

## Guía técnica

### Diseño de sistemas de intercambio geotérmico de circuito cerrado



# Guía técnica

## Diseño de sistemas de intercambio geotérmico de circuito cerrado

## TÍTULO

Guía técnica de diseño de sistemas de intercambio geotérmico de circuito cerrado

## AUTOR

La presente guía ha sido redactada por la Asociación Técnica Española de Climatización y Refrigeración (ATECYR) para el Instituto para la Diversificación y Ahorro de la Energía (IDAE), con el objetivo de promocionar la eficiencia en el uso final de la energía en los edificios.

## AGRADECIMIENTOS

Agradecemos a todas las personas que han participado en la elaboración de esta guía y en particular a D. Javier Urchueguía y al Comité Técnico de ATECYR responsable de su revisión técnica.

.....

Esta publicación está incluida en el fondo editorial del IDAE, en la serie “Calificación de Eficiencia Energética de Edificios”.

Está permitida la reproducción, parcial o total, de la presente publicación, siempre que esté destinada al ejercicio profesional por los técnicos del sector. Por el contrario, debe contar con la aprobación por escrito del IDAE, cuando esté destinado a fines editoriales en cualquier soporte impreso o electrónico.

Depósito Legal: M-22208-2012

ISBN: 978-84-96680-60-9

.....

## **IDAE**

**Instituto para la Diversificación y Ahorro de la Energía**

**c/ Madera, 8**

**E - 28004 - Madrid**

**comunicacion@idae.es**

**www.idae.es**

Madrid, junio de 2012

# ÍNDICE

<b>1</b>	<b>Introducción</b>	<b>5</b>
<b>2</b>	<b>Objeto y campo de aplicación de la guía</b>	<b>7</b>
<b>3</b>	<b>Los sistemas de bomba de calor geotérmica como herramienta de ahorro energético</b>	<b>9</b>
<b>4</b>	<b>Fundamentos térmicos del terreno</b>	<b>11</b>
4.1	Evolución de la temperatura con la profundidad	11
4.2	Propiedades térmicas del terreno	13
<b>5</b>	<b>Diseño del intercambiador de calor enterrado</b>	<b>15</b>
5.1	Procedimiento de diseño de un intercambiador enterrado	15
<b>6</b>	<b>Ejecución de la instalación</b>	<b>25</b>
6.1	Perforación	25
6.2	Ejecución y relleno de zanja	26
6.3	Pruebas de presión y purgado en el intercambiador	29
6.4	Montaje de colectores	30
6.5	Sala de máquinas	32
<b>7</b>	<b>Puesta en marcha de los equipos</b>	<b>33</b>
7.1	Limpieza y purga del sistema	33
<b>8</b>	<b>Mantenimiento de la instalación</b>	<b>37</b>
	<b>Apéndice I - Cálculo de la resistencia térmica de los intercambiadores (Rs)</b>	<b>39</b>
	<b>Apéndice II - Términos y definiciones</b>	<b>43</b>
	<b>Apéndice III - Símbolos y unidades</b>	<b>44</b>
	<b>Apéndice IV - Normas y documentos para consulta</b>	<b>45</b>



# 1

## Introducción

La geotermia se encuentra entre las fuentes de energías renovables menos explotadas en nuestro país, situación que generalmente se ha venido justificando por el escaso potencial de desarrollo que, supuestamente, presenta esta forma de aprovechamiento energético. Esta apreciación supone en realidad un error, al confundir la parte con el todo; en este caso, la geotermia de alta temperatura (asociada a grandes gradientes geotérmicos y a la producción eléctrica) con la geotermia en su conjunto.

Cuando se habla de aprovechamiento geotérmico, es necesario diferenciar los diferentes rangos de temperatura (o, más técnicamente, potencial entálpico) de los diferentes yacimientos, que van desde las aplicaciones ya mencionadas de muy alta entalpía, pasando por las de alta y media temperatura –asociadas al termalismo y a los sistemas de calefacción de distrito– y finalmente el aprovechamiento de la geotermia de muy baja temperatura, que requiere de la intervención de bombas de calor. En el rango de temperaturas más bajas, el aprovechamiento geotérmico mediante bomba de calor (en adelante, “bomba de calor geotérmica” o BCG) no requiere de condiciones extraordinarias del terreno, siendo amplia su disponibilidad como fuente de energía renovable y sostenible para un sinnúmero de aplicaciones térmicas.

Las ventajas de las BCG son múltiples, ya que se conjugan el concepto de ahorro y eficiencia (entre el 40% y el 60% de la energía primaria que se utiliza en climatización, según el sistema con el que se compare), el hecho de ser una fuente de energía renovable y múltiples ventajas en cuanto a integración arquitectónica, facilidad de mantenimiento y escasez de ruido. Adicionalmente, son sistemas basados en tecnologías bien conocidas y, por consiguiente, su introducción puede basarse en gran medida en elementos ya disponibles en el mercado. Finalmente, la BCG destaca por su capacidad de integrarse con otras fuentes de energía

renovables, a las que complementa más que sustituye y puede ayudar en su desarrollo, tales como los paneles solares térmicos.

Sin embargo, nuestro país cuenta entre las naciones en que tradicionalmente estos sistemas han tenido más escaso desarrollo, situación poco acorde, tanto con el potencial de dicha fuente como con el impulso que ha tenido en otros países.

Sería en consecuencia relevante preguntarse por las causas específicas que explicarían la diferencia con respecto a países como Suecia, Alemania, Suiza o Austria, en los que la bomba de calor geotérmica, ya desde finales de los años 70 y al calor de las sucesivas crisis del petróleo, ha ido consolidándose en los respectivos mercados de calefacción y refrigeración.

Las razones para ello no son de índole técnica, ya que de hecho el propio principio de funcionamiento de las BCG puede verse beneficiado si el equipo tiene doble uso para calefacción y refrigeración.

Por su principio de funcionamiento, la BCG es simplemente una bomba de calor que transfiere calor a o desde la aplicación (edificio o proceso) al terreno. Ello posibilita una menor demanda de energía primaria por parte del compresor (eléctrico o de gas) debido a que, en muchos momentos, el suelo posee condiciones de temperatura más favorables que el aire.

Así, si tomamos como ejemplo el caso de Valencia, el terreno, a partir de unos 5 metros de profundidad se halla a una temperatura estable de unos 19 °C a lo largo del año. Sin embargo, en momentos de gran consumo energético, las unidades que se basan en el intercambio térmico con el aire ambiente pueden percibir, en verano, temperaturas superiores a 35 °C, y en invierno de 10 °C o inferiores.

El mejor rendimiento de este tipo de bombas se basa por consiguiente, no tanto en una diferencia en su tecnología o componentes, sino en el aprovechamiento de un sencillo principio de la termodinámica mediante la gestión energéticamente sostenible y eficiente del terreno como foco térmico. Por otro lado, dicha gestión sostenible y eficiente implica un mayor grado de dificultad que en el caso del aire, puesto que el terreno posee características térmicas más complejas y, con frecuencia, poco conocidas.

Desde el punto de vista de flujos de calor, las bombas de calor que solamente operan para calefacción (o en “modo invierno”) realizan una permanente extracción de calor del terreno, que se contrarresta por el calor que aporta el Sol y el flujo de calor ascendente que proviene de mayores profundidades (flujo geotérmico). En sistemas que operan para calefacción y refrigeración, es necesario además tener en cuenta el balance energético del terreno, es decir, la diferencia entre el calor aportado y extraído del terreno para la aplicación en diferentes momentos. En un sistema perfectamente balanceado (igual cantidad de calor extraído o aportado al terreno), el suelo opera meramente como un buen almacén de calor entre la estación fría y caliente, siendo ésta la situación ideal desde el punto de vista de diseño y dimensionado. En la medida en que nos apartemos del balance térmico, el sistema habrá de dotarse de una capacidad suplementaria de inter-

cambio térmico para ser capaz de operar a largo plazo de manera estable y sostenible. Otro factor de diseño primordial es la existencia de demandas térmicas “pico” o a corto plazo que pueden requerir el dotar al sistema de BCG de una capacidad de intercambio suplementaria.

En España, el desconocimiento, la falta de legislación y tradición en innovación, la heterogeneidad de sus condiciones climatológicas y de suelo, entre otros factores, han supuesto hasta años recientes una barrera infranqueable para los sistemas de BCG, a pesar de que, por lo dicho anteriormente, su aplicación puede resultar idónea desde el punto de vista técnico. Esta situación ha venido revirtiéndose, con lentitud al principio y más velocidad últimamente, ante los enormes retos a los que se enfrenta el país desde el punto de vista energético.

Entretanto, son ya numerosas las experiencias, tanto en el ámbito científico como comercial, en la implantación de BCG en diferentes zonas en nuestro país, de manera que nos encontramos en un momento de cambio que nos puede acercar rápidamente al nivel en que se encuentra en otros países europeos. La presente Guía de Diseño pretende aportar su granito de arena en este desarrollo, tratando de facilitar la comprensión de algunos de los principios básicos de diseño de BCG a un amplio espectro de lectores interesados.

# 2

## Objeto y campo de aplicación de la guía

Por lo escrito anteriormente, las instalaciones de bomba de calor geotérmicas son de reciente aplicación en España aunque es una tecnología ampliamente difundida en la mayoría de países del Norte de Europa, Estados Unidos, Canadá, etc. Debido a la novedad y a su especificidad –con aspectos alejados de la sistemática habitual en el sector de la climatización, por ejemplo, el conocimiento de aspectos geológicos, la obra civil asociada (perforaciones y zanjas)– en su implantación es necesario el absoluto control por parte de un agente especializado en todas las fases de su desarrollo (desde el diseño, pasando por el control de obra hasta las fases de mantenimiento posterior) para asegurar una implantación exitosa en nuestros mercados.

Existen diversos sistemas de intercambio de calor asociados a la bomba de calor geotérmica. En primer lugar cabe distinguir entre los sistemas de circuito abierto y los sistemas de circuito cerrado. En los circuitos abiertos se realiza la captación de un recurso hídrico (acuífero, lago, río...) para intercambiar calor devolviéndose posteriormente a su origen. En los circuitos cerrados es un fluido caloportador dentro de una tubería el que realiza el intercambio, generalmente con el suelo aunque también se puede realizar con una masa de agua. En este

apartado, cabe destacar por su enorme potencial, las denominadas cimentaciones termoactivas, en las que se aprovecha la propia estructura del edificio (pilotes, pantallas, muros o losas) para ubicar las tuberías de intercambio de calor.

En esta Guía se contempla el diseño de los sistemas geotérmicos de bucle cerrado enterrados en el subsuelo y que emplean como fluido caloportador agua o agua con anticongelante, que son los sistemas más empleados.

El objeto de este documento es fijar las condiciones técnicas mínimas que deben cumplir las instalaciones de bomba de calor geotérmica de circuito cerrado para climatización de edificios y producción de agua caliente sanitaria, especificando los requisitos de diseño, instalación y mantenimiento.

Quisiéramos recalcar que la presente guía no constituye un manual de diseño de aplicación indiscriminada y es de su lectura y adecuada comprensión que el lector habrá de extraer conclusiones acerca de su aplicabilidad o no a un determinado proyecto o de la necesidad de recurrir en su caso a herramientas de análisis y simulación más avanzadas.



# 3

## Los sistemas de bomba de calor geotérmica como herramienta de ahorro energético

En general, una bomba de calor es una máquina que transfiere el calor desde un foco frío a otro caliente utilizando una cantidad de trabajo relativamente pequeña. Por tanto, la ventaja que poseen las bombas de calor frente a otros sistemas, reside en su capacidad para aprovechar la energía existente en el ambiente (foco frío), tanto en el aire como en el agua o la tierra, y que le permite calefactar las dependencias interiores (foco caliente) con una aportación relativamente pequeña de energía eléctrica.

Cuando se realiza la transferencia de calor en sentido inverso, es decir, desde el recinto que requiere frío hacia el ambiente que se encuentra a temperatura superior, la bomba de calor trabaja en modo refrigeración.

La bomba de calor geotérmica extrae energía térmica del suelo en invierno transfiriéndola al interior, mientras que en verano extrae el calor del interior y lo devuelve al subsuelo.

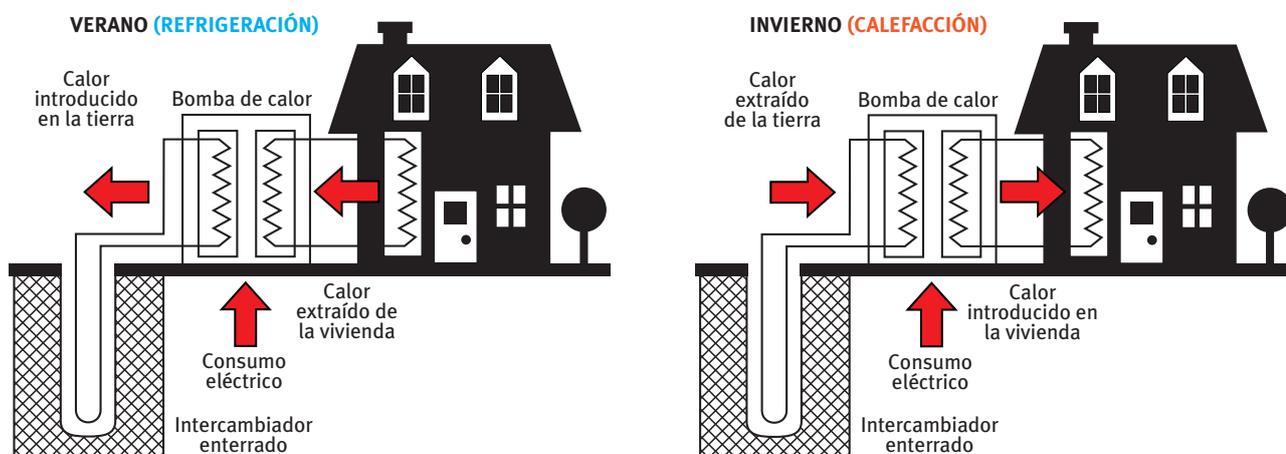


Figura 3.1: Esquema de funcionamiento de la bomba de calor geotérmica

Tanto la potencia calorífica o frigorífica de la bomba de calor como la eficiencia energética (COP, Coefficient of Performance, razón de la potencia calorífica o frigorífica suministrada por la bomba de calor y su consumo eléctrico) pueden variar según la temperatura de trabajo, independiente de las eficiencias mecánicas y térmicas de los distintos componentes de la máquina.

En la figura 3.2 vemos la base física de la relación temperatura-prestaciones para una bomba de calor trabajando en modo calor. En la gráfica a la izquierda se ve el aumento de entalpía del refrigerante en la etapa de compresión

[1 – 2], que corresponde al trabajo del compresor. Si logramos aumentar la temperatura de evaporación, y por lo tanto la presión (gráfica a la derecha), el compresor tiene que trabajar menos para llegar a la misma presión (y por lo tanto temperatura) en el condensador y el gasto de electricidad disminuye. En refrigeración se puede ahorrar energía del mismo modo bajando la temperatura del condensador. El suelo, comparado con el aire, ofrece una fuente de calor a mayor temperatura en invierno, cuando esté conectado al evaporador; en verano, cuando intercambia calor con el condensador, forma un sumidero de calor a menor temperatura.

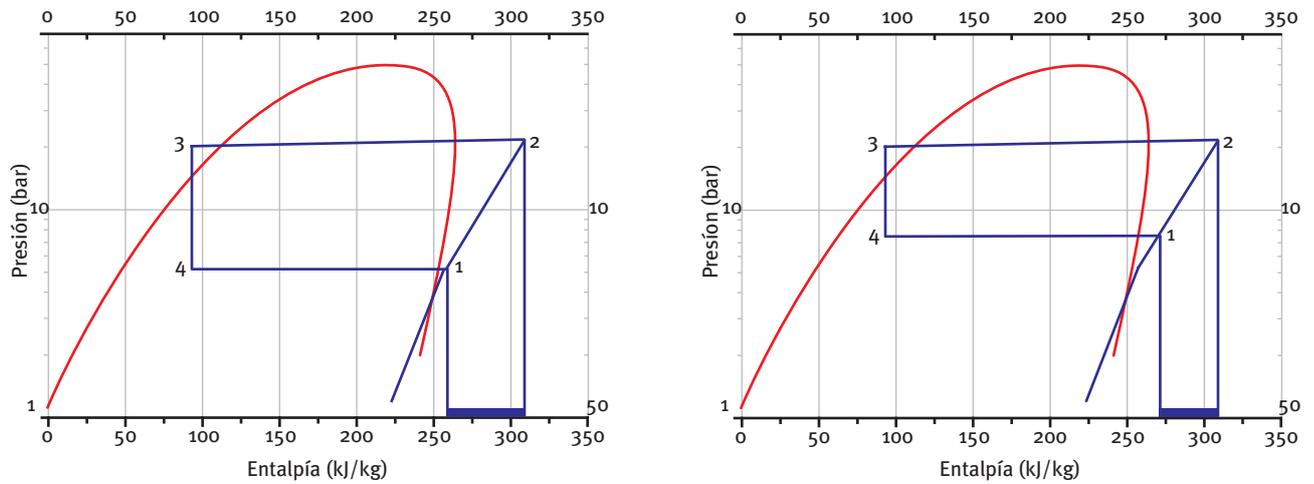


Figura 3.2: Ciclo frigorífico de la bomba de calor

Cuando la bomba de calor opera en modo calefacción, una buena parte del calor que se utiliza en la aplicación es calor extraído indirectamente del sol que previamente ha sido almacenado por el subsuelo. La parte de calor que proviene del gradiente geotérmico del subsuelo, es decir, del interior de la tierra, representa un mayor o menor porcentaje en función de las diferentes tipologías de intercambiador de calor enterrado, siendo relativamente pequeña o incluso nula en los sistemas horizontales y más o menos importante, según su emplazamiento, en los sistemas verticales.

Por tanto, un aumento del COP de la bomba implica automáticamente que se está utilizando una mayor proporción de energía renovable térmica, según la tipología y profundidad del circuito. En este sentido, la capacidad de producción de calor de origen renovable de una bomba de calor es muy grande en comparación con otras tecnologías, aunque usualmente se requiera

para posibilitar tal flujo, de la introducción de una cierta cantidad de energía ya sea eléctrica o térmica.

En refrigeración el énfasis debe ponerse en que el uso del suelo como sumidero de calor puede mejorar sustancialmente el COP en comparación con enfriadoras basadas en el aire como foco. Al no haber muchas alternativas tecnológicas (una vez se ha hecho lo recomendable, es decir, recortar en lo posible las cargas térmicas del edificio), la bomba de calor geotérmica es una de las pocas opciones reales para producir un ahorro sustancial en climatización. Por otro lado, y al menos en parte, el calor aportado en el suelo durante el proceso aumenta la temperatura del mismo y contribuye a mejorar la eficiencia del proceso inverso, el de calefacción. Por tanto, una bomba de calor con intercambiador de calor enterrado en modo frío supone una opción real de mejora energética y ahorro y produce almacenamiento de calor de origen renovable.

# 4

## Fundamentos térmicos del terreno

### 4.1 EVOLUCIÓN DE LA TEMPERATURA CON LA PROFUNDIDAD

La energía aportada por la radiación solar, precipitaciones y otros efectos atmosféricos es transferida diariamente a y desde la superficie de la tierra produciéndose un equilibrio térmico. Como consecuencia de este equilibrio, la temperatura de la tierra por debajo

de ciertas profundidades (aproximadamente 10 metros) se mantiene constante y se aproxima a la temperatura media anual del aire ambiente en esa determinada zona (Figura 4.1.). En las profundidades comprendidas entre la superficie y estos 10 metros, la temperatura de la tierra variará dependiendo de la profundidad y de las características del tipo de suelo: conductividad, difusividad, calor específico, etc. (Figura 4.3).

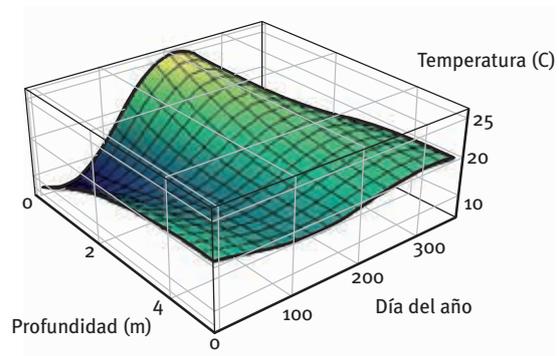
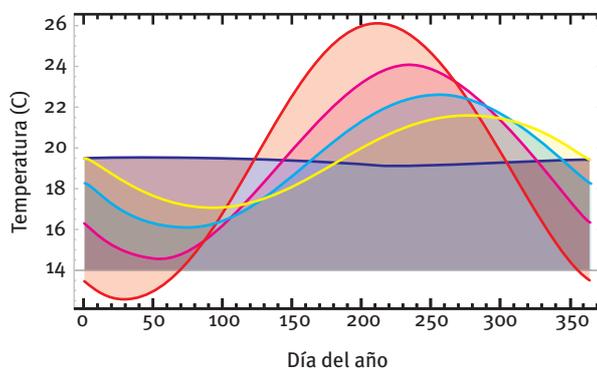


Figura 4.1: Variación de la temperatura de la Tierra en función de la profundidad a lo largo de un año

La figura muestra a la izquierda la evolución estacional de las temperaturas a lo largo de un año para un punto situado a diferentes profundidades bajo la superficie. Las temperaturas y difusividades son típicas de Valencia. Se observa que, a medida que se incrementa la profundidad, la amplitud de las oscilaciones térmicas decrece y sus máximos y mínimos se van desfasando. La curva de color rojo corresponde a la oscilación natural (inmediatamente bajo la superficie), en magenta, azul claro, amarillo y azul oscuro se representan sucesivamente las evoluciones de temperatura a 1 m, 2 m, 3 m y 10 m respectivamente. A la derecha podemos ver el mismo proceso en una representación tridimensional que permite obtener una idea global de la variación en profundidad.

Como se puede observar en la figura anterior, a medida que aumentamos la profundidad en el terreno, la evolución de la temperatura se va amortiguando hasta permanecer constante. También se aprecia como en verano e invierno, debido a la propia inercia del terreno, las temperaturas máximas y mínimas del suelo se retrasan en torno a cuatro semanas comparadas a las temperaturas superficiales del suelo.

El gradiente geotérmico se define como la variación de temperatura con la profundidad, estando determinado en unidades de  $^{\circ}\text{C}/\text{km}$ . Con respecto a dicho gradiente y exceptuando zonas con actividad geotérmica inusual, pueden diferenciarse tres profundidades

típicas. Hasta una profundidad de unos 10-12 m, la temperatura del terreno está básicamente determinada por el intercambio térmico con la atmósfera y el sol. Por debajo de dicha profundidad y hasta profundidades de unos 60-80 m existe una zona neutra en la que la temperatura se mantiene prácticamente constante. Por debajo de dicha profundidad suele establecerse ya un gradiente geotérmico claro y la temperatura generalmente se incrementa con la profundidad, aunque puede haber alteraciones zonales relacionadas con las aguas subterráneas, existencia de sistemas kársticos, etc. Con carácter general suele estimarse que el gradiente geotérmico a partir de dichas profundidades puede oscilar entre 15-30 °C/km.

Desde el punto de vista del diseño y dimensionado de intercambiadores geotérmicos para aplicaciones de muy baja entalpía, puede concluirse de lo anterior que el gradiente geotérmico es un factor a tener en cuenta únicamente en sistemas verticales cuya profundidad excediese los 100 m. Una dificultad considerable para ello reside en el hecho de que el gradiente geotérmico presenta, según zonas, una considerable heterogeneidad incluso sobre distancias horizontales pequeñas.

#### 4.1.1 Métodos para calcular la evolución de temperatura del terreno

Suponiendo un suelo homogéneo con propiedades térmicas constantes, la temperatura a cualquier profundidad  $z$  puede calcularse a partir de la siguiente expresión<sup>1</sup>:

$$T(z,t) = T_m - A_s e^{-z \sqrt{\frac{\pi}{365\alpha}}} \cos \left[ \frac{2\pi}{365} \left( t - t_0 - \frac{z}{2} \sqrt{\frac{365}{\pi\alpha}} \right) \right] \quad (1)$$

donde  $T(z,t)$  es la temperatura en °C del suelo en el tiempo  $t$  a una profundidad  $z$ ,  $T_m$  es la temperatura media anual del suelo en °C (a una profundidad en donde no son perceptibles las variaciones de temperatura),  $A_s$  es la oscilación de la temperatura superficial en °C,  $t$  es el tiempo en días,  $t_0$  el desfase en días y  $\alpha$  es la difusividad térmica del suelo en  $m^2/\text{día}$ .

La temperatura media del terreno ( $T_m$ ) se puede asumir como constante hasta profundidades de 100 metros.

El valor de la oscilación anual ( $A_s$ ) depende de la localización, del tipo de suelo y del contenido en agua.

El desfase en días ( $t_0$ ) se refiere al desplazamiento de la temperatura superficial con la profundidad como se observa en la figura 4.1; un valor típico de este parámetro es  $35 \pm 10$  días (análisis de Kusuda).

Los valores de la difusividad térmica del suelo ( $\alpha$ ) dependen del tipo de terreno y del contenido de agua.

Hay que tener en cuenta que este método no será válido cuando haya recarga de aguas subterráneas desde cotas más altas o cerca de cuencas de ríos que aportan caudal al acuífero. En estos casos es conveniente emplear métodos de hidrología convencional, como la medición de perfiles reales de temperatura en los sondeos o puntos de agua existentes.

Otras formas para determinar las temperaturas del terreno son:

- 1 El conocimiento de las condiciones de temperatura locales del terreno basadas en la experiencia o datos medidos.
- 2 Las gráficas de diseño (curva de embudo) como la mostrada en la figura 4.2 para la determinación de la temperatura máxima y mínima del suelo en función del tipo y profundidad del terreno.
- 3 Las tablas de diseño para determinar las temperaturas máximas y mínimas del terreno para distintos valores de oscilación anual del suelo ( $A_s$ ).

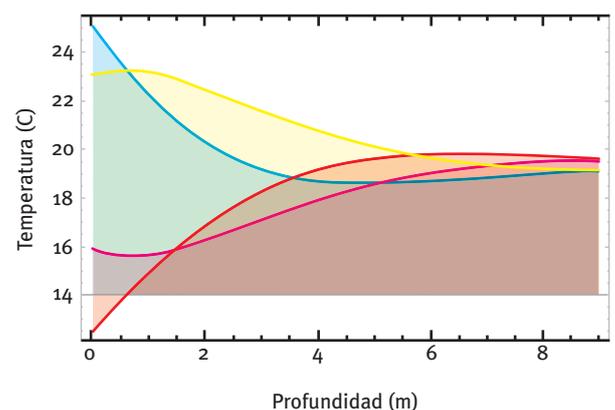


Figura 4.2: Evolución de la temperatura del suelo. Curva embudo

La figura muestra la evolución de la temperatura con la profundidad para diferentes días a lo largo del año. La curva roja corresponde a la distribución de temperaturas en el día 30 (finales de enero), las curvas magenta, azul claro y amarillo, respectivamente, a los días 90, 180 y 270.

(1) Kusuda T., Achenbach P.R. "Earth temperature and thermal diffusivity at selected stations in the United States". ASHRAE Transactions. 1965, vol. 71, p. 61-75

## 4.2 PROPIEDADES TÉRMICAS DEL TERRENO

### 4.2.1 Conductividad

La conductividad térmica es una propiedad característica de cada material que indica su capacidad para conducir calor. Se puede expresar según la ley de Fourier como el calor que atraviesa en la dirección  $x$  un espesor de 1 m del material como consecuencia de una diferencia de 1 grado entre los extremos opuestos. Se expresa en  $W/m^{\circ}C$  o  $W/mK$ .

$$Q_x = -kA \frac{dT}{dx} \quad (2)$$

Donde  $k$  es la conductividad térmica,  $Q_x$  es el calor difundido por unidad de tiempo,  $A$  el área de la superficie a través de la cual tiene lugar la transmisión de calor, y el cociente  $dT$  entre  $dx$  representa el gradiente de temperatura.

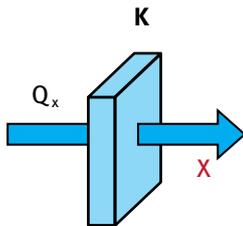


Figura 4.3: Definición de conductividad térmica

Para los materiales usuales en el terreno existen estudios que demuestran que la conductividad térmica aumenta normalmente con el grado de humedad del mismo hasta alcanzar los valores de conductividad correspondientes a un terreno saturado, si bien no es fácil establecer la dependencia entre ambos factores con carácter general.

Algunos de los valores más usuales para la conductividad térmica de acuerdo al tipo de terreno se recogen en la tabla 4.1.

El cálculo de la conductividad térmica para el diseño de un sistema de bomba de calor geotérmica se puede estimar a partir de tablas, medir en laboratorio mediante pruebas de conductividad sobre parte de terreno recogido o determinar realizando un test de respuesta térmica del terreno (Thermal Response Test, TRT). Este último método es el más fiable y el único recomendado para instalaciones medianas o grandes, ya que, por ejemplo, para una instalación de 140 kWt una variación del valor

de cálculo de la conductividad térmica de 2 a 2,2  $W/m^{\circ}C$  supone una reducción de longitud del intercambiador de calor de 100 metros para las mismas condiciones de diseño. Con este método, para la determinación de las características térmicas del terreno, se fuerzan pulsos de inyección de calor o pulsos de extracción de calor en un bucle enterrado y se mide su respuesta en temperatura; en función de dicha evolución y en base a ecuaciones analíticas se puede obtener el valor de conductividad efectiva del terreno.

### 4.2.2 Capacidad térmica

Se denomina capacidad térmica o calorífica al cociente entre el calor que se suministra a un sistema y la variación de temperatura provocada.

$$C = \frac{dQ}{dT} \quad (3)$$

Donde  $C$  es la capacidad calorífica o térmica y  $dQ$  el calor que es necesario suministrar para incrementar la temperatura en  $dT$ .

La capacidad térmica del terreno expresa el calor que es capaz de almacenar un volumen de terreno al incrementarse su temperatura, de ahí que se denomine «capacidad» a esta magnitud, pero también de la oposición a dicho cambio de temperatura en la medida en que cuanto mayor sea la capacidad térmica mayor habrá de ser el calor suministrado para lograr la misma variación de temperatura pudiendo hablarse así de cierta «inercia térmica». Sus unidades son  $J/m^3^{\circ}K$ .

### 4.2.3 Difusividad

La difusividad térmica se define como el ratio entre la capacidad de conducción del terreno y la capacidad térmica del terreno. Se mide en  $m^2/s$ .

El rango de valores para la difusividad térmica, de acuerdo con los trabajos de Labs y Harrington (1982), va desde  $0,36 \cdot 10^{-6} m^2/s$  hasta  $0,8 \cdot 10^{-6} m^2/s$ , según sea el terreno seco o húmedo, mientras que Givoni y Katz seleccionaron como valores límites  $0,4 \cdot 10^{-6} m^2/s$  para terreno seco y  $1,08 \cdot 10^{-6} m^2/s$  para terreno húmedo.

Tipo de roca	Conductividad térmica (W/mK)			Capacidad térmica volumétrica
	Mín.	Valor típico	Máx.	(MJ/m <sup>3</sup> K)
<b>Rocas magmáticas</b>				
Basalto	1,3	1,7	2,3	2,3-2,6
Diorita	2	2,6	2,9	2,9
Gabro	1,7	1,9	2,5	2,6
Granito	2,1	3,4	4,1	2,1-3,0
Peridotita	3,8	4	5,3	2,7
Riolita	3,1	3,3	3,4	2,1
<b>Rocas metamórficas</b>				
Gneis	1,9	2,9	4	1,8-2,4
Mármol	1,3	2,1	3,1	2
Metacuarcita		aprox. 5,8		2,1
Mica esquistos	1,5	2	3,1	2,2
Esquistos arcillosos	1,5	2,1	2,1	2,2-2,5
<b>Rocas sedimentarias</b>				
Caliza	2,5	2,8	4	2,1-2,4
Marga	1,5	2,1	3,5	2,2-2,3
Cuarcita	3,6	6	6,6	2,1-2,2
Halita	5,3	5,4	6,4	1,2
Arenisca	1,3	2,3	5,1	1,6-2,8
Limolitas y argillitas	1,1	2,2	3,5	2,1-2,4
<b>Rocas no consolidadas</b>				
Grava, seca	0,4	0,4	0,5	1,4-1,6
Grava, saturada de agua		aprox. 1,8		aprox. 2,4
Arena, seca	0,3	0,4	0,8	1,3-1,6
Arena, saturada de agua	1,7	2,4	5	2,2-2,9
Arcilla/limo, seco	0,4	0,5	1	1,5-1,6
Arcilla/limo, saturado de agua	0,9	1,7	2,3	1,6-3,4
Turba	0,2	0,4	0,7	0,5-3,8
<b>Otros materiales</b>				
Bentonita	0,5	0,6	0,8	aprox. 3,9
Hormigón	0,9	1,6	2	aprox. 1,8
Hielo (-10°C)		2,32		1,87
Plástico (PE)		0,39		
Aire (0 - 20 °C, seco)		0,02		0,0012
Acero		60		3,12
Agua (+ 10 °C)		0,58		4,19

**Tabla 4.1:** Valores orientativos de conductividad y capacidad térmica para distintos tipos de materiales  
Fuente: Paud, D. Geothermal energy and heat storage. 2002



## Diseño del intercambiador de calor enterrado

En el diseño de los intercambiadores de calor enterrados intervienen múltiples factores que hacen factibles distintas variantes de diseño para un mismo sistema. De la habilidad del proyectista depende buscar aquella configuración que sea más adecuada a las características del proyecto a realizar y que permita obtener el máximo rendimiento de la instalación al menor coste posible.

Existen en el mercado varios programas comerciales de diseño de intercambiadores de calor enterrados. En esta guía se va a desarrollar la metodología de diseño de la Internacional Ground Source Heat Pump Association (IGSHPA), metodología válida para una primera aproximación al diseño de sistemas geotérmicos.

El método IGSHPA para el diseño de intercambiadores enterrados está basado en la teoría de la fuente de calor en forma de una línea infinita (*Kelvin Line Source Theory*) desarrollado por Ingersoll y Plass. Según esta teoría un intercambiador de calor que cede calor al terreno se comporta como una fuente de calor con un espesor pequeño y una longitud infinita, y por tanto sólo cede calor en el sentido radial.

Es un método de cálculo estático que asume que el sistema funciona durante un tiempo determinado a una carga constante y con el terreno a la temperatura más desfavorable, es decir, el mes de enero para calefacción y el mes de julio para refrigeración, y con una temperatura de agua fija. Durante los restantes meses, la temperatura del aire será más moderada, y por lo tanto la carga calorífica o frigorífica será menor. Además el suelo no estará tan frío (en invierno) o tan caliente (en verano), lo que hará que la temperatura del agua sea más moderada y el sistema funcionará con un mayor rendimiento.

### 5.1 PROCEDIMIENTO DE DISEÑO DE UN INTERCAMBIADOR ENTERRADO

#### 5.1.1 Elección de la bomba de calor

Las especificaciones de la bomba de calor fijan varios parámetros de diseño del intercambiador de calor enterrado, ya que nos determinan el calor intercambiado con el suelo y el caudal circulante por el intercambiador de calor, además de fijar el rendimiento del sistema (Coefficient of Performance COP) de acuerdo con sus curvas características de potencia-temperatura.

El COP de una bomba de calor representa la relación entre la capacidad térmica de la misma ( $Q$ ) y la potencia eléctrica consumida para suministrarla ( $W$ ). Su definición para los modos de calefacción y refrigeración es la siguiente, así como la relación entre el calor absorbido o inyectado al terreno.

$$\text{COP}_{\text{calefacción}} = \frac{Q_{\text{calefacción}}}{W_{\text{calefacción}}} \quad (4)$$

$$Q_{\text{absorbido}} = Q_{\text{calefacción}} - W_{\text{calefacción}} \quad (5)$$

$$\text{COP}_{\text{refrigeración}} = \frac{Q_{\text{refrigeración}}}{W_{\text{refrigeración}}} \quad (6)$$

$$Q_{\text{inyectado}} = Q_{\text{refrigeración}} + W_{\text{refrigeración}} \quad (7)$$

La selección de la bomba de calor se realiza a partir de un cálculo de cargas térmicas de acuerdo a las exigencias de diseño y dimensionado especificadas en el Reglamento de Instalaciones Térmicas.

### 5.1.2 Elección del fluido circulante

El fluido circulante por el intercambiador de calor enterrado es agua o agua con anticongelante y su elección está condicionada por las temperaturas límite de diseño. Se empleará anticongelante si se prevé en diseño que el intercambiador geotérmico puede tener riesgo de congelación (elevado funcionamiento en calefacción, temperaturas frías de terreno, etc.); habitualmente se recurre al anticongelante cuando se estima que la temperatura mínima de salida del evaporador va a ser menor de 5 °C. La elección del fluido dependerá de distintos factores:

- 1 Características de transferencia de calor (conductividad térmica y viscosidad)
- 2 Punto de congelación
- 3 Requerimientos de presión y caídas de presión por rozamiento
- 5 Corrosividad, toxicidad e inflamabilidad
- 6 Coste

En la tabla 5.1 se muestran las propiedades físicas de los fluidos más empleados.

	Agua	Etilenglicol	Propilenglicol
Densidad a 20 °C (g/cm <sup>3</sup> )	1	0,9259	0,8630
Punto congelación °C (30% volumen)	0	-13	-12
Punto ebullición °C	100	197	187
Calor Específico a 15 °C (kJ/Kg.K)	4,187	2,185	2,50371
Viscosidad a 0 °C (Pa.s) ·10 <sup>-3</sup>	1,79	57,4	243
Viscosidad a 20 °C (Pa.s) ·10 <sup>-3</sup>	1,01	20,9	60,5
Viscosidad a 40 °C (Pa.s) ·10 <sup>-3</sup>	0,655	9,5	18,0
Conductividad térmica a 20 °C (kW/m.K) ·10 <sup>-3</sup>	0,60	0,26	0,20

Tabla 5.1: Propiedades físicas de los fluidos

### 5.1.3 Elección de la configuración a emplear

Los tipos de configuraciones más usuales suelen atender a los siguientes criterios de clasificación:

- Según el tipo de instalación
  - Horizontal, según el número de tubos puede ser
    - Simple
    - Doble
    - Etc.
    - “Slinky” (variante del sistema horizontal)

- Vertical, según el tipo de tubería instalada
  - Simple U
  - Doble U
  - Coaxial

- Según la trayectoria del fluido
  - Serie
  - Paralelo

A continuación se muestran unos esquemas de las configuraciones más usuales:

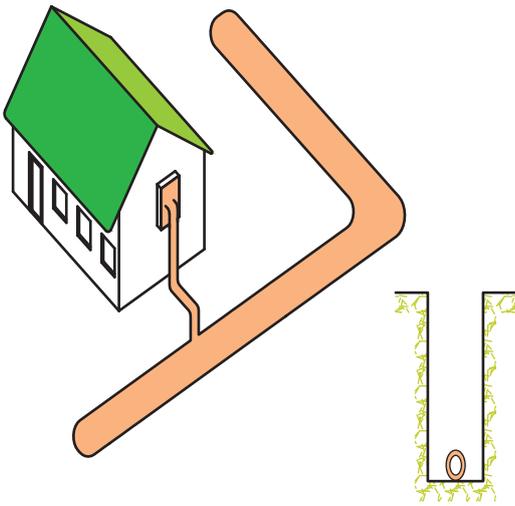


Figura 5.1: Tubería simple horizontal

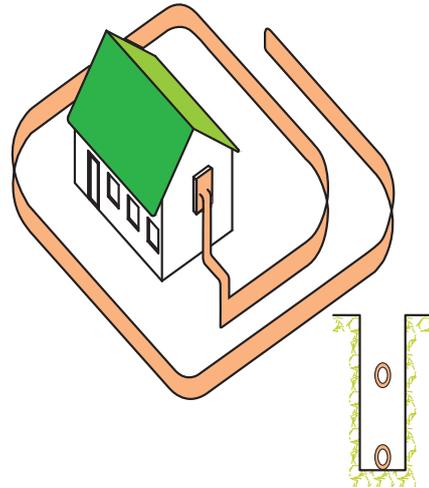


Figura 5.2: Tubería doble horizontal

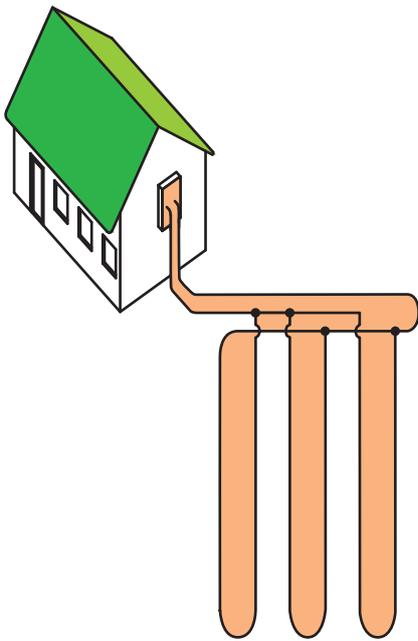


Figura 5.3: Sistema en paralelo vertical

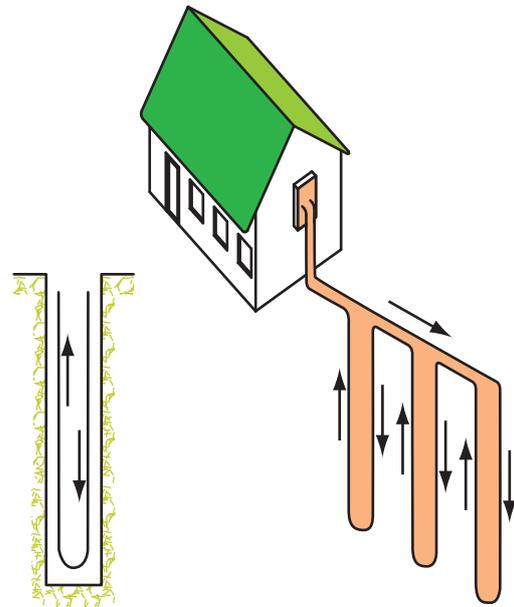


Figura 5.4: Sistema en serie vertical



Figura 5.5: Sistema de perforación vertical

La selección de un intercambiador de calor horizontal, vertical o “Slinky” dependerá de la superficie de terreno disponible, la potencia a disipar y los costes de instalación. Generalmente los sistemas horizontales se emplean para instalaciones de baja potencia (viviendas) con grandes superficies disponibles, mientras que los sistemas verticales permiten la ejecución de grandes instalaciones con una perfecta integración en la edificación y sin hipotecar grandes superficies de terreno. La configuración “Slinky” es una variante de la horizontal –consistente en disponer la tubería formando bucles o espiras– que se emplea para instalar la mayor longitud de intercambiador con la menor excavación posible.

Para diseñar cada tipología de intercambiador de calor enterrado habrá que tener en cuenta lo siguiente:

- Intercambiador horizontal
  - Profundidad de zanja
  - Nº de zanjas
  - Espacio entre las sondas en cada zanja
- Intercambiador vertical
  - Profundidad de cada perforación
  - Nº de perforaciones
  - Distancia entre perforaciones (se recomienda que esta distancia no sea menor a los 6 metros para evitar interferencias térmicas entre las

perforaciones, distancia que deberá aumentarse cuando la conductividad del terreno sea elevada o disminuirse en el caso de que los sondeos se ubiquen en una línea perpendicular a un flujo importante de agua subterránea). Es recomendable simular mediante un programa de diseño adecuado el campo de captación de sondeos verticales para determinar su mejor topología.

En las siguientes gráficas se muestran las distintas configuraciones según la trayectoria del fluido, en las instalaciones en serie hay solamente una trayectoria para el fluido, mientras que en un sistema en paralelo el fluido puede tomar dos o más trayectorias en alguna parte del circuito. El diseño seleccionará un modo de circulación u otro teniendo en cuenta las ventajas e inconvenientes que se citan a continuación.

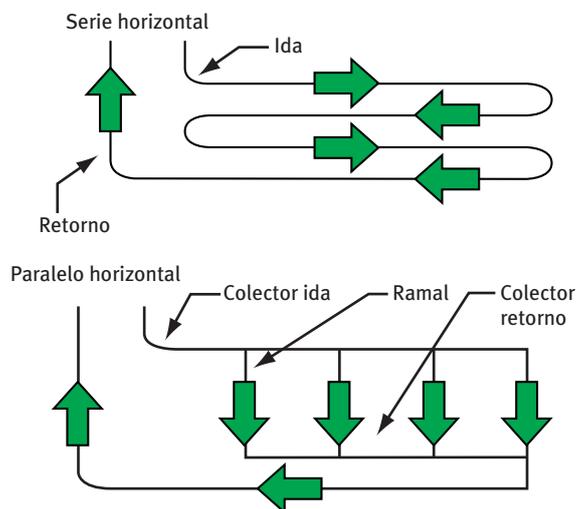


Figura 5.6: Flujo en serie/paralelo en configuración horizontal

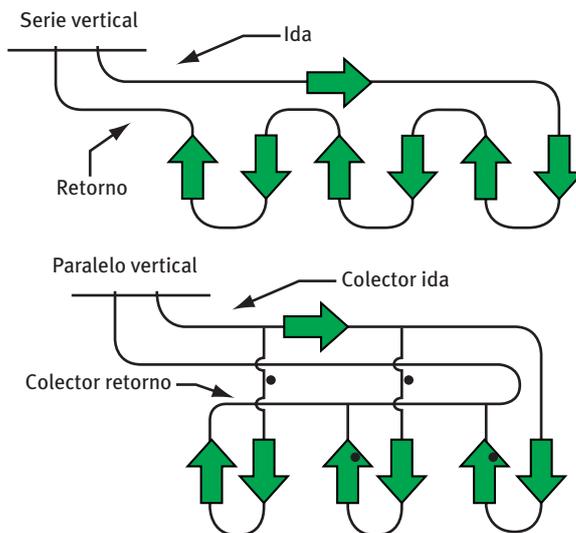


Figura 5.7: Flujo en serie/paralelo en configuración vertical

- Ventajas del sistema en serie
  - La trayectoria del fluido está perfectamente definida.
  - El aire atrapado puede ser eliminado con gran facilidad (purga).
  - Funcionamiento térmico más alto por metro lineal de tubo puesto que se requiere de un diámetro superior.
- Desventajas del sistema en serie
  - Se necesita un diámetro mayor para el tubo, lo que implica mayor cantidad de fluido y anti-congelante (en su caso), es decir, aumenta el coste de la instalación.
  - Longitud limitada debido a la caída de presión del fluido.
- Ventajas del sistema en paralelo
  - Coste de instalación más bajo al disminuir los diámetros necesarios y la cantidad de fluido de intercambio.
- Desventajas del sistema en paralelo
  - Hay que tener un cuidado especial para eliminar el aire que pueda quedar atrapado.
  - Problemas para equilibrar el flujo en los distintos bucles.

## 5.1.4 Elección de los tubos

### 5.1.4.1 Elección de los materiales

El polietileno (PE) y polibutileno (PB) son los materiales más comunes en los intercambiadores de calor enterrados. Ambos son flexibles a la vez que resistentes y pueden unirse mediante fusión por calor para formar empalmes más fuertes que el tubo mismo.

En la tabla 5.2 se recogen las características de los tubos para distintas presiones de trabajo. El espesor de las paredes y consecuentemente la resistencia del tubo se define en términos de Schedule Rating (SCH) o Size Dimension Ratio (SDR, valor adimensional que representa el cociente entre el diámetro exterior y el espesor de pared de la tubería).

### 5.1.4.2 Elección del diámetro

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

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

$$Re = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot \vartheta \cdot D} > 2.300 \quad (8)$$

Donde Re es el número de Reynolds que caracteriza si un flujo es turbulento o laminar, Q el caudal (m<sup>3</sup>/s), D el diámetro del tubo (m) y  $\vartheta$  la viscosidad cinemática (m<sup>2</sup>/s).

### 5.1.4.3 Estudio de temperaturas

Tanto el polietileno normal (PE) y reticulado (PEX) como el polibutileno (PB) se comportan adecuadamente a las temperaturas de trabajo del intercambiador de calor, fijadas por la bomba de calor, y que dependen del punto de trabajo de la bomba de calor seleccionada. Cuando la bomba de calor está en modo calefacción (produciendo en el condensador agua caliente para suministrar al edificio entre 45-55 °C), en el evaporador se produce agua fría a unos 5-15 °C, que es la que circula por las tuberías del intercambiador de calor enterrado. En refrigeración, cuando la bomba de calor produce frío en el evaporador, a una temperatura comprendida entre 7-12 °C, por las tuberías del intercambiador enterrado circulará el agua de intercambio de calor con el condensador a unos 25-35 °C. Para estas temperaturas de trabajo el material más aceptado es el PE100, empleándose el PEX y el PB para temperaturas superiores a los 40-50 °C debido a su mayor coste.

Tubería HDPE PE 100							
Diámetro Nominal D (mm)	Diámetro Nominal Equivalente (pulgadas)	Relación dimensional estándar SDR					
		SDR 27,6	SDR 21	SDR 17	SDR 13,6	SDR 11	SDR 9
		PRESIÓN NOMINAL PN					
		PN 6	PN 8	PN 10	PN 12,5	PN 16	PN 20
Espesor mínimo (mm)							
16	3/8	-	-	-	-	-	2,3
20	1/2	-	-	-	-	-	2,3
25	3/4	-	-	-	-	2,3	2,8
32	1	-	-	2,3	2,4	3	3,6
40	1 1/4	-	2,3	2,4	3	3,7	4,5
50	1 1/2	2,3	2,4	3	3,7	4,6	5,6
63	2	2,3	3	3,8	4,7	5,8	7,1
75	2 1/2	2,8	3,6	4,5	5,6	6,8	8,4
90	3	3,6	4,3	5,4	6,7	8,2	10,1
110	4	4	5,3	6,6	8,1	10	12,3
125	5	4,6	6	7,4	9,2	11,4	14
140	5 1/2	5,1	6,7	8,3	10,3	12,7	15,7

Tabla 5.2: Principales características de los tubos

#### 5.1.4.4 Comprobación de la velocidad mínima del fluido

Para comprobar la velocidad mínima del fluido para asegurar flujo turbulento basta con comprobar el caudal mínimo circulante por la tubería.

#### 5.1.5 Dimensionamiento del intercambiador de calor enterrado

El intercambio de calor vendrá fijado por la diferencia de temperaturas entre el terreno y el fluido que circule por el intercambiador, por lo tanto, para dimensionar el intercambiador de calor enterrado en primer lugar hay que determinar estas temperaturas.

##### 5.1.5.1 Determinar la temperatura máxima y mínima del terreno

A partir de la ecuación (1) se calculan las temperaturas máximas ( $T_H$ ) y mínimas del terreno ( $T_L$ ) que ocurren durante el ciclo anual para cualquier profundidad ( $X_s$ ). Las ecuaciones analíticas son las siguientes:

$$T_L(X_s) = T_m - A_s \cdot e^{\left(-X_s \sqrt{\frac{\pi}{365 \cdot \alpha}}\right)} \quad (9)$$

$$T_H(X_s) = T_m + A_s \cdot e^{\left(-X_s \sqrt{\frac{\pi}{365 \cdot \alpha}}\right)} \quad (10)$$

La temperatura media del terreno ( $T_m$ ) se puede asumir como la temperatura seca media anual del lugar, la amplitud anual de la temperatura media diaria ( $A_s$ ) se puede determinar a partir de datos tabulares para localizaciones geográficas específicas, en los sistemas verticales se puede considerar igual a 0, y los valores de la difusividad térmica del terreno ( $\alpha$ ) dependen del tipo de suelo y del contenido de agua (apartado 4.2.3).

Por ejemplo, para calcular un intercambiador horizontal instalado a una profundidad de 1,5 m en Valencia obtenemos los siguientes valores de temperaturas del terreno:

$$T_L = 17,8 - 11,05 \cdot e^{\left(-150 \cdot \sqrt{\frac{\pi}{365 \cdot 0,0025 \cdot 3,600 \cdot 24}}\right)} = 13,5 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$T_H = 17,8 + 11,05 \cdot e^{\left(-150 \cdot \sqrt{\frac{\pi}{365 \cdot 0,0025 \cdot 3,600 \cdot 24}}\right)} = 22,1 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Donde:

$T_m$  se ha tomado como la temperatura media anual (datos Instituto Nacional de Meteorología de España serie 2000-2002).

$A_s$  es el valor medio entre la máxima temperatura en el mes de agosto: 29,1 °C y la mínima del mes de enero: 7 °C, obteniendo un valor para la oscilación anual de:  $A_s = (29,1 + 7)/2 = 11,05$  °C.

El valor de difusividad térmica se toma como 0,0025 cm<sup>2</sup>/s (suelo arcilloso).

### 5.1.5.2 Determinar las temperaturas máximas y mínimas de entrada del fluido a la bomba de calor

Un parámetro clave que tiene que elegir el diseñador del sistema es la temperatura del fluido que circule por el intercambiador de calor enterrado. Debe encontrarse el compromiso óptimo entre dos consideraciones:

- Cuanto más baja sea la temperatura en invierno (más alta en verano), mayor será la diferencia con la temperatura del suelo, y menor tendrá que ser el intercambiador enterrado para el mismo intercambio de calor, por lo que los costes de inversión serán menores.
- Cuanto más alta sea la temperatura en invierno (más baja en verano), mayor será el COP del sistema, por lo que el ahorro energético será mayor.

Con esas premisas y las curvas de temperatura de la bomba de calor, el diseñador fijará sus temperaturas máximas y mínimas de trabajo ( $T_{MAX}$ ,  $T_{MIN}$ ).

Por ejemplo, para una bomba de calor de las siguientes características:

Pot bomba calor calefacción: (Pc)	21,8 kW
Pot consumida calefacción: (Pa)	4,29 kW
Pot bomba calor refrigeración: (Pf)	17,8 kW
Pot consumida refrigeración: (Pa)	4,27 kW
Caudal	3.300 l/h
Rango $T_{entrada,c}$	[9-12] °C
Rango $T_{entrada,f}$	[30-35] °C

Las temperaturas de salida del agua en los modos frío y calor, se pueden determinar a partir de las siguientes expresiones:

$$T_{salida,c} = T_{entrada,c} - \frac{1.000 \cdot P_c \cdot \frac{COP_c - 1}{COP_c}}{C_p(Q/3.600)}$$

$$T_{salida,f} = T_{entrada,f} + \frac{1.000 \cdot P_f \cdot \frac{COP_f + 1}{COP_f}}{C_p(Q/3.600)}$$

Es decir,

$$T_{salida,c} = 12 - \frac{1.000 \cdot 21,8 \cdot \frac{5-1}{5}}{4.185 \cdot (3.300/3.600)} = 7,454^\circ\text{C}$$

$$T_{salida,f} = 30 + \frac{1.000 \cdot 17,8 \cdot \frac{4+1}{4}}{4.185 \cdot (3.300/3.600)} = 35,8^\circ\text{C}$$

Con lo que las temperaturas máximas y mínimas de entrada son

$$T_{MIN} = \frac{1}{2}(12 + 7,454) = 9,727^\circ\text{C}$$

$$T_{MAX} = \frac{1}{2}(30 + 35,8) = 32,9^\circ\text{C}$$

### 5.1.5.3 Calcular la diferencia de temperatura entre el terreno y el circuito

Hay que calcular la diferencia de temperatura entre el mínimo de la temperatura del terreno ( $T_t$ ) y la temperatura mínima del agua de la bomba de calor ( $T_{MIN}$ ) para los ciclos de calefacción. En el caso de la refrigeración, hay que calcular la diferencia en la temperatura del agua máxima de la bomba de calor que entra ( $T_{MAX}$ ) y la temperatura máxima del terreno ( $T_H$ ).

### 5.1.5.4 Calcular la resistencia de los tubos al flujo de calor

La siguiente expresión determina la resistencia térmica de las tuberías del intercambiador enterrado:

$$R_p = \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot k_p} \cdot \ln\left(\frac{D_o}{D_i}\right) \quad (11)$$

Donde:

$D_o$  = Diámetro exterior del tubo en metros.

$D_i$  = Diámetro interior del tubo, en metros.

$K_p$  = Conductividad térmica material del tubo, en  $W/m \cdot K$ .  
(tabla 5.2).

$\ln$  = Logaritmo neperiano.

Por ejemplo, para tubería de PE100 PN10 DN 1", según los valores de la tabla 5.2,

$$R_p = 0,0645 \text{ K/(W/m)}$$

### 5.1.5.5 Calcular la resistencia térmica de los intercambiadores

La forma de determinar la resistencia térmica de los intercambiadores ( $R_s$ ) se define en el Apéndice 1. Los métodos de cálculo de la conductividad térmica del terreno están explicados en el apartado 4.2.1 de esta Guía.

### 5.1.5.6 Cálculo del factor de utilización (fracciones de enfriamiento y calefacción)

En el diseño de una instalación de bomba de calor geotérmica hay que tener en cuenta tanto la potencia pico como la demanda energética a proporcionar; podemos distinguir entre los siguientes conceptos:

- Cargas de diseño: son usadas para dimensionar y seleccionar la bomba de calor. Las cargas de diseño están basadas en estándares o condiciones aceptadas para una localización dada en el día más desfavorable de funcionamiento.
- Demanda de energía: determina la energía necesaria que debe proporcionar el sistema al edificio durante un periodo determinado (diario, mensual, anual, etc.).
- Demanda del terreno: representa el calor aportado por el terreno (en modo calefacción) o disipado en él (en modo refrigeración).

#### A. Procedimientos de cálculo de las cargas de diseño

El procedimiento de cálculo de cargas para dimensionar un sistema de climatización es perfectamente conoci-

do por los diseñadores y existen varios métodos para ello. Fijando las condiciones interiores y exteriores que marca el Reglamento de Instalaciones Térmicas, hay que determinar el calor que debe aportar el sistema de calefacción para suplir la pérdida de calor del edificio en invierno y calcular la ganancia de calor del edificio en verano que deberá evacuarse mediante el sistema de refrigeración para mantener una temperatura confortable. Sólo se precisa realizar estos cálculos en los meses de enero y julio, ya que son los meses con las condiciones críticas para calefacción y refrigeración.

#### B. Cálculo de la energía. Cálculo del factor de utilización

Además de la potencia de la bomba de calor, en el diseño de los sistemas geotérmicos es imprescindible conocer la demanda energética del edificio, ya que únicamente cuando la bomba de calor esté en funcionamiento el intercambiador de calor cederá o absorberá calor. Debido a que la bomba de calor se dimensiona para las condiciones de funcionamiento más desfavorables, cuando la carga térmica del edificio sea inferior a la potencia de la bomba de calor, ésta funcionará intermitentemente. Este aspecto afecta a la resistencia térmica del suelo, ya que para el cálculo de la  $R_s$  se tiene que saber la cantidad total de calor que llega a inyectarse o extraerse durante toda una estación. Para considerar este efecto se debe determinar, tanto en calefacción como en refrigeración, la fracción de tiempo que está en marcha la bomba de calor, que se multiplicará por la resistencia térmica del suelo, a esta fracción se le llama factor de utilización ( $F$ ) y es el cociente entre la demanda térmica del edificio durante una estación (calefacción o refrigeración) dividido por la potencia de la bomba de calor.

Existen programas de modelado energético que calculan la demanda energética anual del edificio en función de las variables constructivas y el uso. Los más empleados, a nivel mundial, por los arquitectos e ingenieros son eQuest, Energy10, DOE-2, TRNSYS, VISUALDOE, ECOTECT, ESP-r y EnergyPlus. Las principales barreras para el uso sistemático de estos programas en el diseño son la necesidad de cualificación profesional, el tiempo necesario, en ocasiones no justificable, para implementar el edificio en el programa, la indeterminación en las fases de diseño de muchas de las características necesarias para el modelado (usuarios, equipos...), etc. por lo que también existen métodos más sencillos de cálculo de este factor de utilización como el que se recoge en el Apéndice 2.

### 5.1.5.7 Cálculo de la longitud del intercambiador enterrado

A partir de todos los parámetros determinados anteriormente la longitud del intercambiador de calor enterrado se puede determinar para calefacción y refrigeración mediante las siguientes expresiones. Estas expresiones son válidas tanto para intercambiadores enterrados verticales como horizontales, las características de la configuración empleada se reflejan en el valor de la resistencia térmica de la tierra ( $R_s$ ), tal y como se define en el Apéndice 1.

$$L_{\text{CALEFACCIÓN}} = \frac{Q_{\text{calefacción}} \cdot \frac{\text{COP}_{\text{calefacción}} - 1}{\text{COP}_{\text{calefacción}}} (R_p + R_s \cdot F_{\text{calefacción}})}{T_L - T_{\text{MIN}}} \quad (12)$$

$$L_{\text{REFRIGERACIÓN}} = \frac{Q_{\text{refrigeración}} \cdot \frac{\text{COP}_{\text{refrigeración}} + 1}{\text{COP}_{\text{refrigeración}}} (R_p + R_s \cdot F_{\text{refrigeración}})}{T_{\text{MAX}} - T_H} \quad (13)$$

En intercambiadores de calor que funcionen en ambos modos se tomará la longitud más desfavorable.

Siguiendo con la bomba de calor de ejemplos anteriores y considerando unos valores de  $R_s$  de 1,6 K/(W/m), con un factor de utilización de 0,15 para ambos modos de funcionamiento, las longitudes de intercambiador obtenidas son:

$$L_{\text{CALEFACCIÓN}} = \frac{1.000 \cdot 21,8 \cdot \frac{5-1}{5} (0,0645 + 1,6 \cdot 0,15)}{13,5 - 9,727} = 1.407 \text{ m}$$

$$L_{\text{REFRIGERACIÓN}} = \frac{1.000 \cdot 17,8 \cdot \frac{4+1}{4} (0,0645 + 1,6 \cdot 0,15)}{32,9 - 22,1} = 627 \text{ m}$$

### 5.1.6 Selección bomba de circulación

Para la selección de la bomba de circulación del intercambiador de calor enterrado se tendrá en cuenta el caudal fijado por la bomba de calor seleccionada y la caída de presión del ramal del intercambiador más desfavorable. Muchos modelos de bombas de calor para estas aplicaciones llevan ya incorporada una bomba de circulación para el bucle enterrado.



# 6

## Ejecución de la instalación

### 6.1 PERFORACIÓN

En la ejecución de los intercambiadores de calor verticales, se deberán tener en cuenta una serie de aspectos que faciliten su puesta en obra y minimicen las interacciones con otros trabajos.

Previamente a la entrada de la maquinaria en obra se deben determinar:

- Accesos
- Replanteos
- Espacio para acopio de material
- Obra civil auxiliar (pista de trabajo, balsa de lodos,...)

- Necesidades de agua y energía
- Adecuada planificación en la gestión de lodos, detritus y agua extraída de la perforación

Se realizará el replanteo de las perforaciones quedando consignado los siguientes datos:

- Ubicación de las perforaciones (plano de planta)
- Sección y profundidad y previsión de acuíferos atravesados durante la perforación para una planificación adecuada del sistema de perforación
- Tipo de relleno

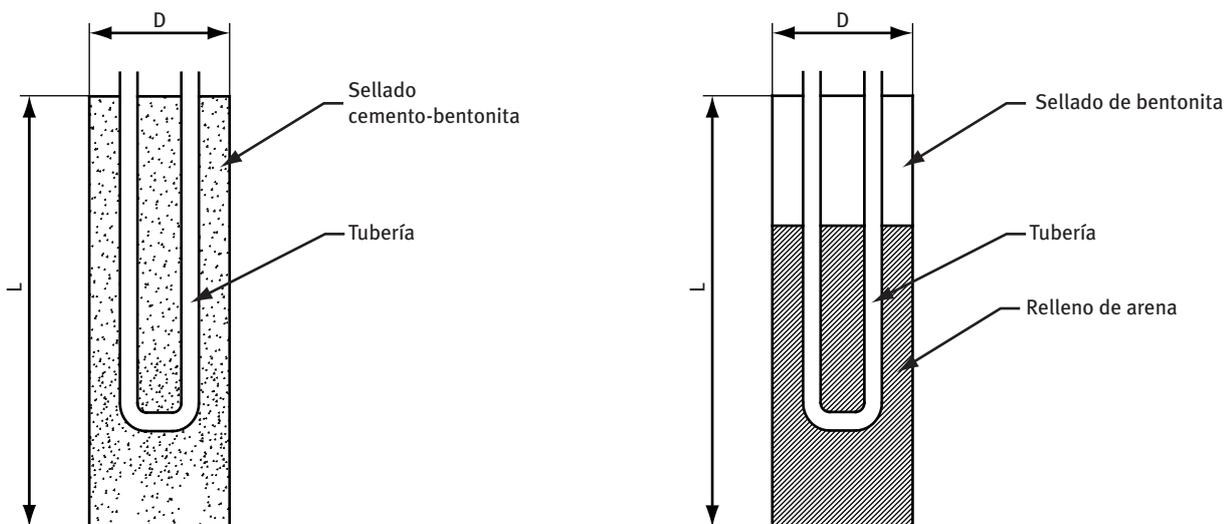


Figura 6.1: Ejemplos de secciones de intercambiador vertical

La perforación se realizará mediante la tecnología más adecuada para cada tipo de terreno (rotoperforación, perforación con lodos, sistemas de entubación simultánea, etc.) y principalmente con diámetros comprendidos entre los 110 y 165 mm. Únicamente en casos extremos de colapso del terreno o de existencia de cavidades se procederá al encamisado metálico, pudiéndose perforar en este caso con diámetros mayores a los expuestos anteriormente. Preferiblemente se encamisará simultáneamente a los trabajos de perforación, empleando los medios adecuados para que la tubería metálica se pueda recuperar al finalizar la obra. En el caso de que no se pueda recuperar la camisa, el perforador realizará los trabajos de adecuación de los pozos una vez introducidas las tuberías, cortando la tubería de encamisado sobrante. La longitud del encamisado metálico puede variar en cada perforación según las características del terreno.

En el caso de que fuera necesario introducir tubería metálica en los primeros metros de la perforación para estabilizar el horizonte orgánico, la capa de alteración y los rellenos antrópicos y permitir el comienzo de los trabajos, la longitud de la tubería metálica será la menor posible. El objetivo es facilitar su extracción una vez realizada la zanja de los colectores y no dañar las sondas geotérmicas.

Es muy importante realizar una correcta evacuación del detritus, por lo que el perforador deberá prever los elementos necesarios: zanjas, balsas de lodos, bomba de achique, plásticos para cubrir elementos constructivos circundantes, etc.

Inmediatamente después de la retirada del varillaje se procederá a la introducción de las sondas geotérmicas en la perforación, rellenas de la cantidad suficiente de agua que permita su puesta en obra sin peligro según la posición del nivel en el sondeo. La introducción de las sondas se realizará por gravedad, bien manualmente o bien ayudándose de un desenrollador u otro dispositivo mecánico.

La manipulación de las tuberías se realizará con cuidado de no dañarlas, introduciendo la sonda por el centro de la perforación, sin que entre en contacto con la tubería metálica de encamisado o emboquillado.

Los extremos salientes de tubería permanecerán protegidos con los tapones que llevan de fábrica para evitar la introducción de cualquier partícula, hasta la realización de las pruebas de presión correspondientes.

El espacio existente entre las paredes de la perforación, ya sea terreno natural o camisa, y la sonda geotérmica debe ser rellenado para:

- Asegurar una buena transferencia de calor
- Aislar la perforación de flujos de agua

El relleno se puede realizar bien con arena silíceo o bien mediante morteros específicos para geotermia, que tienen un porcentaje de bentonita o materiales impermeabilizantes y ligeramente expansivos y que se han mejorado térmicamente para este fin. La selección del tipo de relleno y de su modo de ejecución está determinada por las condiciones hidrogeológicas del sustrato.

## 6.2 EJECUCIÓN Y RELLENO DE ZANJA

En la ejecución de un intercambiador geotérmico es necesario la realización de zanjas para la instalación de:

- Ramales de conexión y cabecera de un campo de colectores verticales.
- Intercambiador de calor horizontal.
- Intercambiador de calor “Slinky”.

### 6.2.1 Zanjas de ramales de conexión en intercambiadores verticales

La ejecución de los trabajos tendrá las siguientes fases:

- 1 Retirada de la capa vegetal
- 2 Apertura de zanja de la anchura y profundidad establecida en la sección tipo correspondiente facilitada por el proyectista según las condiciones de cada proyecto.
  - En el caso de zanjas para colectores de ida y retorno de las perforaciones verticales, los trabajos se realizarán sin dañar las tuberías verticales instaladas y la camisa metálica de protección. Una vez finalizada la zanja, se procederá a cortar o eliminar la camisa de las perforaciones.
- 3 Limpieza del fondo de zanja y las paredes de zanja.

Para la ejecución de un buen relleno que asegure la correcta transmisión de calor y evitar daños en la tubería, es necesario refinar las paredes y el fondo de zanja, es decir, eliminar las rocas presentes en la parte inferior de la zanja para evitar cualquier daño a las tuberías. Las tolerancias de defecto máximas admisibles serán:

- Salientes de roca o bolos + 3 cm
- Protuberancias locales - 5 cm

El signo negativo significa defecto en la excavación.

- 4 Lecho de arena según la sección tipo correspondiente.
- 5 Instalación de la tubería y alrededores de la zanja y realización de las pruebas correspondientes para detectar posibles errores, cortes, torceduras,...
- 6 Relleno de arena cubriendo la totalidad de la tubería según la sección tipo correspondiente. El relleno se realizará en varias pasadas del modo más uniforme posible, compactando, limpiando suciedad y bolos y allanando cada capa.
- 7 Señalización del trazado de la tubería mediante una cinta plástica.
- 8 Relleno con materiales procedentes de la excavación previamente seleccionados (sin cantos punzantes, con diámetros inferiores a 5 cm, etc.). El relleno se realizará a tongadas de espesor reducido para obtener un mayor grado de compactación, con el objetivo de aumentar la humedad del suelo y disminuir el contenido de aire. Un espesor adecuado de cada capa de relleno puede ser entre 25 y 30 cm.

En fase de diseño, se evitará en lo posible ubicar la instalación del intercambiador en la zona de afección de otros servicios enterrados.

Cuando esto no sea posible, se tomarán las siguientes precauciones:

- El cruce de otros servicios con tuberías del intercambiador siempre será superior, de forma que si se tuvieran que realizar trabajos de reparación de éstos, nunca quedará al descubierto la tubería de intercambiador enterrado. La distancia entre la generatriz superior de la tubería geotérmica y la generatriz inferior del otro servicio será superior a 40 cm. Es recomendable interponer entre ambos servicios elementos de protección como pueden ser placas de polipropileno, placas de fibrocemento o incluso, una losa de hormigón.
- En el paralelismo con otros servicios se mantendrá una distancia superior a 40 cm entre generatrices. Los casos de paralelismo nunca podrán darse en el interior de la configuración del intercambiador, es decir, nunca se podrá interponer una tubería de

otro servicio entre los colectores de ida y retorno de la instalación geotérmica.

### 6.2.2 Zanjas de intercambiadores horizontales

La ejecución de la zanja de un intercambiador horizontal es más difícil de estandarizar porque existen múltiples configuraciones de tubería en función de la demanda energética a disipar y del terreno disponible. Por este motivo, para cada diseño se realizarán los planos de sección correspondiente. No obstante, se seguirán las siguientes recomendaciones:

- Si hay espacio suficiente, es más conveniente realizar el movimiento de tierras vaciando el vaso en su totalidad que en zanjas (Figura 6.2). En estos casos, previo a la colocación de tuberías se colocarán elementos de sujeción que garanticen el correcto tendido de las tuberías (Figura 6.3).



Figura 6.2: Intercambiador horizontal de lazo simple



Figura 6.3: Detalle del intercambiador horizontal de lazo simple

- Se rellenará con arena fina los alrededores de las tuberías para facilitar la conducción de calor, y el resto

con material seleccionado procedente de la excavación con unas características adecuadas (sin cantos punzantes, con diámetros inferiores a 5 cm, etc.).

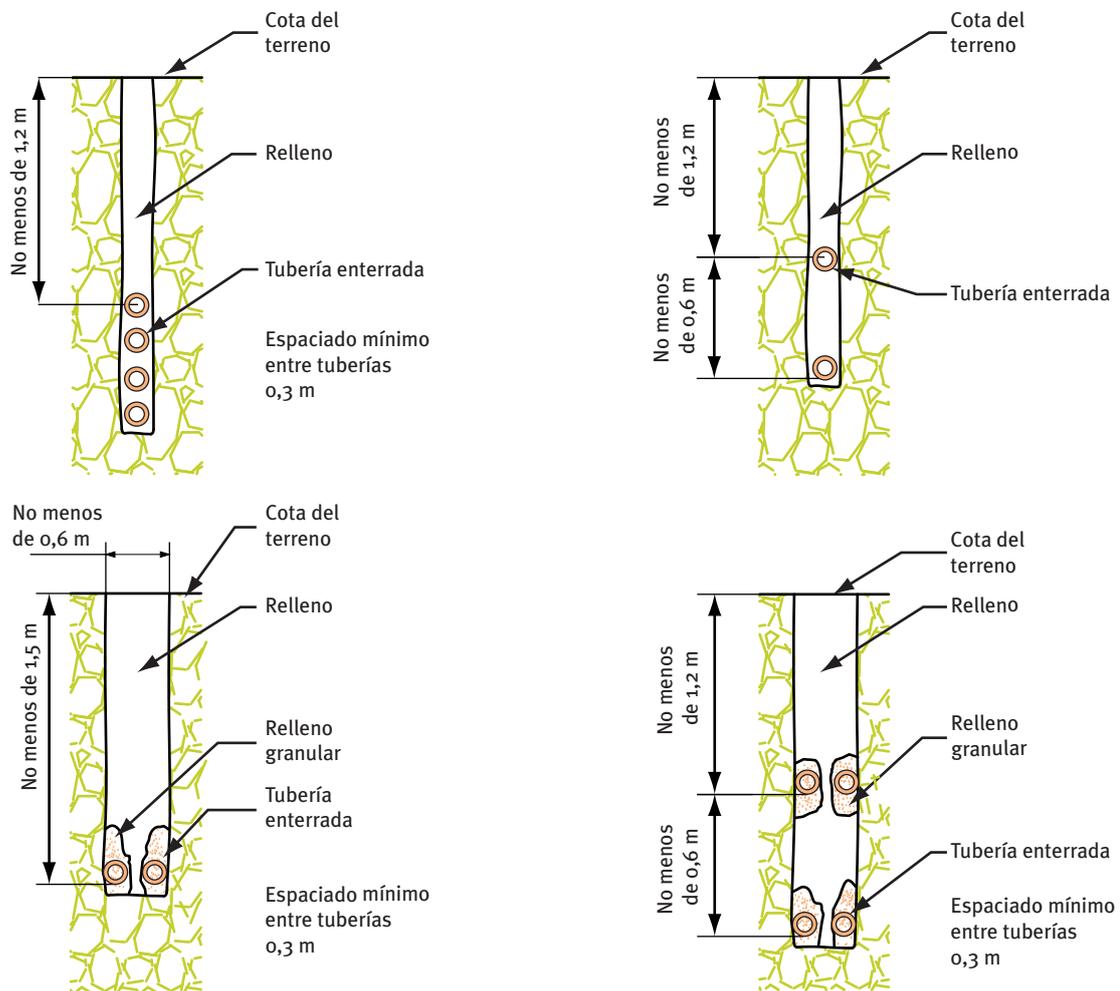


Figura 6.4: Ejemplos de configuraciones horizontales

- Nunca se hormigonará o pavimentará la superficie donde se instale el intercambiador horizontal, con el objetivo de asegurar un buen intercambio de calor.

### 6.2.3 Zanjas de intercambiador Slinky

#### 6.2.3.1 Slinky horizontal

- El ancho de zanja será, como mínimo, igual al diámetro de la espira más 35 cm, según el esquema adjunto en la figura 6.6, mientras que la profundidad dependerá de las condiciones de diseño.



Figura 6.5: Intercambiador horizontal en bucles de tipología "slinky horizontal"

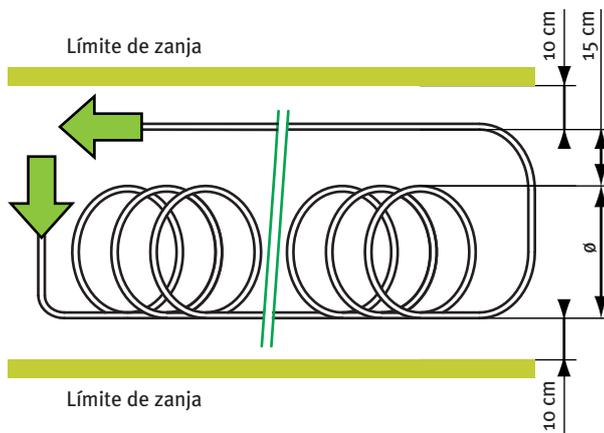


Figura 6.6: Esquema zanja slinky horizontal

### 6.2.3.2 Slinky vertical

- Esta configuración se emplea cuando hay restricciones de espacio, ejecutándose una zanja muy estrecha (aprox. 15 cm) y profunda (más de 2 m), normalmente mediante una zanjadora de cadenas, en la que se coloca el intercambiador slinky verticalmente.



Figura 6.7: Slinky vertical

## 6.3 PRUEBAS DE PRESIÓN Y PURGADO EN EL INTERCAMBIADOR

### 6.3.1 Pruebas de presión en las sondas verticales

Una vez introducidas las sondas de presión en las perforaciones y antes de proceder al relleno de las mismas se realizarán las correspondientes pruebas de presión. Se seguirán los siguientes pasos:

- 1 Se limpiará el interior de las tuberías con agua a presión con el fin de eliminar las posibles partículas que se hayan introducido durante la instalación, así como para purgar las tuberías. El purgado se considerará correcto cuando el agua de salida sea transparente en vez de blanca.

- Para un correcto test de purgado, es necesario que la velocidad del agua en la tubería sea como mínimo de 0,6 m/s, lo que implica los siguientes caudales en función de los diámetros de sondas empleados:

DN (mm)	Q (m <sup>3</sup> /h)
25	0,7
32	1,2
40	1,8

Tabla 6.1: Caudales de purgado (tubería PE100 16 bar)

- 2 Se realizará una prueba conjunta de estanqueidad y resistencia en cada sonda geotérmica con las siguientes premisas:

- La presión de prueba será como mínimo 3 veces la presión de servicio y como máximo el 80% de la presión nominal de la tubería.
- El tiempo de duración de la prueba será 1 hora.
- La caída de presión máxima admisible será del 3%.

En los primeros minutos de la prueba se esperará a la correcta estabilización del manómetro, presurizando si es necesario hasta la presión mínima convenida.

### 6.3.2 Pruebas de presión en tuberías horizontales

Este apartado se aplica a los siguientes elementos de las instalaciones geotérmicas:

- Conjunto formado por las sondas geotérmicas verticales y los ramales horizontales de conexión a la sala de máquinas.
- Tuberías que conforman un intercambiador horizontal.
- Tuberías que conforman un intercambiador slinky.



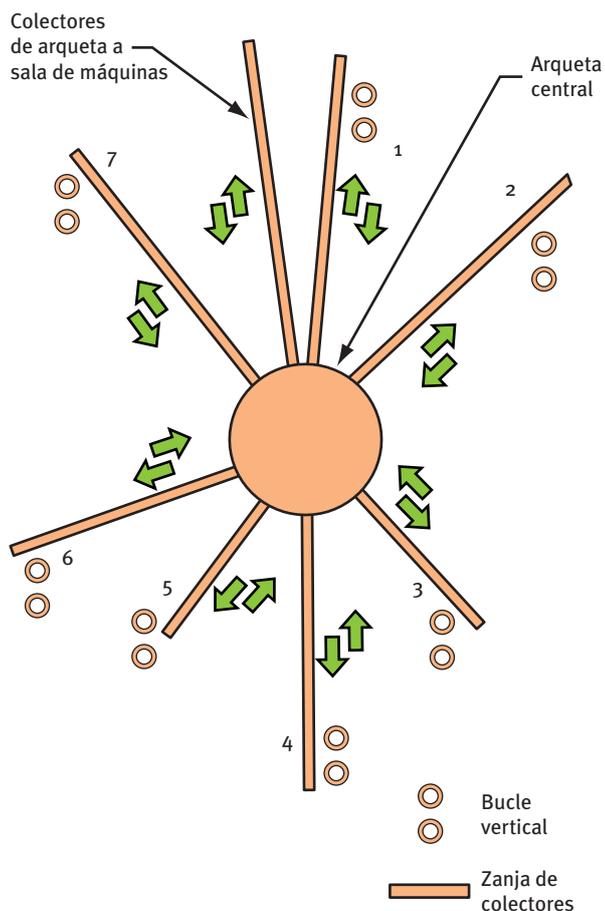


Figura 6.9: Configuración radial colectores

3 Tuberías a sala de máquinas: en las obras de viviendas, en las que el número de perforaciones suele ser inferior a 6 y la ubicación de las mismas se encuentra muy próxima a sala de máquinas, una de las soluciones recomendadas es la de ubicar los colectores principales vistos, colgados en pared, introduciendo directamente en la sala de máquinas las propias sondas geotérmica a través de pasatubos.

En la siguiente figura se muestra el modo de conexión recomendado de las sondas geotérmicas al colector principal. El uso de codos de 90° se empleará siempre que, por motivos de espacio, no sea posible el curvado de la tubería, cuyo radio mínimo de curvatura será 25 veces el diámetro de la tubería.

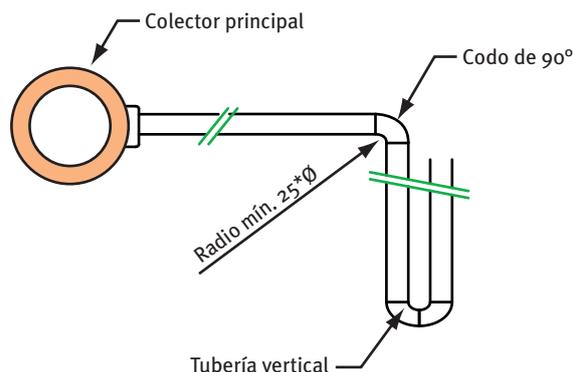


Figura 6.10: Conexiones de las sondas geotérmicas al colector principal

Otro aspecto fundamental a tener en cuenta en el tendido de tuberías horizontales, tanto en la ejecución de un intercambiador horizontal como en los retornos invertidos, son los finales de bucle, como se observa en la figura 6.11. Si, por razones de espacio, no se puede realizar la curvatura adecuada con la propia tubería (25\*Ø en polietileno, 50\*Ø en polibutileno), la ejecución se resolverá mediante codos de 90°.

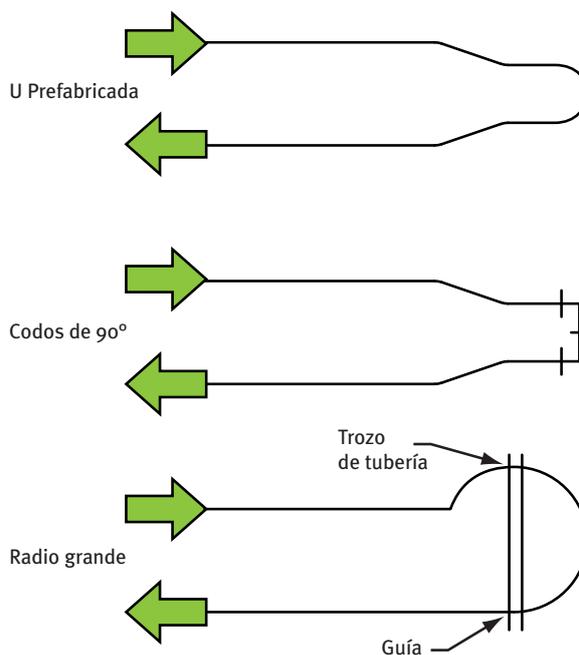


Figura 6.11: Opciones de retorno en bucles horizontales

#### 6.4.2 Slinky

Los intercambiadores de calor slinky pueden ser configurados de diferentes maneras, según estén superpuestas o separadas las espiras. Las configuraciones recomendadas son:

- Slinky espiras separadas

En esta modalidad se realizan espirales de 30 a 32 pulgadas de diámetro con el mismo espaciamiento, es decir, los lazos se ponen uno en contra del otro sin superponerse. Este espaciamiento es la media del paso de una persona o la longitud de su brazo, con lo que no son necesarios instrumentos de medida y es fácil realizarlos con el operario de pie.

Esta modalidad se empleará en longitudes cortas de intercambiador, por ejemplo en instalaciones combinadas con sistemas verticales, cuando sea importante la rapidez en la ejecución.

- Slinky espiras superpuestas

El modo más sencillo de formar el lazo slinky desde el rollo de tubería consiste en permitir que el rollo de tubería permanezca en la misma configuración circular en la que fue enrollado durante su fabricación; para ello hay que extender rollos del carrete principal sin desenrollar completamente la tubería. Es conveniente, para realizar los lazos más fácilmente y evitar estar tomando medidas continuamente, colocar una fijación para poder guiar el espaciamiento de los lazos y su atado. De este modo, los lazos son estirados a través de la fijación, y la altura es fijada por sus límites. Una vez la tubería está colocada en la fijación con las medidas especificadas, los lazos pueden ser atados con bridas de plástico. Realizando el slinky por este procedimiento, el diámetro más pequeño para que la configuración sea manejable es de 24 pulgadas.

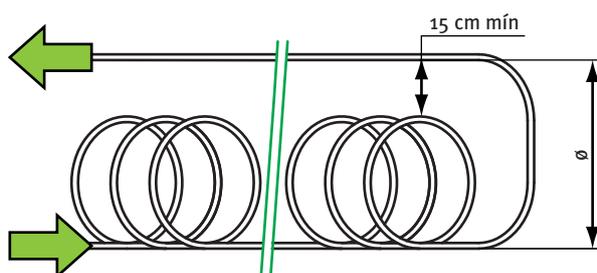


Figura 6.12: Esquema intercambiador slinky (espiras superpuestas)

## 6.5 SALA DE MÁQUINAS

Todo espacio destinado a sala de máquinas dispondrá de una pared libre para la ubicación de la bomba de calor y los colectores de entrada y salida a la misma con todos sus elementos, colgados en la pared. Este espacio se deberá ubicar lo más próximo posible tanto a las conexiones exteriores al intercambiador enterrado como a las conexiones de distribución interior. Los colectores vistos irán aislados con espesores mínimos fijados por la IT 1.2.4.2.1. del Reglamento de Instalaciones Térmicas.

Tanto la bomba de calor como los colectores y accesorios deberán quedar accesibles para trabajos de mantenimiento y reparaciones, dejando como mínimo las distancias especificadas en el catálogo del fabricante de la bomba de calor.

Las salas de máquinas en las que la potencia instalada sea superior a 70 kW cumplirán las especificaciones de la IT 1.3.4.1.2.

En general, todos los elementos (valvulería, grupos hidráulicos, instrumentación, etc.) cumplirán con los requisitos de las instrucciones técnicas correspondientes del Reglamento de Instalaciones Térmicas en los Edificios.

# 7

## Puesta en marcha de los equipos

Antes de poner en funcionamiento el sistema, se deben realizar los siguientes procesos y comprobaciones para asegurar el buen funcionamiento de la instalación:

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

### 7.1 LIMPIEZA Y PURGA DEL SISTEMA

Antes de realizar la purga del sistema, la prueba de estanquidad y de efectuar el llenado definitivo, las redes de tuberías de agua deben ser limpiadas internamente para eliminar los residuos procedentes del montaje.

Para el purgado de la instalación se introducirá el agua en el sistema de tuberías a una velocidad de 0,6 m/s, eliminando por completo cualquier burbuja de aire atrapada. Si la bomba de circulación de la instalación no está diseñada para alcanzar estas especificaciones, se conectará un grupo hidráulico externo (unidad de purga) que servirá también para la introducción (en su caso) de anticongelante, como se observa en la siguiente figura.

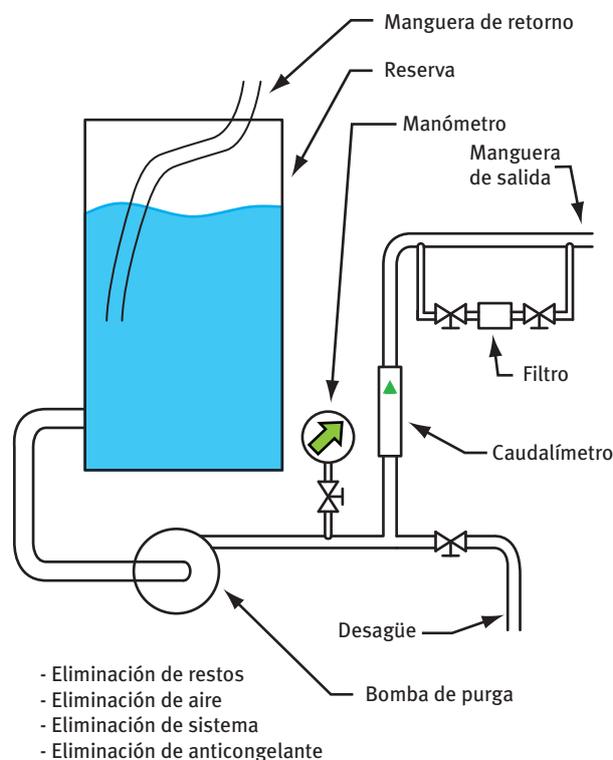


Figura 7.1: Unidad de purga

La unidad de purga se conectará al bucle usando mangueras flexibles y abrazaderas. Esta conexión será como un sistema de bucle cerrado, de manera que el intercambiador de calor enterrado se limpie independientemente de la bomba de calor agua-agua, como se muestra en las siguientes figuras.

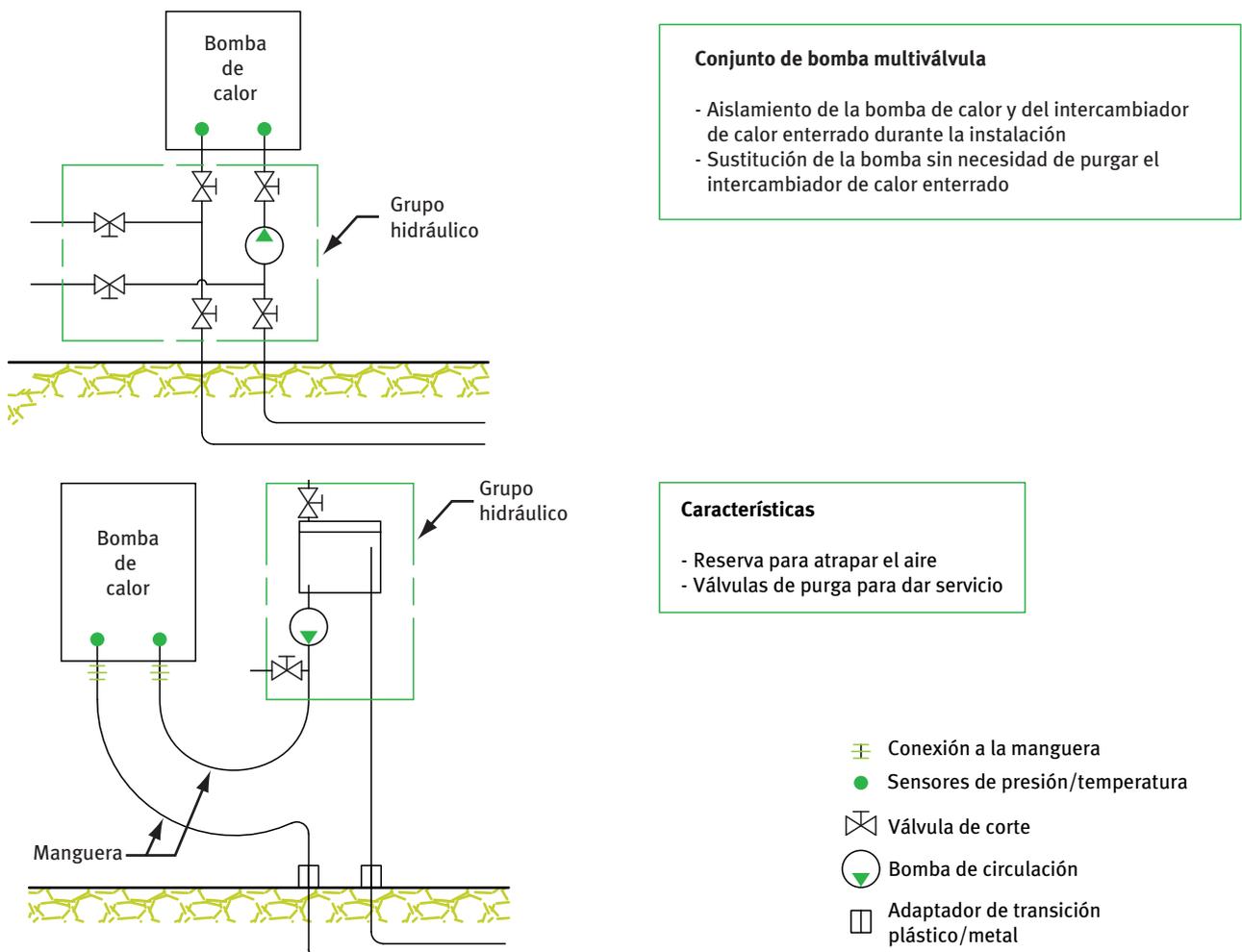


Figura 7.2: Conexiones de la unidad de purga

En el siguiente esquema se describen los pasos a realizar para efectuar el purgado de la instalación mediante la unidad de purga externa:

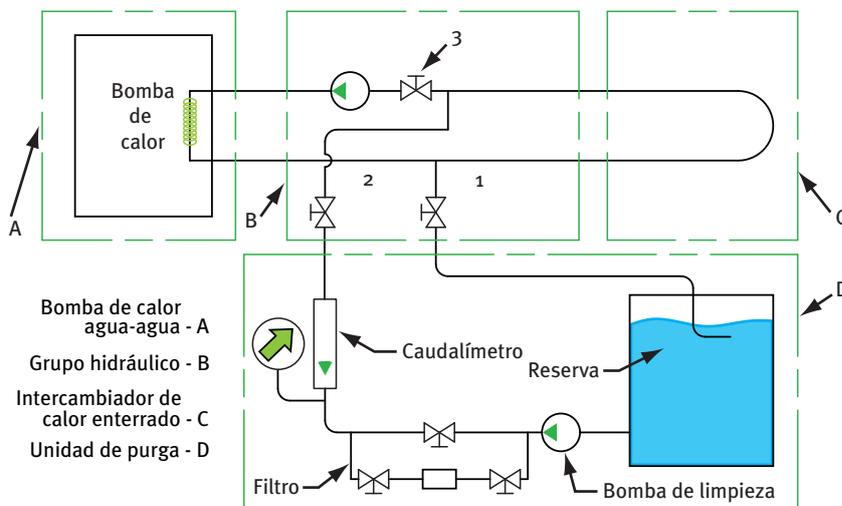


Figura 7.3: Purgado de la instalación

- 1 Conexión del desagüe de la unidad de purga a la válvula 2, situada en la ida de la bomba de calor.
- 2 Conexión de la manguera de retorno a la válvula 1 (retorno de la bomba de calor).
- 3 Apertura de las válvulas 1 y 2.
- 4 Cierre de la válvula 3 para aislar el procedimiento de purga de la bomba de calor.
- 5 Encendido de la unidad de purga. El caudal a través del intercambiador de calor circulará en dirección opuesta a la de operación normal.
- 6 La purga de aire se habrá efectuado completamente cuando de la manguera sumergida en el depósito auxiliar no surjan burbujas de aire.
- 7 Después de que se haya efectuado la purga del intercambiador de calor enterrado se abrirá la válvula 3 para permitir que una parte del caudal pase a través del sistema de bombeo para limpiarlo y purgarlo.

### 7.1.1 Pruebas de estanquidad y resistencia de la instalación

Se realizará una prueba preliminar de estanquidad para detectar fallos de continuidad de la red y evitar los daños que podría provocar la prueba de resistencia mecánica; para ello se empleará el mismo fluido transportado, generalmente agua, a la presión de llenado. Esta prueba tendrá la duración suficiente para verificar la estanquidad de todas las uniones.

A continuación de la prueba preliminar de estanquidad, una vez llenada la red con el fluido de prueba, se someterá a las uniones a un esfuerzo por la aplicación de la presión de prueba. La presión de prueba será equivalente a 1,5 veces la presión máxima efectiva de trabajo a la temperatura de servicio, con un mínimo de 6 bar. La prueba hidráulica de resistencia mecánica tendrá la duración suficiente para verificar visualmente la resistencia estructural de los equipos y tuberías sometidos a la misma.

La reparación de las fugas detectadas se realizará desmontando la junta, accesorio o sección donde se haya originado la fuga y sustituyendo la parte defectuosa o averiada con material nuevo. Una vez reparadas las anomalías, se volverá a comenzar desde la prueba preliminar. El proceso se repetirá tantas veces como sea necesario, hasta que la red sea estanca.

### 7.1.2 Puesta en marcha de la bomba de calor

Una vez que se haya limpiado, agregado el anticongelante y presurizado el sistema se realizará la puesta en marcha de la bomba de calor.

Se probará la instalación en todos sus modos de funcionamiento durante el tiempo suficiente, comprobando temperaturas de ida y retorno del intercambiador enterrado, presiones, caudal en el circuito y potencia eléctrica absorbida.





## Mantenimiento de la instalación

Las instalaciones de bomba de calor geotérmica precisan de menor mantenimiento que las instalaciones convencionales, ya que la parte enterrada no necesita ningún tipo de mantenimiento y la bomba de calor agua-agua necesita de menor mantenimiento que una bomba de calor aire-agua.

Para los elementos de la sala de máquinas se recomienda seguir los programas de mantenimiento correspondientes que determina la “*Guía Técnica Mantenimiento de Instalaciones Térmicas*”, de esta misma colección.



## APÉNDICE I - CÁLCULO DE LA RESISTENCIA TÉRMICA DE LOS INTERCAMBIADORES (Rs)

El cálculo de la resistencia térmica de los intercambiadores es una de las partes más delicadas de todo el proceso de diseño. La resistencia térmica del intercambiador depende del tipo de tubería, del tipo de suelo, del tipo de configuración del intercambiador de calor enterrado y del tiempo de funcionamiento de este. Los métodos para su cálculo se especifican a continuación:

### Para intercambiadores horizontales

A fin de tener en cuenta los efectos de oscilación térmica de la superficie (ya que en el caso de intercambiadores horizontales, por su baja profundidad, no sería correcto suponer que la temperatura del suelo es constante), se simula la existencia de ésta mediante la introducción de los llamados *tubos imagen*, simétricamente dispuestos respecto a los reales, tal como se muestra en el diagrama adjunto (figura A.I.1). El procedimiento consiste en tres pasos:

- 1 Hallar el valor de la Rs para cada tubo del intercambiador por separado, dicho valor puede calcularse a partir de la siguiente ecuación:

$$R_s = 1/4 E_i(-r^2/(4t))$$

donde  $E_i$  denota la función integral exponencial (Carslaw Jaeger 1959),  $k$  indica la conductividad térmica del terreno (W/mK),  $\alpha$  indica la difusividad térmica del terreno ( $m^2/s$ ),  $r$  indica el radio del intercambiador geotérmico (m) y  $t$  indicaría el tiempo de uso del intercambiador geotérmico (s).

Como cálculo previo al segundo paso, es necesario conocer la distancia de cada tubo a todos los demás incluyendo los tubos imagen simétricamente dispuestos con respecto a la superficie.

En la siguiente figura se muestra un ejemplo para un intercambiador con dos tuberías enterradas.

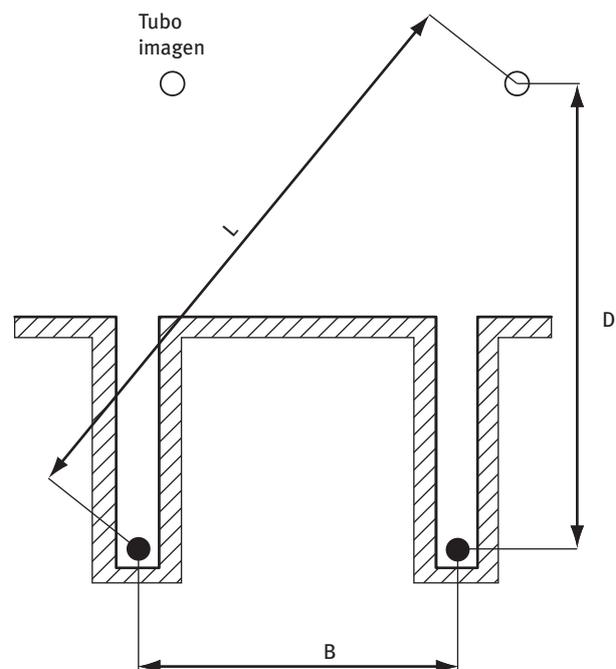


Figura A.I.1: Ejemplo intercambiador de dos tuberías horizontales enterradas

Donde  $L = (B^2 + D^2)^{1/2}$

- 2 Aplicar la fórmula del apartado 1 para calcular la Rs a todas las distancias calculadas en el punto anterior. Sumar el valor Rs de los tubos del intercambiador enterrado y restar el valor Rs de los tubos imágenes.
- 3 El valor Rs del intercambiador geotérmico será el resultado del valor obtenido en el apartado 2 dividido por el número total de los tubos (sin contar los tubos imagen).

Ejemplo de cálculo de la Rs para intercambiador horizontal:

- Intercambiador horizontal geotérmico: dos tuberías enterradas
- Difusividad térmica:  $0,645 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$
- Conductividad térmica:  $1,3 \text{ W/mK}$
- Profundidad de tuberías:  $1,2 \text{ m}$
- Separación entre tuberías:  $0,6 \text{ m}$
- Radio tubería:  $25 \text{ mm}$
- Horas de uso del intercambiador:  $1.000 \text{ horas}$

a) Calcular la distancia de cada tubo a todos los demás incluyendo los tubos imagen y calcular la Rs asociada a dicha distancia:

	Distancia	Rs
Tubo 1 a 1	$0,0125 \text{ m}$ (radio del tubo)	$0,6376$
Tubo 1 a 2	$0,600 \text{ m}$	$0,1660$
Tubo 1 a 3 (tubo imagen)	$2,400 \text{ m}$	$0,0267$
Tubo 1 a 4 (tubo imagen)	$2,474 \text{ m}$	$0,0251$
Tubo 2 a 1	$0,600 \text{ m}$	$0,1660$
Tubo 2 a 2	$0,0125 \text{ m}$	$0,6376$
Tubo 2 a 3 (tubo imagen)	$2,474 \text{ m}$	$0,0251$
Tubo 2 a 4 (tubo imagen)	$2,400 \text{ m}$	$0,0267$

b) Cálculo de la resistencia térmica por tubería:

$$R_s = (0,6376 + 0,1660 - 0,0267 - 0,0251 + 0,1660 + 0,6376 - 0,0251 - 0,0267) / 2 = 0,7518 \text{ mK/W}$$

**Para intercambiadores verticales**

Las distancias entre tubos se consideran con respecto a una sección horizontal paralela al suelo.

- 1 Seguir los mismos pasos 1-3 del procedimiento empleado para intercambiadores horizontales pero sin incluir tubos imagen, ya que éstos simulan los efectos de las oscilaciones superficiales de temperaturas que en el caso de los verticales no se tienen en cuenta.

Es importante señalar que este procedimiento sólo es válido para sistemas geotérmicos que estén balanceados energéticamente. En caso de que exista un flujo neto de calor estacional el procedimiento únicamente será válido para un periodo no superior a  $T = H^2 / (9)$ , siendo H la profundidad de la perforación en metros, la difusividad térmica ( $\text{m}^2/\text{s}$ ) y T el tiempo (s).

- 2 Para llevar a cabo un cálculo más refinado de intercambiadores geotérmicos verticales, teniendo en cuenta el efecto a largo plazo de la existencia de un flujo de calor neto, se aconseja consultar el método descrito en “Thermal Analysis of Heat Extraction Boreholes” P. Eskilson y, en todo caso, acudir a programas de dimensionado específicos.

**Cálculo del factor de utilización**

El factor de utilización representa la fracción de tiempo que está en marcha la bomba de calor y, por tanto, el tiempo de funcionamiento estacional de la instalación. Es un factor muy importante en el diseño de sistemas geotérmicos, ya que determina la cantidad de calor que el sistema va a intercambiar con el suelo a lo largo del año, es decir, el calor que se va a extraer del subsuelo durante el modo calefacción y el que se va a inyectar al subsuelo durante el modo refrigeración.

Una manera simple de calcular la carga térmica es asumir que es una función lineal de la temperatura del aire exterior. De este modo, sólo se necesita conocer la carga calorífica o frigorífica para dos valores de temperatura exterior. Además, si se asume, por ejemplo, que el edificio sólo demandará calor para condiciones inferiores a  $16 \text{ }^\circ\text{C}$  exteriores o que demandará frío a temperaturas superiores a los  $21 \text{ }^\circ\text{C}$  exteriores, se puede definir perfectamente esta relación lineal tomando como segundo punto el valor de cargas de diseño (condiciones más desfavorables en calefacción o refrigeración). En la figura A.1.2 se observa la distribución lineal carga térmica-temperatura exterior para una vivienda ubicada en Valencia.

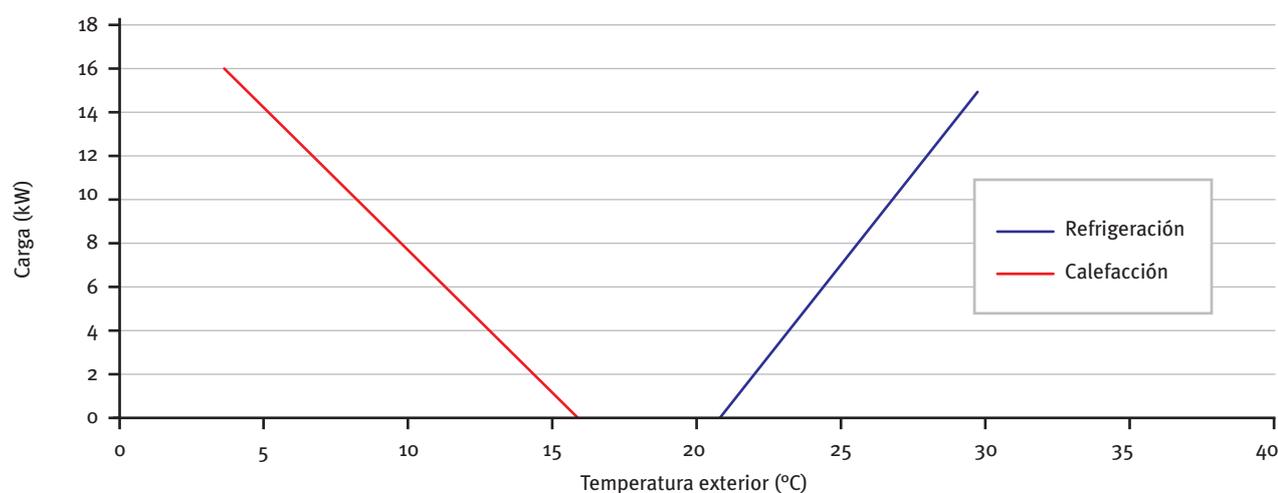


Figura A.I.2: Ejemplo carga térmica en función de la temperatura exterior

En la siguiente tabla se muestra, para distintas temperaturas exteriores, la carga térmica del edificio (calculada considerando la ecuación de las rectas representadas en la figura anterior) y la fracción de tiempo en la que la

bomba de calor estará en funcionamiento. Ésta se calcula como el cociente entre la carga térmica y la potencia de la bomba de calor seleccionada en las condiciones de diseño tanto para calefacción como para refrigeración.

	Text (°C)	Carga edificio (kW)	Potencia bomba de calor (kW)	Fracción marcha
Calefacción	4	15,6	18	0,87
	6	13	18	0,72
	10	7,8	18	0,43
	14	2,6	18	0,14
	16	0,0		
Refrigeración	21	0,0	15	
	23	3,3	15	0,22
	25	6,7	15	0,44
	27	10,0	15	0,67
	30	15,0	15	1,00
	33	20,0	15	1,00
	35	23,3	15	1,00

Tabla A.I.1: Ejemplo cálculo fracción de marcha de la bomba de calor

Para relacionar la fracción de marcha de la bomba de calor para cada temperatura exterior con el número de horas de funcionamiento hay que conocer el tiempo (en horas) que la temperatura del aire exterior se encuentra dentro de un determinado intervalo, en decir, los "bin hours". En la tabla A.I.2. se muestra el "bin hours" para la ciudad de Valencia en el mes de enero. Se representa el número de horas que se ha dado una determinada tem-

peratura en ese mes en intervalos de 1 °C. Estas tablas se pueden elaborar para cada mes a partir de las bases de datos climatológicas de la ubicación correspondiente.

A partir del "bin hour" correspondiente y de la fracción de marcha de la bomba de calor, se puede calcular el número de horas que la bomba de calor estará en funcionamiento ese mes (Tabla A.I.3)

Rango T (°C)	Nº de horas (bin hours)	Rango T (°C)	Nº de horas (bin hours)	Rango T (°C)	Nº de horas (bin hours)
0-0,9	0	8-8,9	75	16-16,9	7
1-1,9	5	9-9,9	75	17-17,9	8
2-2,9	3	10-10,9	62	18-18,9	2
3-3,9	22	11-11,9	44	19-19,9	1
4-4,9	67	12-12,9	44	20-20,9	0
5-5,9	77	13-13,9	44	21-21,9	2
6-6,9	78	14-14,9	19	22-22,9	0
7-7,9	89	15-15,9	20	23-23,9	0

Tabla A.I.2: Bin hour para la ciudad de Valencia en el mes de enero

Rango T (°C)	Text media (°C)	Carga edificio (kW)	Potencia bomba de calor (kW)	Fracción marcha	Bin hours	Horas marcha
0-0,9	0,5	20,15	18	1,00	0	0,0
1-1,9	1,5	18,85	18	1,00	5	5,0
2-2,9	2,5	17,55	18	0,98	3	2,9
3-3,9	3,5	16,25	18	0,90	22	19,9
4-4,9	4,5	14,95	18	0,83	67	55,6
5-5,9	5,5	13,65	18	0,76	77	58,4
6-6,9	6,5	12,35	18	0,69	78	53,5
7-7,9	7,5	11,05	18	0,61	89	54,6
8-8,9	8,5	9,75	18	0,54	75	40,6
9-9,9	9,5	8,45	18	0,47	75	35,2
10-10,9	10,5	7,15	18	0,40	62	24,6
11-11,9	11,5	5,85	18	0,33	44	14,3
12-12,9	12,5	4,55	18	0,25	44	11,1
13-13,9	13,5	3,25	18	0,18	44	7,9
14-14,9	14,5	1,95	18	0,11	19	2,1
15-15,9	15,5	0,65	18	0,04	20	0,7
16-16,9	16,5	0	18	0,00	7	0,0
					TOTAL	386,6

Tabla A.I.3: Ejemplo cálculo horas marcha bomba calor

Por tanto, teniendo en cuenta que la totalidad de horas del mes de enero son 744, el factor de utilización de la bomba de calor para el mes de enero en la ciudad de Valencia es de 0,52, es decir, el cociente entre el nº de horas de marcha de la bomba de calor y el nº de horas totales mes.

Mediante este procedimiento se puede calcular, considerando los meses de calefacción y de refrigeración, el factor de utilización de la instalación para cada modo de trabajo.

## APÉNDICE II - TÉRMINOS Y DEFINICIONES

**Capacidad térmica volumétrica:** cantidad de calor necesaria para elevar la temperatura de  $1 \text{ m}^3$  de terreno  $1 \text{ K}$ . Se expresa en  $\text{J}/\text{m}^3 \text{ K}$ .

**Calor específico de una sustancia ( $C_p$ ) ( $\text{kJ}/\text{Kg.K}$ ):** indica la capacidad de un material para almacenar energía interna en forma de calor; o dicho de manera formal, es la energía necesaria para incrementar en una unidad de temperatura una cantidad de sustancia.

**COP (Coefficient of performance):** ratio que indica la relación entre la potencia térmica producida por la bomba de calor y la potencia eléctrica consumida para suministrarla.

**Conductividad térmica:** es el flujo de calor transmitido por conducción a través de un cuerpo sometido a un gradiente de temperatura de un grado Kelvin por metro. Se expresa en  $\text{W}/\text{mK}$  o  $\text{W}/\text{m}^\circ\text{C}$ .

**Densidad fluido ( $\text{g}/\text{cm}^3$ ):** normalmente se representa por la letra  $\rho$  y se define como la cantidad de masa contenida en una unidad de volumen.

**Difusividad térmica:** ratio entre la capacidad de conducción del terreno y la capacidad térmica del terreno. Se mide en  $\text{m}^2/\text{s}$ .

**Entalpía:** parámetro termodinámico que indica el contenido de energía útil de una sustancia. Aplicada a un agente frigorígeno confinado en el interior de un circuito frigorífico se interpreta como indicador del contenido de calor total del fluido, en cada condición de estado en las que puede encontrarse a lo largo de su evolución en el circuito. Se mide en  $\text{J}/\text{kg}$ .

**Gradiente geotérmico:** es la variación de temperatura en función de la profundidad expresado en  $^\circ\text{C}/\text{km}$ .

**Nº Reynolds (Re):** valor adimensional que permite definir el carácter turbulento de un fluido.

**Permeabilidad:** capacidad de un material para ser atravesado por un fluido. Se expresa en  $\text{m}/\text{s}$ . La permeabilidad de los suelos permite determinar la velocidad de los flujos de agua subterránea.

**Punto congelación de un fluido ( $^\circ\text{C}$ ):** es la temperatura a la que dicho fluido se solidifica.

**Punto ebullición de un fluido ( $^\circ\text{C}$ ):** es la temperatura a la que dicho fluido se evapora, esto ocurre cuando la presión de vapor iguala a la presión atmosférica.

**Rendimiento estacional:** relación entre la energía producida por el sistema geotérmico en un periodo determinado de funcionamiento, normalmente periodo de calefacción o refrigeración, y la energía total consumida por el mismo, incluyendo todos los elementos (compresores, grupos hidráulicos, etc.).

**Roca magmática:** rocas formadas por la solidificación de un magma, una masa mineral fundida que incluye volátiles, gases disueltos.

**Roca metamórfica:** rocas producidas por la evolución de otra anterior al quedar ésta sometida a un ambiente energéticamente muy distinto del de su formación, mucho más caliente o más frío, o a una presión muy diferente.

**Roca sedimentaria:** rocas constituidas por diagénesis (compactación y cementación) de los sedimentos, materiales procedentes de la alteración en superficie de otras rocas, que posteriormente son transportados y depositados por el agua, el hielo y el viento, con ayuda de la gravedad o por precipitación desde disoluciones.

**Viscosidad ( $\eta$ ) ( $\text{Pa}\cdot\text{s}$ ):** es la oposición de un fluido a las deformaciones tangenciales; caracterizado por su resistencia a fluir, debida al rozamiento entre sus moléculas.

### APÉNDICE III - SÍMBOLOS Y UNIDADES

Concepto	Símbolo	Unidad utilizada
Presión	P	Bar
Entalpía	h	kJ/kg
<b>Propiedades del terreno</b>		
Temperatura del suelo en función del tiempo	T(z,t)	°C
Temperatura media anual del suelo	T <sub>m</sub>	°C
Oscilación de la temperatura superficial	A <sub>s</sub>	°C
Difusividad térmica del terreno		m <sup>2</sup> /s
Conductividad térmica	k	W/m°C o W/mK
Área de intercambio de calor	A	m <sup>2</sup>
Capacidad térmica	C	J/m <sup>3</sup> K
<b>Fluido circulante</b>		
Densidad fluido		g/cm <sup>3</sup>
Punto de congelación	T	°C
Punto de ebullición	T	°C
Calor específico	c <sub>p</sub>	KJ/kg.K
Viscosidad	μ	Pa.s · 10 <sup>-3</sup>
Caudal circulación	Q	m <sup>3</sup> /s
Viscosidad cinemática		m <sup>2</sup> /s
<b>Intercambiador enterrado</b>		
Temperatura máxima de la tierra	T <sub>H</sub>	°C
Temperatura mínima de la tierra	T <sub>L</sub>	°C
Profundidad	X <sub>s</sub>	m
Diámetro nominal de la sonda	DN	mm
Caudal de purgado	Q	m <sup>3</sup> /h

## APÉNDICE IV - NORMAS Y DOCUMENTOS PARA CONSULTA

- *Closed-Loop/Ground-Source Heat Pump Systems. Installation Guide.* National Rural Electric Cooperative Association, Oklahoma State University, International Ground Source Heat Pump Association.
- *Geothermal Heat Pumps. Introductory Guide.* National Rural Electric Cooperative Association, Electric Power Research Institute, Oklahoma State University, International Ground Source Heat Pump Association.
- VDI 4640. *Thermal Use of the Underground, Guideline of the German Association of Engineers (Verein Deutscher Ingenieure, VDI).* 4 parts, 2000-2002, Beuth Verlag, Berlin. 2002
- Kavanaugh, S. P. and Rafferty, K. *Ground-Source Heat Pumps - Design of Geothermal Systems for Commercial and Institutional Buildings.* American Society of Heating, Refrigeration and Air-Conditioning Engineers (ASHRAE), Atlanta, GA. 1997.
- Eugster, W. J. and L. Laloui, L. (eds.). *Geothermische Response Tests.* 130 p., GtV, Geeste, ISBN 3-932570-43-X. 2002.
- Sanner, B. et al. *Current status of ground source heat pumps and underground thermal storage in Europe.* *Geothermics*;32:579–88. 2003.
- Omer, A. M. *Ground-source heat pump systems and applications.* *Renew Sustain, Energy Review.* doi:10.1016/j.rser.2006.10.003. 2007.
- Florides, G. and Kalogirou, S. *Ground heat exchangers – a review of systems, models and applications.* *Renew Energy.* doi:10.1016/j.renene.2006.12.014. 2007.
- Urchueguía, J.F. et al. *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 & Management,* <http://dx.doi.org/10.1016/j.enconman.2008.03.001>. 2008.
- Pedersen, C.O. et al. *Load calculation principles.* American Society of Heating Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc. 1998.
- Eskilson, P. *Thermal Analysis of Heat Extraction Boreholes.* ISBN 91-7900-298-6.
- Carslaw, H. S. y Jaeger, J. C. (1959). *Conduction of heat in solids.* London, Oxford University Press, pp. 259-262.

**Guía nº 1:**  
Guía técnica.  
Mantenimiento de instalaciones térmicas

**Guía nº 2:**  
Guía técnica.  
Procedimientos para la determinación del rendimiento energético de plantas enfriadoras de agua y equipos autónomos de tratamiento de aire

**Guía nº 3:**  
Guía técnica.  
Diseño y cálculo del aislamiento térmico de conducciones, aparatos y equipos.  
Incluye CD-ROM con programa AISLAM

**Guía nº 4:**  
Guía técnica.  
Torres de refrigeración

**Guía nº 5:**  
Guía técnica.  
Procedimiento de inspección periódica de eficiencia energética para calderas

**Guía nº 6:**  
Guía técnica.  
Contabilización de consumos

**Guía nº 7:**  
Comentarios al Reglamento de Instalaciones Térmicas en los Edificios.  
RITE - 2007

**Guía nº 8:**  
Guía técnica.  
Agua caliente sanitaria central

**Guía nº 9:**  
Guía técnica.  
Ahorro y recuperación de energía en instalaciones de climatización

**Guía nº 10:**  
Guía técnica.  
Selección de equipos de transporte de fluidos

**Guía nº 11:**  
Guía técnica.  
Diseño de centrales de calor eficientes

**Guía nº 12:**  
Guía técnica.  
Condiciones climáticas exteriores de proyecto

**Guía nº 13:**  
Guía técnica.  
Procedimientos y aspectos de la simulación de instalaciones térmicas en edificios

**Guía nº 14:**  
Guía técnica.  
Diseño de sistemas de intercambio geotérmico de circuito cerrado









c/ Madera, 8 - 28004 Madrid  
Tel.: 91 456 49 00. Fax: 91 523 04 14  
comunicacion@idae.es  
www.idae.es



P.V.P.: 20 € (IVA incluido)