYS
IF(INFO(7).EQ.-2) THEN
INFO(12)=16
RETURN 1
ENDIF
C-----
C DO ALL THE VERY LAST CALL OF THE SIMULATION MANIPULATIONS HERE
IF (INFO(8).EQ.-1) THEN
RETURN 1
ENDIF
C-----
C PERFORM ANY 'AFTER-ITERATION' MANIPULATIONS THAT ARE REQUIRED HERE
C e.g. save variables to storage array for the next timestep
IF (INFO(13).GT.0) THEN
NITEMS=NSTORED
CALL getStorageVars(STORED,NITEMS,INFO)
DO i=1,(NITEMS/2)
STORED(i)=STORED((NITEMS/2)+i)
ENDDO
CALL setStorageVars(STORED,NITEMS,INFO)
RETURN 1
ENDIF
C-----
C DO ALL THE VERY FIRST CALL OF THE SIMULATION MANIPULATIONS HERE
IF (INFO(7).EQ.-1) THEN
SET SOME INFO ARRAY VARIABLES TO TELL THE TRNSYS ENGINE HOW THIS TYPE IS TO WORK
INFO(6)=NOUT
INFO(9)=1
INFO(10)=0 !STORAGE FOR VERSION 16 HAS BEEN CHANGED
SET THE REQUIRED NUMBER OF INPUTS, PARAMETERS AND DERIVATIVES THAT THE USER SHOULD SUPPLY IN THE
INPUT FILE
IN SOME CASES, THE NUMBER OF VARIABLES MAY DEPEND ON THE VALUE OF PARAMETERS TO THIS MODEL....
NIN=NI
NPAR=NP
NDER=ND
CALL THE TYPE CHECK SUBROUTINE TO COMPARE WHAT THIS COMPONENT REQUIRES TO WHAT IS SUPPLIED IN
THE TRNSYS INPUT FILE
CALL TYPECK(1,INFO,NIN,NPAR,NDER)
SET THE NUMBER OF STORAGE SPOTS NEEDED FOR THIS COMPONENT
NITEMS=NSTORED
CALL setStorageSize(NITEMS,INFO)
n=0
rewind(lu_file)
do while (.not.eof(lu_file))
read (lu_file, *) xtmp, ytmp
n = n + 1
end do
rewind(lu_file)
allocate (gtime(n))
allocate (gfunction(n))
do i=1, n
read (lu_file, *) gtime(i), gfunction(i)
end do
RETURN TO THE CALLING PROGRAM
RETURN 1
ENDIF
C-----
C DO ALL OF THE INITIAL TIMESTEP MANIPULATIONS HERE - THERE ARE NO ITERATIONS AT THE INITIAL TIME
IF (TIME .LT. (getSimulationStartTime() +
getSimulationTimeStep()/2.D0)) THEN
SET THE UNIT NUMBER FOR FUTURE CALLS
IUNIT=INFO(1)
ITYPE=INFO(2)
CHECK THE PARAMETERS FOR PROBLEMS AND RETURN FROM THE SUBROUTINE IF AN ERROR IS FOUND
IF (...) CALL TYPECK(-4,INFO,0,"BAD PARAMETER #",0)

```

```

C      PERFORM ANY REQUIRED CALCULATIONS TO SET THE INITIAL VALUES OF THE OUTPUTS HERE
C      Borehole temperature
C      OUT(1)=Tb
C      PERFORM ANY REQUIRED CALCULATIONS TO SET THE INITIAL STORAGE VARIABLES HERE
C      NITEMS=NSTORED
C      DO i=1,NITEMS
C          STORED(i)=0
C      ENDDO
C      CALL setStorageVars(STORED,NITEMS,INFO)
C      RETURN TO THE CALLING PROGRAM
C      RETURN 1
C      ENDF

C-----
C
C      *** ITS AN ITERATIVE CALL TO THIS COMPONENT ***
C-----
C
C      RETRIEVE THE VALUES IN THE STORAGE ARRAY FOR THIS ITERATION
C      NITEMS=NSTORED
C      CALL getStorageVars(STORED,NITEMS,INFO)
C      DO i=1,NSTEP
C          q_step(i)=STORED(i)
C          t_step(i)=STORED(NSTEP+1+i)
C      ENDDO

C-----
C
C      CHECK THE INPUTS FOR PROBLEMS
C      IF (...) CALL TYPECK(-3,INFO,'BAD INPUT #',0,0)
C      IF(IERROR.GT.0) RETURN 1
C-----
C
C      *** PERFORM ALL THE CALCULATION HERE FOR THIS MODEL. ***
C-----
C
C      ADD YOUR COMPONENT EQUATIONS HERE; BASICALLY THE EQUATIONS THAT WILL
C      CALCULATE THE OUTPUTS BASED ON THE PARAMETERS AND THE INPUTS. REFER TO
C      CHAPTER 3 OF THE TRNSYS VOLUME 1 MANUAL FOR DETAILED INFORMATION ON
C      WRITING TRNSYS COMPONENTS.
C
C      qacc=STORED(NSTEP+1)+q
C      size=STORED(NSTEP*2+2)
C      bloque1=STORED(NSTEP*2+3)
C      bloque2=STORED(NSTEP*2+4)
C      bloque3=STORED(NSTEP*2+5)
C      step1=STORED(NSTEP*2+6)
C      if((dt.eq.0 .and. step.ne.step1))then
C          q_step(size+1)=qacc/((TIME-t_step(size+1))/DELT)
C          t_step(size+2)=TIME
C          qacc=0
C          size=size+1
C          bloque1=bloque1+1
C      else if (dt.ne.0)then
C          if (mod(TIME,dt).eq.0) then
C              q_step(size+1)=qacc/((TIME-t_step(size+1))/DELT)
C              t_step(size+2)=TIME
C              qacc=0
C              size=size+1
C              bloque1=bloque1+1
C          end if
C      end if
C
C      if(bloque1.eq.6)then
C          do i=1,5
C              qacc=qacc+q_step(size-i)*(t_step(size-i+1)-t_step(size-i))
C          enddo
C          q_step(size-5)=qacc/(t_step(size)-t_step(size-5))
C          q_step(size-4)=q_step(size)
C          t_step(size-4)=t_step(size)
C          t_step(size-3)=t_step(size+1)
C          size=size-4
C          bloque1=1
C          bloque2=bloque2+1
C          qacc=0
C      end if
C
C      if(bloque1.eq.(kr+m))then
C          do i=m,(kr+m-1)
C              qacc=qacc+q_step(size-i)*
C              (t_step(size-i+1)-t_step(size-i))
C          enddo
C          q_step(size-kr+m+1)=qacc/
C          (t_step(size-m+1)-t_step(size-kr-m+1))
C          do i=0,(m-1)
C              q_step(size-kr-(m-1-i)+1)=q_step(size-(m-1-i))
C              t_step(size-kr-(m-1-i)+1)=t_step(size-(m-1-i))
C          enddo
C          t_step(size-kr+2)=t_step(size+1)
C          size=size-kr+1
C          bloque1=m
C          bloque2=bloque2+1
C          qacc=0

```

```

end if
c         if (bloque2.eq.6) then
c             do i=1,5
c                 qacc=qacc+q_step(size-1-i)*
c                 .(t_step(size-1)-t_step(size-1-1))
c             enddo
c             q_step(size-6)=qacc/(t_step(size-1)-t_step(size-6))
c             q_step(size-5)=q_step(size-1)
c             q_step(size-4)=q_step(size)
c             t_step(size-5)=t_step(size-1)
c             t_step(size-4)=t_step(size)
c             t_step(size-3)=t_step(size+1)
c             size=size-4
c             bloque2=1
c             bloque3=bloque3+1
c             qacc=0
c         end if
c         if (bloque2.eq.(kr+m)) then
c             do i=(2*m),(kr+2*m-1)
c                 qacc=qacc+q_step(size-i)*
c                 .(t_step(size-i+1)-t_step(size-i))
c             enddo
c             q_step(size-kr-2*m+1)=qacc/
c             .(t_step(size-2*m+1)-t_step(size-kr-2*m+1))
c             do i=0,(2*m-1)
c                 q_step(size-kr-(2*m-1-i)+1)=q_step(size-(2*m-1-i))
c                 t_step(size-kr-(2*m-1-i)+1)=t_step(size-(2*m-1-i))
c             enddo
c             t_step(size-kr+2)=t_step(size+1)
c             size=size-kr+1
c             bloque2=m
c             bloque3=bloque3+1
c             qacc=0
c         end if
c         if (bloque3.eq.(kr+m)) then
c             do i=(3*m),kr+3*m-1
c                 qacc=qacc+q_step(size-i)*
c                 .(t_step(size-i+1)-t_step(size-i))
c             enddo
c             q_step(size-kr-3*m+1)=qacc/
c             .(t_step(size-3*m+1)-t_step(size-kr-3*m+1))
c             do i=0,(3*m-1)
c                 q_step(size-kr-(3*m-1-i)+1)=q_step(size-(3*m-1-i))
c                 t_step(size-kr-(3*m-1-i)+1)=t_step(size-(3*m-1-i))
c             enddo
c             t_step(size-kr+2)=t_step(size+1)
c             size=size-kr+1
c             bloque3=m
c             qacc=0
c         end if
c         ts=H*H/(9*a)
c         sum=0
c         do i=1,size
c             if (i.eq.1) then
c                 Q=q_step(i)
c             else
c                 Q=q_step(i)-q_step(i-1)
c             end if
c             enc=0
c             lnt=LOG((TIME-t_step(i))/ts)
c             j=0
c             do while (enc.eq.0)
c                 j=j+1
c                 if (lnt.le.gtime(i)) then
c                     enc=1
c                     gfunc=gfunction(i)
c                 else if (lnt.ge.gtime(n)) then
c                     enc=1
c                     gfunc=gfunction(n)
c                 else if (gtime(j).gt.lnt) then
c                     enc=1
c                     gfunc=gfunction(j-1)+(gfunction(j)-gfunction(j-1))/
c                     .(gtime(j)-gtime(j-1))*(lnt-gtime(j-1))
c                 end if
c             end do
c             sum=sum+Q/(2*pi*k)*gfunc
c         end do
c         Tb=Tg+sum
c -----
c -----
c -----
c     SET THE STORAGE ARRAY AT THE END OF THIS ITERATION IF NECESSARY
c     NITEMS=NSTORED
c     DO i=1,(NSTEP)
c         STORED((NSTEP*2+6)+i)=q_step(i)
c         STORED((NSTEP*3+7)+i)=t_step(i)
c     ENDDO
    
```

```

        STORED(NSTEP*3+7)=qacc
        STORED(NSTEP*4+8)=size
        STORED(NSTEP*4+9)=bloque1
        STORED(NSTEP*4+10)=bloque2
        STORED(NSTEP*4+11)=bloque3
        STORED(NSTEP*4+12)=step
        CALL setStorageVars(STORED,NITEMS,INFO)
C-----
C
C   REPORT ANY PROBLEMS THAT HAVE BEEN FOUND USING CALLS LIKE THIS:
C   CALL MESSAGES(-1,'put your message here','MESSAGE',IUNIT,ITYPE)
C   CALL MESSAGES(-1,'put your message here','WARNING',IUNIT,ITYPE)
C   CALL MESSAGES(-1,'put your message here','SEVERE',IUNIT,ITYPE)
C   CALL MESSAGES(-1,'put your message here','FATAL',IUNIT,ITYPE)
C-----
C
C   SET THE OUTPUTS FROM THIS MODEL IN SEQUENTIAL ORDER AND GET OUT
C   Borehole temperature
        OUT(1)=Tb
C-----
C   EVERYTHING IS DONE - RETURN FROM THIS SUBROUTINE AND MOVE ON
        RETURN 1
        END
C-----
```

Apéndice D

Extensión de la validación del modelo

D.1. Abril

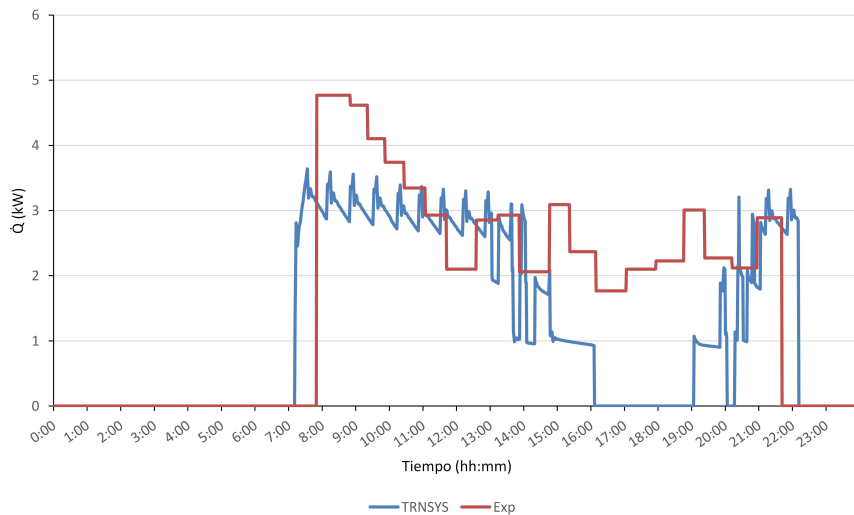


Figura D.1: Corrección del perfil de demanda para un día de baja carga de calefacción

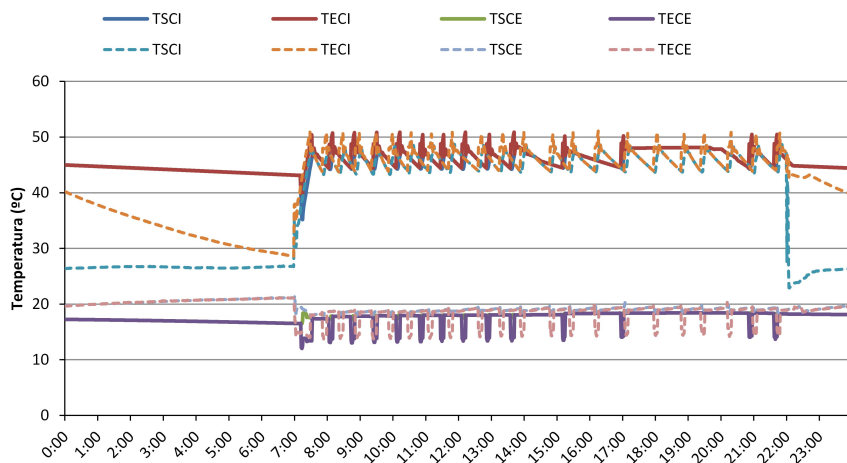


Figura D.2: Temperaturas del agua para un día de baja carga de calefacción con la demanda corregida: TRNSYS (línea continua) y Experimental (línea discontinua)

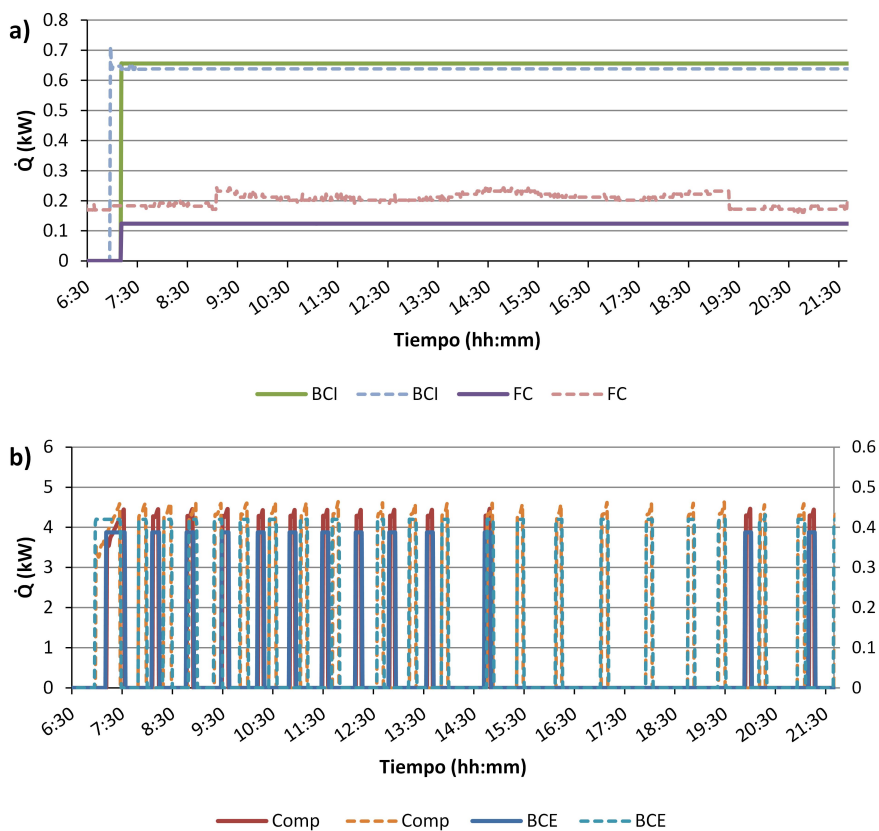


Figura D.3: Comparación de potencia consumida por los componentes de la instalación: TRNSYS (línea continua) y Experimental (línea discontinua). a) circuito interno, b) circuito externo

D.2. Julio

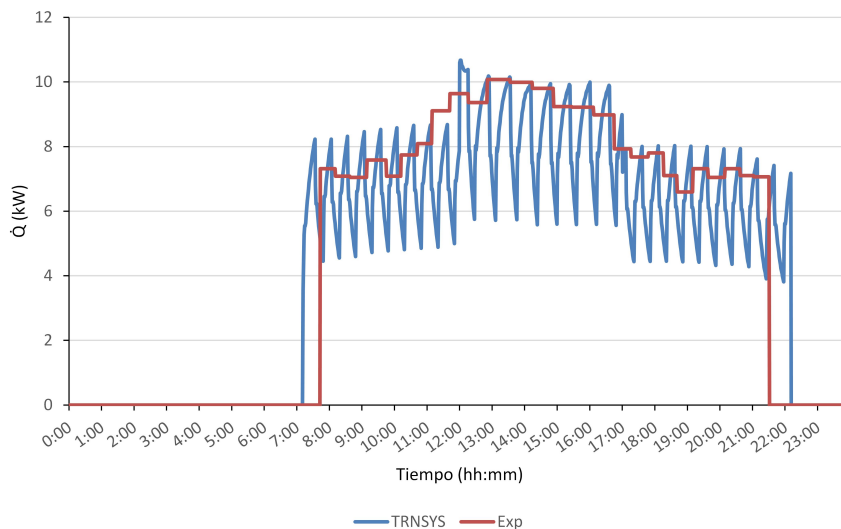


Figura D.4: Corrección del perfil de demanda para un día de alta carga de refrigeración

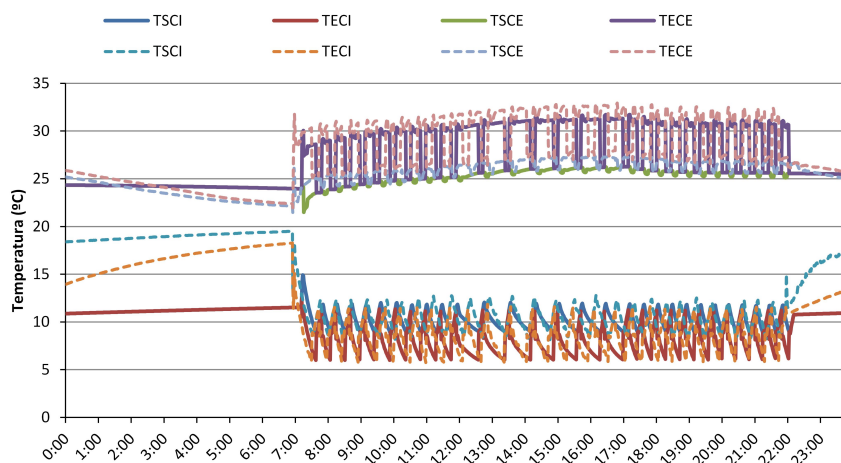


Figura D.5: Temperaturas del agua para un día de alta carga de refrigeración con la demanda corregida: TRNSYS (línea continua) y Experimental (línea discontinua)

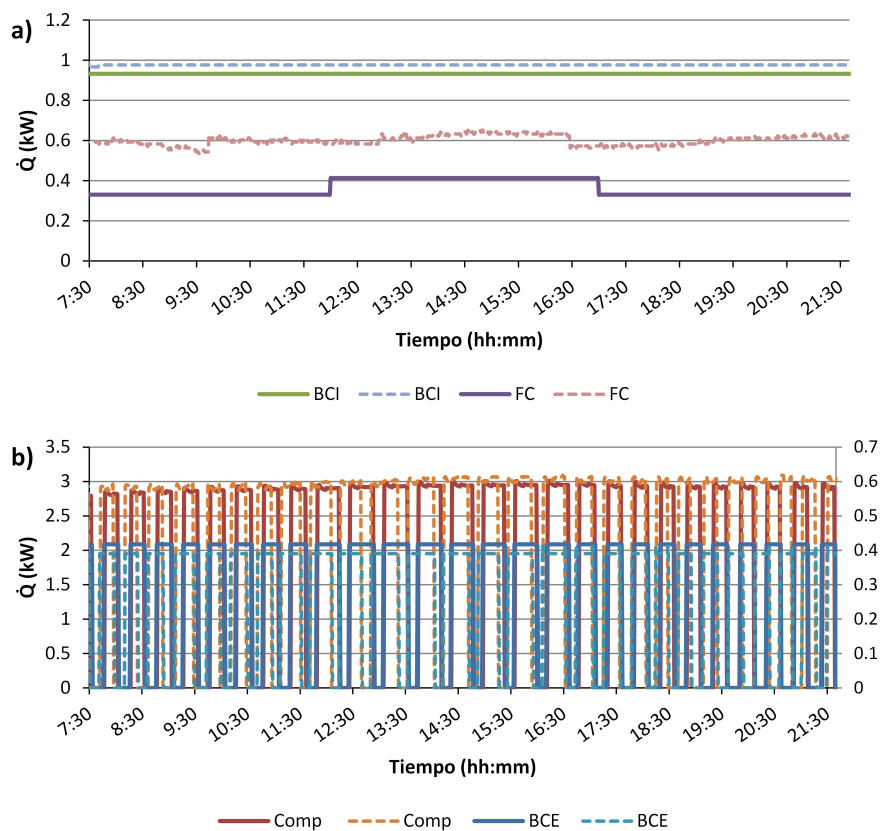


Figura D.6: Comparación de potencia consumida por los componentes de la instalación: TRNSYS (línea continua) y Experimental (línea discontinua). a) circuito interno, b) circuito externo

D.3. Octubre

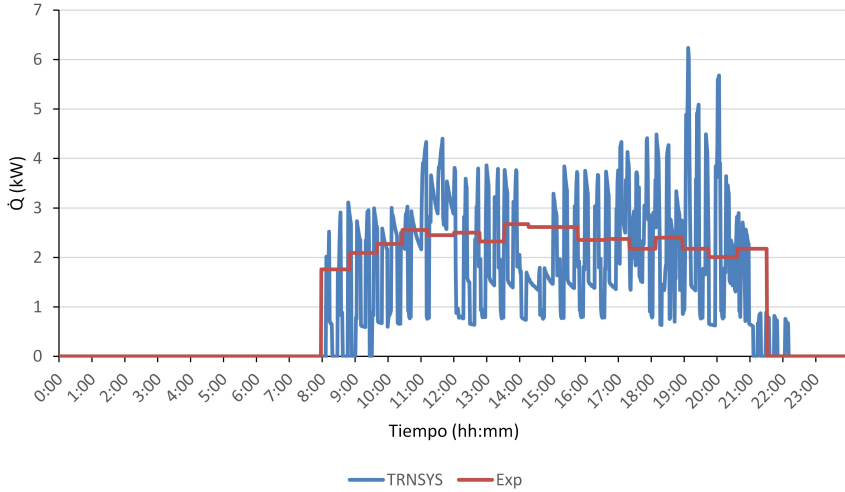


Figura D.7: Corrección del perfil de demanda para un día de baja carga de refrigeración

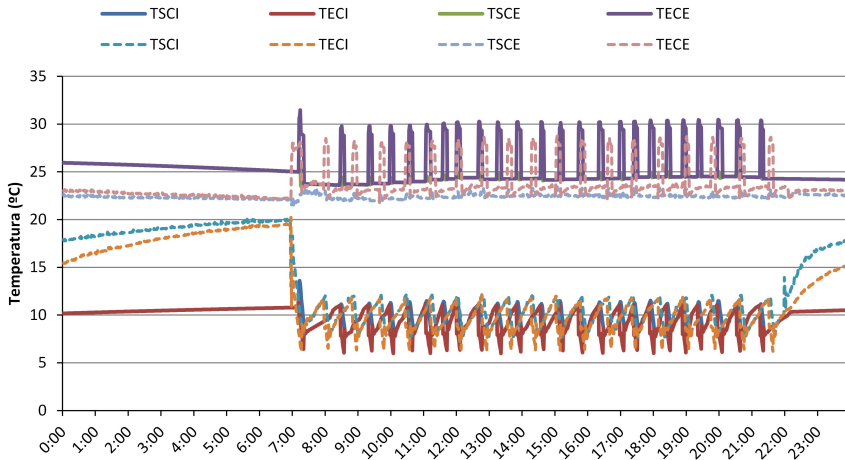


Figura D.8: Temperaturas del agua para un día de baja carga de refrigeración con la demanda corregida: TRNSYS (línea continua) y Experimental (línea discontinua)

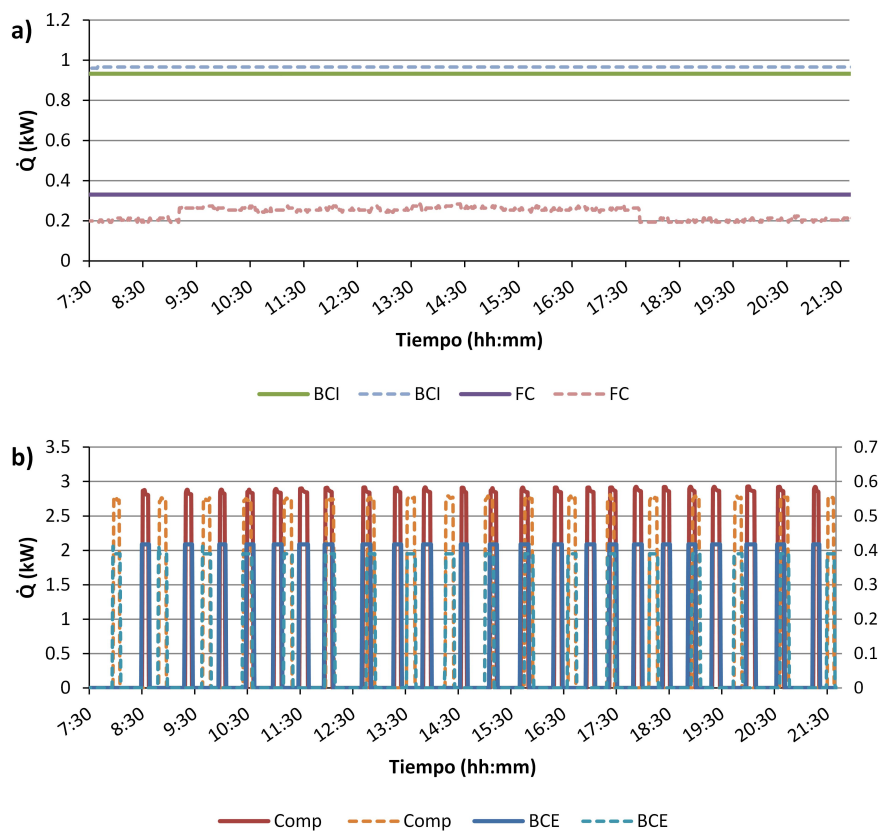


Figura D.9: Comparación de potencia consumida por los componentes de la instalación: TRNSYS (línea continua) y Experimental (línea discontinua). a) circuito interno, b) circuito externo

Apéndice E

Publicaciones derivadas de la tesis

- Montagud, C., Corberán, J.M., Ruiz-Calvo, F., 2012. *Experimental and modeling analysis of a ground source heat pump system*, Applied Energy 109, pp. 328-336.
- Ruiz-Calvo, F., Montagud, C., 2014. *Reference data sets for validating GSHP system models and analyzing performance parameters based on a five-year operation period*, Geothermics 51, pp. 417-428.
- Ruiz-Calvo, F., Cervera-Vázquez, J., Montagud, C., Corberán, J.M., 2014. *Cálculo de parámetros de control de un sistema de climatización en tiempo real: factor de carga parcial*, CYTEF-2014, VII Congreso Ibérico y V Congreso Iberoamericano de Ciencias y Técnicas del Frío.
- Ruiz-Calvo, F., Montagud, C., Corberán, J.M., 2014. *Estudio del funcionamiento de una bomba de calor agua-agua con dos compresores en tándem*, CYTEF-2014, VII Congreso Ibérico y V Congreso Iberoamericano de Ciencias y Técnicas del Frío.
- De Rosa, M., Ruiz-Calvo, F., Corberán, J.M., Montagud, C., Tagliafico, L.A., 2014. Borehole modelling: a comparison between a steady-state model and a novel dynamic model in a real ON/OFF GSHP operation. Journal of Physics: Conference Series. 2014;547:012008.
- Ruiz-Calvo, F., De Rosa, M., Acuña, J., Corberán, J.M., Montagud, C., 2015. Experimental validation of a short-term Borehole-to-Ground (B2G) dynamic model. Applied Energy 140, pp. 210-223.

- De Rosa, M., Ruiz-Calvo, F., Corberán, J.M., Montagud, C., Tagliafico, L.A., 2015. *A novel TRNSYS type for short-term borehole heat exchanger simulation: B2G model*, Energy Conversion and Management 100, pp. 347-357.
- Corberán, J.M., Ruiz-Calvo, F., Montagud, C., De Rosa, M., 2015. *Validación del modelo B2G para un intercambiador enterrado en funcionamiento on/off*, IX Congreso Nacional de Ingeniería Termodinámica.

Bibliografía

- [1] Environmental Protection Agency:
http://www.epa.gov/region1/eco/energy/re_geothermal.html [Consulta: 29/06/2015].
- [2] Bakirci, K., Ozyurt, O., Comakli, K., Comakli, O., 2011. *Energy analysis of a solar-ground source heat pump system with vertical closed-loop for heating applications*, Energy 36, pp. 3224-3232.
- [3] Hepbasli, A., Akdemir, O., Hancioglu, E., 2003. *Experimental study of a closed loop vertical ground source heat pump system*, Energy Conversion and Management 44, pp. 527-548.
- [4] Ozgener, O., Hepbasli, A., 2005. *Experimental performance analysis of a solar assisted ground-source heat pump greenhouse heating system*, Energy and Buildings 37, pp. 101-110.
- [5] Ozgener, O., Hepbasli, A., 2007. *Modeling and performance evaluation of ground source (geothermal) heat pump systems*, Energy and Buildings 39, pp. 66-75.
- [6] Ozyurt, O., Ekinci, D.A., 2011. *Experimental study of a vertical ground-source heat pump performance evaluation for cold climate in Turkey*, Applied Energy 88, pp. 1257-1265.
- [7] Onomiya, Y., Katsura, T., Nakamura, Y., 2012. *Performance evaluation of net-zero energy building integrated with the ground source heat pump system*, Innostock 2012.
- [8] Wang, Y., Ma, Y., Liu, Q., Luo, M., 2012. *Influence of intermittent Operation on Ground Thermal Balance in GCHP System*, Innostock 2012.
- [9] Zhai, X.Q., Wang, X.L., Pei, H.T., Yang, Y., Wang, R.Z., 2012. *Experimental investigation and optimization of a ground source heat pump system under different indoor set temperatures*, Applied Thermal Engineering 48, pp. 105-116.

- [10] Wu, Y., Gan, G., Verhoef, A., Vidale, P.L., Garcia Gonzalez, R., 2010. *Experimental measurement and numerical simulation of horizontal-coupled slinky ground source heat exchangers*, Applied Thermal Engineering 30, pp. 2574-2583.
- [11] Doherty, P.S., Al-Huthaili, S., Riffat, S.B., Abodahab, N., 2004. *Ground source heat pump—description and preliminary results of the Eco House system*, Applied Thermal Engineering 24, pp. 2627-2641.
- [12] Norbert Fisch, M., Kühn, L., Petruszek, T., Nüble, F., Sanner, B., 2012. *Optimization of ground coupled heating and cooling supply systems in office buildings - reversible heat pump and free cooling*, pp. Innostock 2012.
- [13] Sanner, B., Karytsas, C., Mendrinou, D., Rybach, L., 2003. *Current status of ground source heat pumps and underground thermal energy storage in Europe*, Geothermics 32, pp. 579-588.
- [14] Montagud, C., Corberán, J.M., Montero, Á., Urchueguía, J.F., 2011. *Analysis of the energy performance of a Ground Source Heat Pump system after five years of operation*, Energy and Buildings 43, pp. 3618-3626.
- [15] Florides, G., Kalogirou, S., 2007. *Ground heat exchangers - A review of systems, models and applications*, Renewable Energy 32, pp. 2461-2478.
- [16] Hwang, Y., Lee, J., Jeong, Y., Koo, K., Lee, D., Kim, I., Jin, S., Kim, S.H., 2009. *Cooling performance of a vertical ground-coupled heat pump system installed in a school building*, Renewable Energy 34, pp. 578-582.
- [17] Petit, P.J., Meyer, J.P., 1998. *Economic potential of vertical ground-source heat pumps compared to air-source air conditioners in South Africa*, Energy 23(2), pp. 137-143.
- [18] Healy, P.F., Ugursal, V.I., 1997. *Performance and economic feasibility of ground coupled heat pumps in cold climate*, International Journal of Energy Research 21(10), pp. 857-870.
- [19] Urchueguía, J.F., Zacarés, M., Corberán, J.M., Montero, A., Martos, J., Witte, H., 2008. *Comparison between the energy performance of a ground coupled water to water heat pump system and an air to water heat pump system for heating and cooling in typical conditions of the European Mediterranean coast*, Energy Conversion and Management 49, pp. 2917-2923.
- [20] Montagud, C., Corberán, J.M., Montero, Á., 2014. *In situ optimization methodology for the water circulation pumps frequency of ground source heat pump systems*, Energy and Buildings 68, pp. 42-53.
- [21] Lubis, L.I., Kanoglu, M., Dincer, I., Rosen, M.A., 2011. *Thermodynamic analysis of a hybrid geothermal heat pump system*, Geothermics 40, pp. 233-238.

- [22] Cui, P., Yang, H., Spitler, J.D., Fang, Z., 2008. *Simulation of hybrid ground-coupled heat pump with domestic hot water heating systems using HVACSIM+*, Energy and Buildings 40, pp. 1731-1736.
- [23] Montagud, C., Corberán, J.M., Ruiz-Calvo, F., 2012. *Experimental and modeling analysis of a ground source heat pump system*, Applied Energy 109, pp. 328-336.
- [24] Magraner, T., 2010. *Validación Experimental de los Métodos de Diseño de Instalaciones de Bomba de Calor Acoplada al Terreno*, Tesis Doctoral, UPVLC.
- [25] Corberán, J.M., Finn, D.P., Montagud, C., Murphy, F.T., Edwards, K.C., 2011. *A quasi-steady state mathematical model of an integrated ground source heat pump for building space control*, Energy and Buildings 43, pp. 82-92.
- [26] Sayyadi, H., Nejatolahi, M., 2011. *Thermodynamic and thermoeconomic optimization of a cooling tower-assisted ground source heat pump*, Geothermics 40, pp. 221-232.
- [27] GeoCool project (EU 5th Framework Programme, NNE5-2001-00847), http://cordis.europa.eu/projects/rcn/86940_en.html.
- [28] GROUND-MED: Advanced ground source heat pump systems for heating and cooling in Mediterranean climate, <http://www.groundmed.eu/>.
- [29] Cervera-Vázquez, J., Montagud, C., Corberán, J.M., 2014. *Posición y dimensionamiento del depósito de inercia en circuitos de distribución de agua de sistemas de climatización con bomba de calor con regulación ON/OFF*, CYTEF-2014, VII Congreso Ibérico y V Congreso Iberoamericano de Ciencias y Técnicas del Frío.
- [30] Montagud, C., Corberán, J.M., 2012. *Energy Efficiency in fixed, staged and variable capacity ground source heat pumps*, International Geothermal Days Romania 2012, GROUND-MED Workshop, paper n°8.
- [31] Montagud, C., Corberán, J.M., 2012. *Estudio teórico de selección de componentes para el diseño de una bomba de calor geotérmica de alta eficiencia*, CYTEF-2012, VI Congreso Ibérico y IV Congreso Iberoamericano de Ciencias y Técnicas del Frío.
- [32] Ruiz-Calvo, F., Montagud, C., 2014. *Reference data sets for validating GSHP system models and analyzing performance parameters based on a five-year operation period*, Geothermics 51, pp. 417-428.

- [33] Salguero Barceló, F.J., 2008. *Puesta a punto y Análisis del Funcionamiento de la instalación de climatización geotérmica del departamento de termodinámica aplicada*, Proyecto Final de Carrera, Valencia: Universitat Politècnica de València, <http://hdl.handle.net/10251/34597> [Consulta: 09/03/2015].
- [34] Ruiz-Calvo, F., Cervera-Vázquez, J., Montagud, C., Corberán, J.M., 2014. *Cálculo de parámetros de control de un sistema de climatización en tiempo real: factor de carga parcial*, CYTEF-2014, VII Congreso Ibérico y V Congreso Iberoamericano de Ciencias y Técnicas del Frío.
- [35] Corberán, J.M., Montagud, C., Heselhaus, F., 2011. *Energy Optimization of a ground source heat pump system for heating and cooling in a office building*, ISHPC11 Sources/Sinks alternative to the outside Air for Heat Pump and Air-Conditioning Techniques (Alternative Sources - AS), IIR International Conferences, Padua(Italy), pp. 93-102.
- [36] Corberán, J.M., González-Macia, J., 2009. *IMST-ART, a computer code to assist the design of refrigeration and air conditioning equipment*, IMST, Universitat Politècnica de València, Spain, 2009, <http://www.imst-art.com>.
- [37] Cervera-Vázquez, J., Montagud, C., Corberán, J.M., 2015. *In situ optimization methodology for the water circulation pumps frequency of ground source heat pump systems: Analysis for multistage heat pump units*, Energy and Buildings 88, pp. 238-247.
- [38] University of Wisconsin-Madison. A TRaNsient SYstems Simulation program. <http://sel.me.wisc.edu/trnsys/> [Consulta: 24/02/2014].
- [39] Ozgener, O., Hepbasli, A., 2005. *Performance analysis of a solar-assisted ground-source heat pump system for greenhouse heating: an experimental study*, Building and Environment 40, pp. 1040-1050.
- [40] Sharqawy, M.H., Mokheimer, E.M., Badr, H.M., 2009. *Effective pipe-to-borehole thermal resistance for vertical ground heat exchangers*, Geothermics 38, pp. 271-277.
- [41] Esen, H., Inalli, M., 2009. *Modelling of a vertical ground coupled heat pump system by using artificial neural networks*, Expert Systems with Applications 36, pp. 10229-10238.
- [42] Oppelt, T., Riehl, I., Gross, U., 2010. *Modelling of the borehole filling of double U-pipe heat exchangers*, Geothermics 39, pp. 270-276.
- [43] Bak, K., Ozyurt, O., Comakli, K., Comakli, O., 2011. *Energy analysis of a solar-ground source heat pump system with vertical closed-loop for heating applications*, Energy 36, pp. 3224-3232.

- [44] Sagia, Z., Rakopoulos, C., Kakaras, E., 2012. *Cooling dominated Hybrid Ground Source Heat Pump System application*, Applied Energy 94, pp. 41-47.
- [45] Man, Y., Yang, H., Wang, J., 2012. *In situ operation performance test of ground coupled heat pump system for cooling and heating provision in temperate zone*, Applied Energy 97, pp. 913-920.
- [46] Eslami-nejad, P., Bernier, M., 2012. *Freezing of geothermal borehole surroundings: A numerical and experimental assessment with applications*, Applied Energy 98, pp. 333-345.
- [47] Capozza, A., De Carli, M., Zarrella, A., 2013. *Investigations on the influence of aquifers on the ground temperature in ground-source heat pump operation*, Applied Energy 107, pp. 350-363.
- [48] Go, G.H., Lee, S.R., Yoon, S., Kang, H., 2014. *Design of spiral coil PHC energy pile considering effective borehole thermal resistance and ground-water advection effects*, Applied Energy 125, pp. 165-178.
- [49] Yang, H., Cui, P., Fang, Z., 2010. *Vertical-borehole ground-coupled heat pumps: A review of models and systems*, Applied Energy 87, pp. 16-27.
- [50] Ingersoll, L.R., Plass, H.J., 1948. *Theory of the ground pipe source for the heat pump*, ASHVE Trans 54, pp. 339-348.
- [51] Ingersoll, L.R., Adler, F.T., Plass, H.J., 1950. *Theory of earth heat exchangers for the heat pump*, ASHVE Trans 56, pp. 167-88.
- [52] Carslaw, H.S., Jaeger, J.C., 1946. *Conduction of heat in solids*, Oxford UK: Clarendon Press.
- [53] Eskilson, P., 1987. *Thermal analysis of heat extraction boreholes*, PhD Thesis, University of Lund, Sweden.
- [54] Michopoulos, A., Kyriakis, N., 2009. *Predicting the fluid temperature at the exit of the vertical ground heat exchangers*, Applied Energy 86, pp. 2065-2070
- [55] Yavuzturk, C., Spitler, J.D., 1999. *A Short Time Step Response Factor Model for Vertical Ground Loop Heat Exchangers*, ASHRAE Transactions 105(2), pp. 475-485.
- [56] Spitler, J.D., 2000. *GLHEPRO – A Design Tool For Commercial Building Ground Loop Heat Exchangers*, Proceedings of the Fourth International Heat Pumps in Cold Climates Conference, Aylmer, Québec. August.

- [57] Hellstrom, G., Sanner, B., 1994. *Earth energy designer: software for dimensioning of deep boreholes for heat extraction*, Sweden: Department of Mathematical Physics, Lund University.
- [58] Monzó, P., Mogensen, P., Acuña, J., 2014. *A novel numerical model for the thermal response of borehole heat exchanger fields*, 11th IEA Heat Pump Conference, Montréal, Canada.
- [59] Eskilson, P., Claesson, J., 1998. *Simulation model for thermally interacting heat extraction boreholes*, Numerical Heat Transfer 13, pp. 149-65.
- [60] Yang, H., Cui, c., Fang, Z., 2010. *A two-region simulation model of vertical U-tube ground heat exchanger and its experimental verification*, Applied Energy 86, pp. 2005-2012.
- [61] Bauer, D., Heidemann, W., Müller-Steinhagen, H., Diersch, H.-J. G., 2011. *Thermal resistance and capacity models for borehole heat exchangers*, International Journal of Energy Research 35, pp. 312-320.
- [62] Bauer, D., Heidemann, W., Diersch, H.-J.G., 2011. *Transient 3D analysis of borehole heat exchanger modeling*, Geothermics 40, pp. 250-260.
- [63] Pasquier, P., Marcotte, D., 2012. *Short-term simulation of ground heat exchanger with an improved TRCM*, Renewable Energy 46, pp. 92-99.
- [64] Lamarche, L., Kajl, S., Beauchamp, B., 2010. *A review of methods to evaluate borehole thermal resistances in geothermal heat-pump systems*, Geothermics 39, pp. 187-200.
- [65] Diersch, H.-J.G., Bauer, D., Heidemann, W., Rühaak, W., Schätzl, P., 2011. *Finite element modeling of borehole heat exchanger systems Part 1. Fundamentals*, Computers & Geosciences 37, pp. 1122-1135.
- [66] Diersch, H.-J.G., Bauer, D., Heidemann, W., Rühaak, W., Schätzl, P., 2011. *Finite element modeling of borehole heat exchanger systems Part 2. Numerical simulation*, Computers & Geosciences 37, pp. 1136-1147.
- [67] Esen, H., Inalli, M., Esen, Y., 2009. *Temperature distributions in boreholes of a vertical ground-coupled heat pump system*, Renewable Energy 34, pp. 2672-2679.
- [68] Lee, C.K., Lam, H.N., 2008. *Computer simulation of borehole ground heat exchangers for geothermal heat pump systems*, Renewable Energy 33, pp. 1286-1296.
- [69] Koohi-Fayegh, S., Rosen, M.A., 2012. *Examination of thermal interaction of multiple vertical ground heat exchangers*, Applied Energy 97, pp. 962-969.

- [70] Florides, G.A., Christodoulides, P., Pouloupatis, P., 2012. *An analysis of heat flow through a borehole heat exchanger validated model*, Applied Energy 92, pp. 523-533.
- [71] Florides, G.A., Christodoulides, P., Pouloupatis, P., 2013. *Single and double U-tube ground heat exchangers in multiple-layer substrates*, Applied Energy 102, pp. 364-373.
- [72] Luo, J., Rohn, J., Bayer, M., Priess, A., Xiang, W., 2014. *Analysis on performance of borehole heat exchanger in a layered subsurface*, Applied Energy 123, pp. 55-65.
- [73] Ruiz-Calvo, F., De Rosa, M., Acuña, J., Corberán, J.M., Montagud, C., 2015. *Experimental validation of a short-term Borehole-to-Ground (B2G) dynamic model*, Applied Energy 140, pp. 210-223.
- [74] De Rosa, M., Ruiz-Calvo, F., Corberán, J.M., Montagud, C., Tagliafico, L.A., 2015. *A novel TRNSYS type for short-term borehole heat exchanger simulation: B2G model*, Energy Conversion and Management 100, pp. 347-357.
- [75] Lax. P., Wendroff. B., 1960. *Systems of Conservation Laws*, Communications on Pure and Applied Mathematics, vol. XIII, pp. 217-237.
- [76] Javed, S., Claesson, J., 2011. *New analytical and numerical solutions for the short-term analysis of vertical ground heat exchangers*, ASHRAE Transactions 17(1), pp. 3-12.
- [77] Gnielinsky, V., 1976. *New equations for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flow*, International Chemical Engineering 16, pp. 359-368.
- [78] Acuña, J., Mogensen, P., Palm, B., 2009. *Distributed thermal response tests on a U-pipe borehole heat exchanger*, Effstock - The 11th International Conference on Energy Storage, Stockholm, 2009.
- [79] Acuña, J., Palm, B., Hill, P., 2008. *Characterization of boreholes - results from a U-pipe borehole heat exchanger installation* [Conference], Zurich: IEA Heat Pump Conference, 19/04/2008.
- [80] Acuña, J., 2013. *Distributed thermal response tests - New insights on U-pipe and Coaxial heat exchangers in groundwater-filled boreholes*, PhD thesis, KTH.
- [81] De Rosa, M., Ruiz-Calvo, F., Corberán, J.M., Montagud, C., Tagliafico, L.A., 2014. *Borehole modelling: a comparison between a steady-state model and a novel dynamic model in a real ON/OFF GSHP operation*, Journal of Physics: Conference Series. 2014;547:012008.

- [82] Yavuzturk, C., 1999. *Modeling of vertical ground loop heat exchangers for ground source heat pump systems*, Tesis Doctoral, Oklahoma State University.
- [83] Eskilson P., 1986. *Superposition Borehole Model. Manual for Computer Code*. Department of Mathematical Physics, Lund Institute of Technology, Lund, Sweden.
- [84] Zeng, H., Diao, N., Fang, Z., 2002. *A Finite Line-Source Model for Boreholes in Geothermal Heat Exchangers*, Heat Transfer - Asian Research 31, pp. 558-567.
- [85] Lamarche, L., Beauchamp, B., 2007. *A New Contribution to the Finite Line-Source Model for Geothermal Boreholes*, Energy and Buildings 39, pp.188-198.
- [86] Cimmino, M., Bernier, M., Adams, F., 2013. *A contribution towards the determination of g-functions using the finite line source*, Applied Thermal Engineering 51, pp. 101-412.
- [87] Cimmino, M., Bernier, M. 2014., *A semi-analytical method to generate g-functions for geothermal bore fields*, International Journal of Heat and Mass Transfer 70, pp. 641-650.
- [88] Liu, X., 2005. *Development and experimental validation of simulation of hydronic snow melting systems for bridges*, Tesis Doctoral, Oklahoma State University.
- [89] Ruiz-Calvo, F., Montagud, C., Corberán, J.M., 2014. *Estudio del funcionamiento de una bomba de calor agua-agua con dos compresores en tandem*, CYTEF-2014, VII Congreso Ibérico y V Congreso Iberoamericano de Ciencias y Técnicas del Frío.