

ANEJO 8:

DISEÑO DEL INTERCAMBIADOR GEOTÉRMICO.

El objeto de este Anejo es el de determinar las necesidades energéticas de la vivienda y elegir una bomba de calor geotérmica acorde a tal demanda, mediante un catálogo del mercado. Para posteriormente dimensionar el intercambiador geotérmico en función de las características del terreno.

Contenido

1	OBJETO Y ALCANCE.....	2
2	DETERMINACIÓN DE LA DEMANDA ENERGÉTICA DE LA VIVIENDA.....	3
3	ELECCIÓN DE LA BOMBA DE CALOR GEOTÉRMICA.	8
4	CÁLCULOS PARA EL CIRCUITO PRIMARIO DE LA INSTALACIÓN GEOTÉRMICA.	12
4.1	LONGITUD DEL INTERCAMBIADOR GEOTÉRMICO.	12
4.2	RESISTENCIA TÉRMICA DE LOS TUBOS.	14
4.3	CONDICIONES DE FLUJO PARA EL FLUIDO DE TRABAJO.....	18
4.4	DETERMINACIÓN DE LAS TEMPERATURAS DE TRBAJO DEL FLUIDO. 20	
4.5	EFICIENCIA DEL SISTEMA.....	23
4.6	TEMPERATURAS DEL TERRENO.....	25
4.7	RESISTENCIA TÉRMICA DEL TERRENO.	29
4.8	FACTOR DE USO.	35
5	PROCESO DE DIMENSIONADO DEL INTERCAMBIADOR GEOTÉRMICO. 41	

1 OBJETO Y ALCANCE.

El objeto de este Anejo es el de determinar las necesidades energéticas de la vivienda y elegir una bomba de calor geotérmica acorde a tal demanda, mediante un catálogo del mercado. Para posteriormente dimensionar el intercambiador geotérmico en función de las características del terreno.

El cálculo de la demanda involucra dos partes, una para el modo calefacción y otra para el modo refrigeración. A partir de los datos obtenidos del cálculo de la demanda térmica se realizará un diseño del circuito primario para el intercambiador geotérmico vertical de circuito cerrado.

En este trabajo, dado que no se tiene claramente definida la geometría y materiales de la vivienda, no se realizará un cálculo detallado, siguiendo todas las indicaciones del código técnico, sin embargo se hará una estimación de la carga energética de la vivienda siguiendo unos estándares de referencia según la zona y el uso del edificio. Esta simplificación no exime al proyectista de la vivienda, en caso de su construcción, de un análisis posterior en profundidad para estimar de forma más precisa la carga térmica de la vivienda.

2 DETERMINACIÓN DE LA DEMANDA ENERGÉTICA DE LA VIVIENDA.

Para determinar la demanda energética del edificio se utilizará el software gratuito Clima de ATECYR, a fin de conseguir unos datos realistas, del lado de la seguridad, para el sistema de climatización de la vivienda, de tal forma que sea posible realizar un dimensionamiento básico del intercambiador geotérmico.

El programa permite introducir la zona climática y el uso del edificio, en este caso se utilizan los datos climáticos correspondientes a la estación de Valencia (Manises) (8414A), y se define el uso del edificio como uso residencial.

En las gráficas de la Figura 8. 1, se puede ver la distribución para la ponderación del uso de luces, equipos y ocupación de personas.

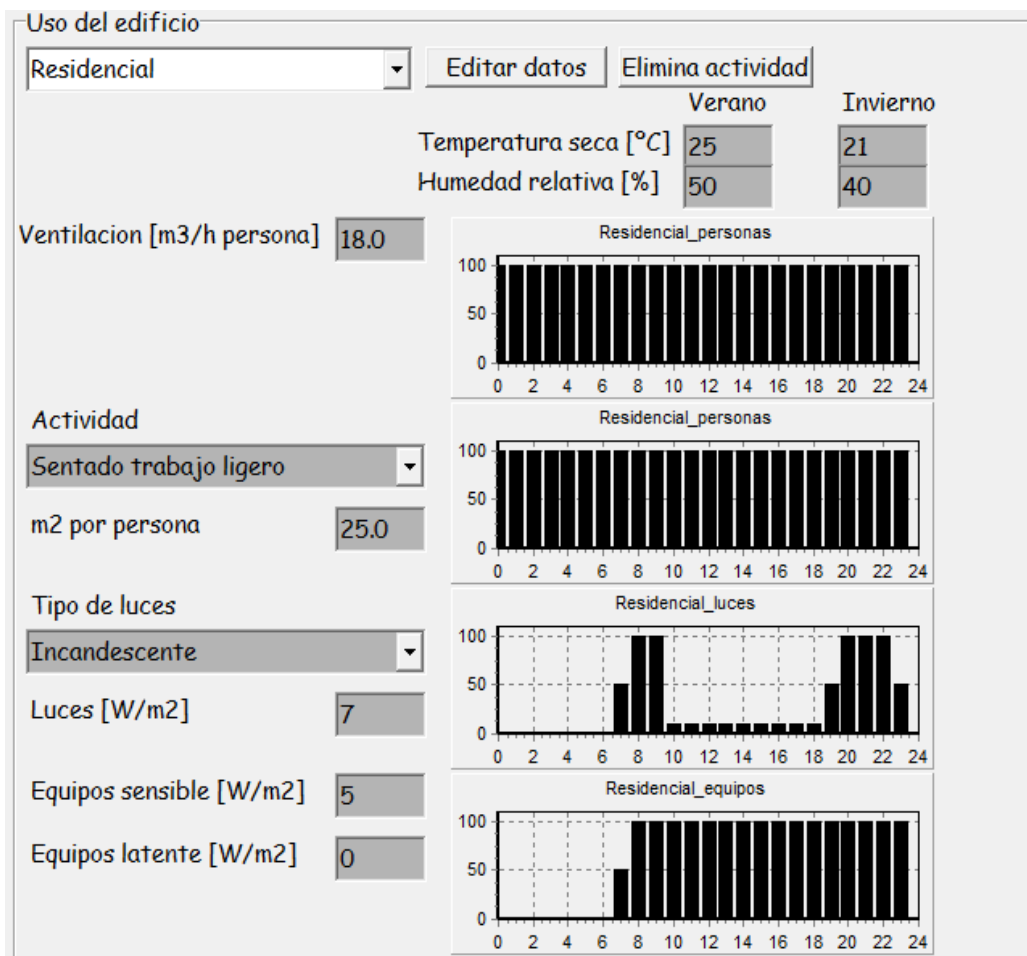


Figura 8. 1. Distribución horaria de uso de luces, equipos y tránsito de personas. Elaboración propia. Software CLIMA.

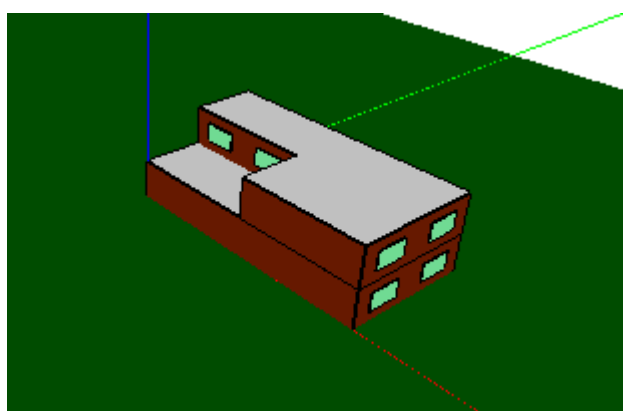


Figura 8. 2. Vista 3D de las zonas acondicionadas del edificio. Elaboración propia. Software CLIMA.

En las siguientes gráficas se observan las cargas térmicas medias mensuales del edificio, en modo refrigeración y modo calefacción, en función de las horas del día, para el mes más caliente y más frío del año, respectivamente.

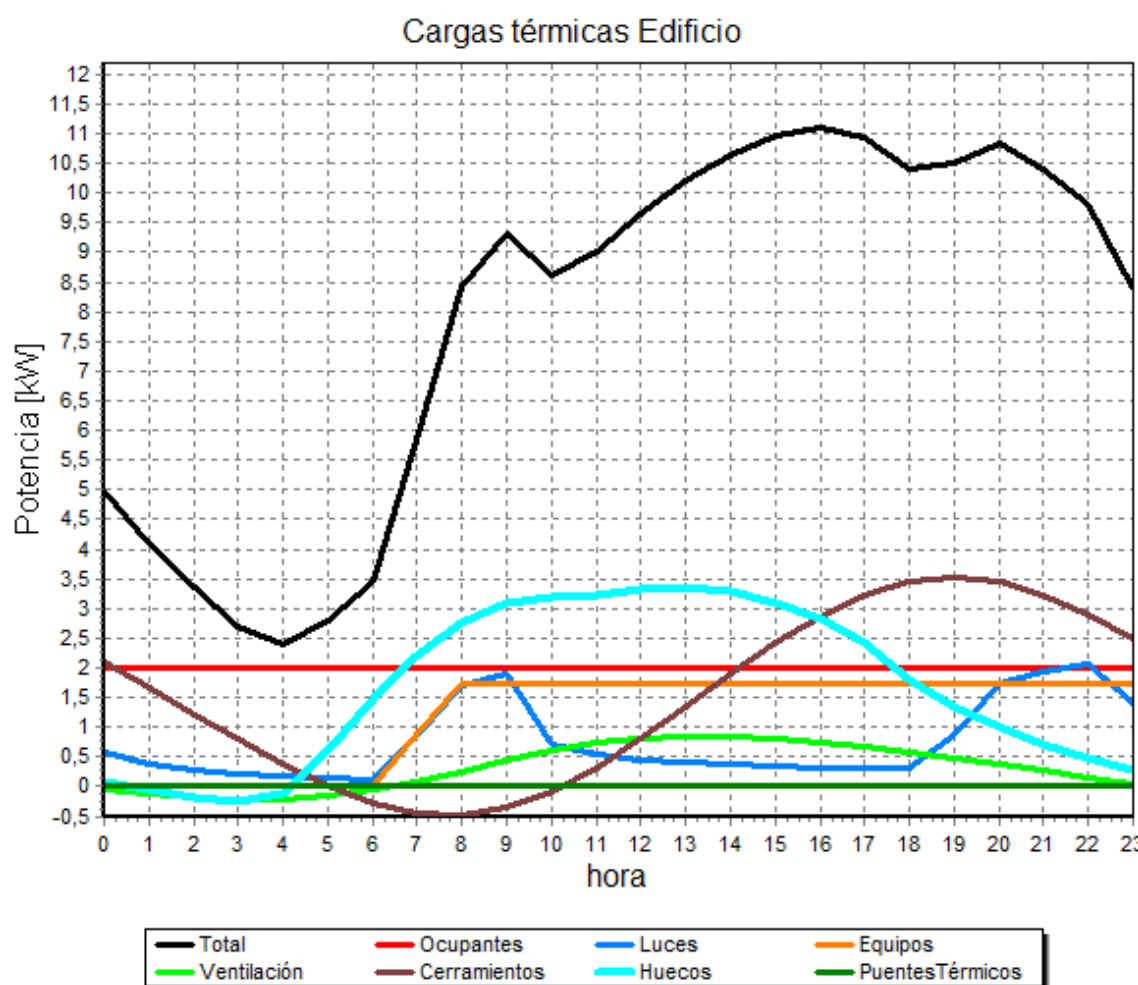


Figura 8. 3. Cargas térmicas medias mensuales del edificio para el mes de julio en función de las horas del día (modo refrigeración). Elaboración propia. Software CLIMA.

Como se aprecia en la figura anterior, la máxima potencia necesaria para refrigeración se da a las 16 horas, con un valor de 11.08 KW, para el modo de refrigeración.

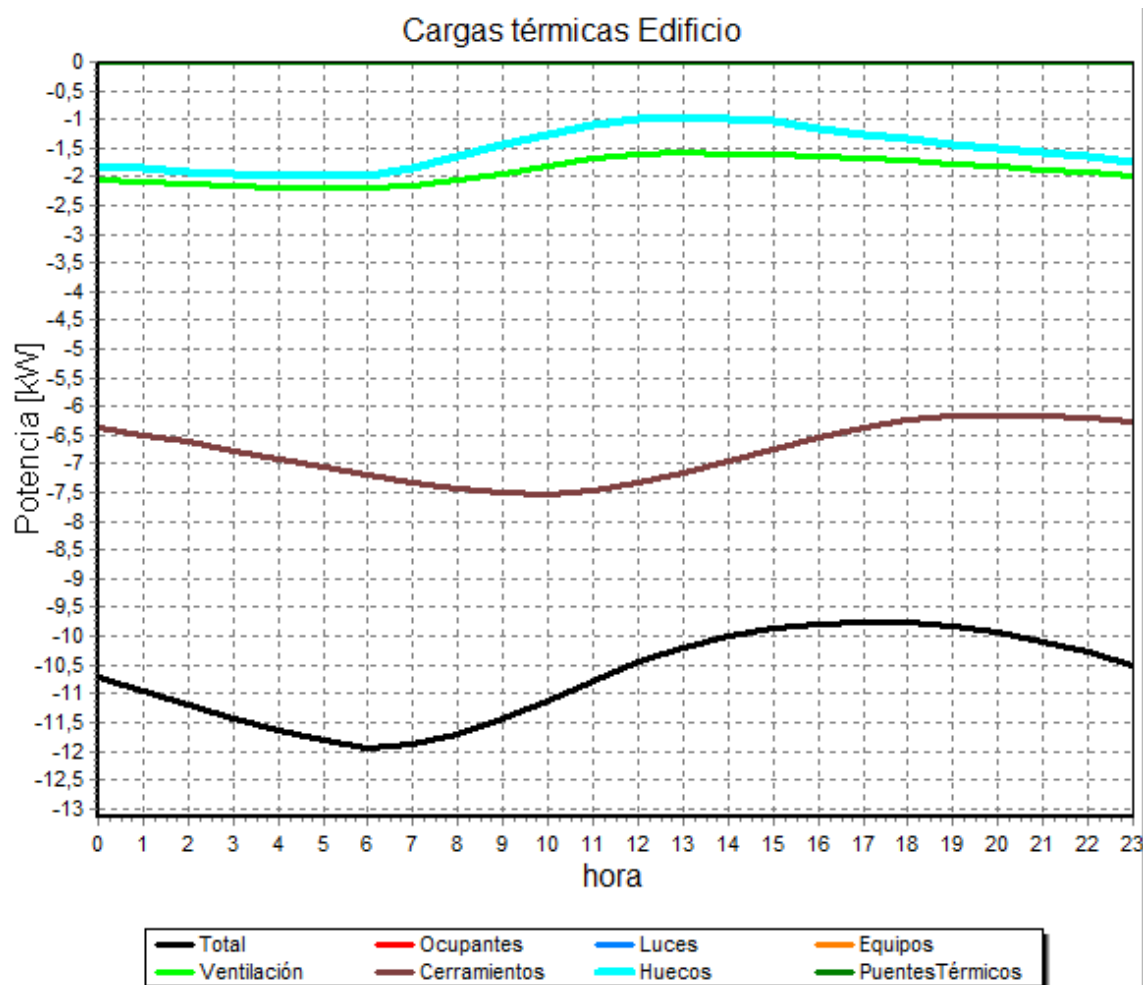


Figura 8. 4. Cargas térmicas medias mensuales del edificio para el mes de febrero en función de las horas del día (modo calefacción). Elaboración propia. Software CLIMA.

Para el modo calefacción, la hora de mayor carga térmica se da a las 6 horas, con un valor de 11.95 KW.

Estos datos serán utilizados como punto de partida para el diseño del intercambiador geotérmico para ambos modos.

La demanda energética mensual viene expresada en la siguiente gráfica, la cual puede ser utilizada para ajustar los parámetros de la bomba de calor en función del mes del año y así optimizar el gasto de energía para la climatización, quedando esto fuera del alcance de este trabajo fin de grado.

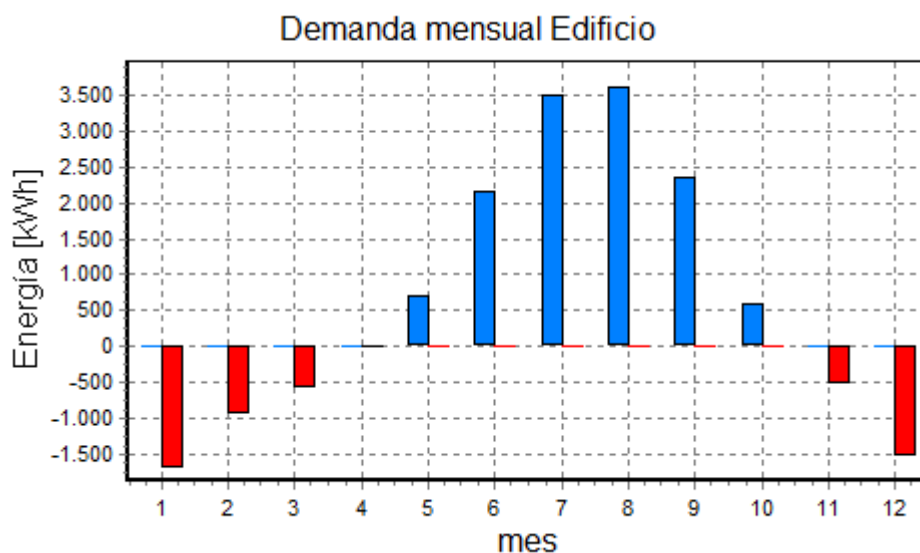


Figura 8. 5. Demanda energética mensual del edificio. Elaboración propia. Software CLIMA.

3 ELECCIÓN DE LA BOMBA DE CALOR GEOTÉRMICA.

El diseño del intercambiador geotérmico se realizará siguiendo las indicaciones de la Guía técnica para el diseño de bombas de calor geotérmicas del Instituto para la Diversificación y ahorro de la Energía.

El diseño del intercambiador geotérmico se ve fuertemente condicionado por la solución adoptada para la cimentación y viceversa, tal y como se menciona en el Anejo 7. Dado que la solución para la cimentación será por medio de pilotes excavados in-situ, es inmediata la elección de intercambiadores verticales de circuito cerrado, para el circuito primario de la instalación geotérmica.

Para determinar las dimensiones del intercambiador geotérmico en modo calefacción y refrigeración necesitaremos, previamente, conocer la potencia de calefacción y de refrigeración de la bomba de calor. Para ello, se ha considerado el catálogo de bombas de calor geotérmicas de la empresa “NIBE”.

Tipo F1345-	TRIFÁSICAS			
	24	30	40	60
Datos según norma EN 255 (excluyendo bombas circulatorias)				
Potencia entregada a 0/35°C (kW)	23.20	31.30	40.00	57.80
Potencia consumida a 0/35°C (kW)	4.84	6.67	8.17	12.70
COP a 0/35°C	4.79	4.69	4.89	4.55
Datos según norma EN 14511				
Calefacción				
Potencia entregada a 0/35°C (kW)	22.50	30.70	40.00	57.70
Potencia consumida a 0/35°C (kW)	5.05	7.00	8.88	14.10
COP a 0/35°C	4.42	4.36	4.51	4.10
Potencia entregada a 5/35°C ** (kW)	26.40	35.20	45.60	65.10
Potencia consumida a 5/35°C ** (kW)	5.15	7.01	9.12	14.30
COP a 5/35°C **	5.13	5.02	5.00	4.55
Potencia entregada a 0/45°C (kW)	21.50	30.1	39.00	55.10
Potencia consumida a 0/45°C (kW)	6.08	8.47	10.60	16.50
COP a 0/45°C	3.50	3.53	3.68	3.35
Potencia entregada a 5/45°C *** (kW)	24.90	34.70	44.40	62.30
Potencia consumida a 5/45°C *** (kW)	6.20	8.65	10.90	16.90
COP a 5/45°C ***	4.02	4.01	4.07	3.69
Potencia entregada a 0/55°C (kW)	21.10	29.30	37.80	52.40
Potencia consumida a 0/55°C (kW)	7.13	9.84	11.90	18.20
COP a 0/55°C	2.96	2.98	3.18	2.88
Refrigeración				
Potencia entregada a 35/10°C (kW)	24.71	32.50	42.10	62.10
Potencia consumida a 35/10°C (kW)	5.39	7.80	9.70	16.10
EER a 35/10°C	4.58	4.17	4.34	3.86
Tensión de alimentación (V)	400VAC 50Hz			
Fusible mínimo (tipo C) excluyendo resistencia (A)	20	25	32	50
Refrigerante (R407C/R410A)* (kg)	2 x 2.2	2 x 2.3	2 x 2.4	2 x 2.4*
Máxima temp. medio calentamiento impulsión/retorno (°C)	65/58			
Potencia nivel sonoro (LwA)* (dBA)	49	49	49	51
Alto (mm)	1800			
Ancho (mm)	600			
Fondo (mm)	620			
Peso Neto (kg)	325	335	352	353

*De acuerdo con la norma EN 12102 a 0/35°C

**Los valores en el punto 5/35°C son valores interpolados de los puntos 0/35°C y 10/35°C según la norma EN 14511

***Los valores en el punto 5/45°C son valores interpolados de los puntos 0/45°C y 10/45°C según la norma EN 14511

NIBE GEOTERMIA 17

Figura 8. 6. Especificaciones técnicas para bombas de calor geotérmicas, gama F1345. Página web de NIBE.

		MONOFÁSICAS				TRIFÁSICAS						
Tipo F1145-		5	8	10	12	5	6	8	10	12	15	17
Datos según norma EN 14511 Calefacción												
Potencia entregada a 0/35°C	(kW)	4.65	8.15	9.98	11.60	4.65	6.07	7.67	9.66	11.48	15.37	16.89
Potencia consumida a 0/35°C	(kW)	1.08	1.78	2.20	2.64	1.08	1.32	1.64	2.01	2.51	3.48	3.93
COP a 0/35°C		4.30	4.58	4.54	4.39	4.30	4.59	4.68	4.81	4.57	4.42	4.30
Potencia entregada a 5/35°C ***	(kW)	5.60	9.26	11.56	13.34	5.60	6.87	9.20	11.24	13.30	17.83	19.41
Potencia consumida a 5/35°C ***	(kW)	1.13	1.83	2.21	2.75	1.13	1.35	1.73	2.10	2.66	3.88	4.37
COP a 5/35°C ***		4.96	5.06	5.23	4.85	4.96	5.09	5.32	5.35	5.00	4.60	4.44
Potencia entregada a 0/45°C	(kW)	3.98	7.75	9.49	10.99	3.98	5.19	6.70	8.55	10.99	14.68	16.10
Potencia consumida a 0/45°C	(kW)	1.17	2.11	2.60	3.11	1.17	1.46	1.83	2.27	3.02	4.09	4.49
COP a 0/45°C		3.40	3.67	3.65	3.53	3.40	3.56	3.67	3.77	3.64	3.63	3.59
Potencia entregada a 5/45°C ****	(kW)	4.92	8.82	10.51	12.86	4.92	6.35	8.20	10.18	12.84	17.23	18.72
Potencia consumida a 5/45°C ****	(kW)	1.26	2.16	2.49	3.22	1.25	1.55	1.95	2.41	3.15	4.52	4.98
COP a 5/45°C ****		3.90	4.08	4.22	3.99	3.94	4.10	4.21	4.22	4.08	3.81	3.76
Potencia entregada a 0/55°C	(kW)	3.23	7.41	7.93	10.64	3.23	4.54	5.93	7.58	10.71	14.59	15.99
Potencia consumida a 0/55°C	(kW)	1.18	2.42	2.48	3.59	1.18	1.54	1.94	2.38	3.44	4.96	5.21
COP a 0/55°C		2.74	3.06	3.20	2.97	2.74	2.96	3.06	3.19	3.11	2.94	3.07
Refrigeración												
Potencia entregada a 35/10°C	(kW)	5.36	8.49	11.08	12.22	5.36	6.29	8.91	10.63	12.30	15.99	17.08
Potencia consumida a 35/10°C	(kW)	1.18	1.88	2.35	2.86	1.18	1.38	1.82	2.19	2.81	4.29	4.85
EER a 35/10°C		4.54	4.52	4.71	4.27	4.54	4.56	4.90	4.85	4.34	3.73	3.52
Tensión de alimentación (V)	(V)	230V 50Hz				400VAC 50Hz						
Fusible mínimo (tipo C) excluyendo resistencia	(A)	16	20	25	25	16	16	16	16	16	16	16
Resistencia eléctrica máxima	(kW)	7				9						
Refrigerante (R407C)	(kg)	1.2	1.7	2.0	2.0	1.2	1.5	1.8	2.1	2.0	1.8	1.8
Máxima temp. medio calentamiento impulsión/retorno	(°C)	65/58				65/58						
Potencia nivel sonoro (LwA)*	(dBA)	37	43	43	43	37	42	43	43	43	42	42
Presión nivel sonoro (LpA)**	(dBA)	22	28	28	28	27	27	28	28	28	27	27
Alto	(mm)	1500				1500						
Ancho	(mm)	600				600						
Fondo	(mm)	620				620						
Peso Neto	(kg)	160	180	185	190	160	170	180	185	190	200	205

*De acuerdo con la norma EN 12102 a 0/35°C

**De acuerdo con la norma EN 11203 a 0/35°C a 1 m de distancia

***Los valores en el punto 5/35°C son valores interpolados de los puntos 0/35°C y 10/35°C según la norma EN 14511

****Los valores en el punto 5/45°C son valores interpolados de los puntos 0/45°C y 10/45°C según la norma EN 14511

NIBE GEOTERMIA 9

NIBE GEOTERMIA 9

Figura 8. 7. Especificaciones técnicas para bombas de calor geotérmicas, gama F1145. Página web de NIBE.

En el caso de aplicación, se necesita una potencia de calefacción de 11.95 KW y una potencia de refrigeración de 11.08 KW. Como en los resultados obtenidos para la demanda energética solamente se ha contado con el cerramiento exterior, cabe esperar que cuando se disponga la tabiquería se reduzca ligeramente la demanda energética, pues habrá menos pérdidas por convección y conducción, al dificultar el flujo de calor del interior hacia el exterior. También es cierto que si no se consigue una buena iluminación de las zonas interiores, se reducirán los aportes por radiación solar. Por ello, se ha de elegir una bomba de calor que supere las necesidades de potencia. En el catálogo de la Figura 8. 6 observamos las especificaciones técnicas para la gama de bombas de calor geotérmicas F1345, que funcionan correctamente con el fluido refrigerante R407C y R410A. No obstante, las potencias son muy superiores a las necesarias, por lo que se necesitará una bomba de calor de la gama F1145.

En la gama F1145 el fluido refrigerante es el R407C y las potencias son más cercanas a las necesarias, en concreto, la F1145-15 es la que supera las necesidades energéticas, para el rango de temperaturas de 0/35°C.

La probabilidad de que la temperatura de entrada y salida del intercambiador al evaporador (condensador en modo refrigeración) baje por debajo de los 0°C o suba por encima de 35°C es muy baja, por lo que se seleccionará la bomba de calor F1145-12, por tener unas potencias adecuadas en el rango de temperaturas anterior.

		MONOFÁSICAS			
Tipo F1145-		5	8	10	12
Potencia entregada a 5/35°C ***	(kW)	5.60	9.26	11.56	13.34
Potencia consumida a 5/35°C ***	(kW)	1.13	1.83	2.21	2.75
COP a 5/35°C ***		4.96	5.06	5.23	4.85
Refrigeración					
Potencia entregada a 35/10°C	(kW)	5.36	8.49	11.08	12.22
Potencia consumida a 35/10°C	(kW)	1.18	1.88	2.35	2.86
EER a 35/10°C		4.54	4.52	4.71	4.27
Tensión de alimentación (V)	(V)	230V 50Hz			
Refrigerante (R407C)	(kg)	1.2	1.7	2.0	2.0

Figura 8. 8. Resumen de especificaciones técnicas para bombas de calor geotérmicas, gama F1145. Página web de NIBE.

4 CÁLCULOS PARA EL CIRCUITO PRIMARIO DE LA INSTALACIÓN GEOTÉRMICA.

4.1 LONGITUD DEL INTERCAMBIADOR GEOTÉRMICO.

En el apartado 5.1.5.7 “Cálculo de la longitud del intercambiador enterrado” se indica la siguiente formulación matemática:

$$L_{Calefacción} = \frac{Q_{calefacción} \cdot \frac{COP_{Calefacción} - 1}{COP_{Calefacción}} \cdot (R_P + R_S \cdot F_{calefacción})}{T_L - T_{min}} \quad (8. 1)$$

$$\begin{aligned} &L_{Refrigeración} \\ &= \frac{Q_{Refrigeración} \cdot \frac{COP_{Refrigeración} + 1}{COP_{Refrigeración}} \cdot (R_P + R_S \cdot F_{Refrigeración})}{T_H - T_{máx}} \end{aligned} \quad (8. 2)$$

Donde:

Q : Es la potencia de la bomba de calor para el modo considerado en W.

COP : Es el Coefficient of Performance de la bomba de calor para el modo considerado.

R_p : Es la resistencia térmica de los tubos en m^*K/W .

R_s : Es la resistencia térmica de la tierra en m^*K/W .

F : Es el factor de uso para el modo considerado.

T_{min} : Es la temperatura mínima de trabajo para el fluido del intercambiador geotérmico.

T_L : Es la temperatura mínima de la tierra.

T_{max} : Es la temperatura máxima de trabajo para el fluido del intercambiador geotérmico.

T_H : Es la temperatura máxima de la tierra.

En la ecuación (8. 1), el factor $\frac{COP_{Calefacción}-1}{COP_{Calefacción}}$, es equivalente a la relación entre el flujo de calor extraído del foco frío y la potencia de calefacción de la bomba de calor, por lo que al multiplicarlo por la potencia de la bomba de calor, obtenemos el flujo de energía extraído del foco frío. Al multiplicarlo por las resistencias térmicas se obtienen unidades de longitud por temperatura [$m^* K$], por lo que al dividirlo entre el salto de temperaturas, se obtienen unidades de longitud, que nos indican que si el terreno y el fluido de trabajo se encuentran a la misma temperatura haría falta una longitud infinita de intercambiador enterrado para permitir el intercambio de energía. Por el contrario, si forzamos a que el salto de temperaturas sea muy elevado, implicaría que la temperatura del fluido en el evaporador debería ser muy baja y por tanto se reduciría considerablemente el COP del sistema, aumentando los costes de mantenimiento, pese a la disminución de costes de inversión en el intercambiador. Es por ello que se buscará un compromiso entre la longitud del intercambiador y la temperatura del evaporador fijando un salto de temperaturas de $10^{\circ}C$ entre el fluido en el intercambiador geotérmico y el evaporador, al igual que para el fluido en el condensador y el ambiente interior.

4.2 RESISTENCIA TÉRMICA DE LOS TUBOS.

Para el cálculo de la resistencia térmica de los tubos se puede emplear la siguiente expresión:

$$R_p = \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot K_p} \cdot \ln \frac{D_e}{D_i} \quad (8.3)$$

Donde:

K_p : Es la conductividad del tubo en W/(m*K), que se puede obtener de la Figura 8.9.

D_e : Es el diámetro exterior del tubo.

D_i : Es el diámetro interior del tubo.

POLIETILENO					
Tipo	Presión (Bar)	Diam Nominal (Pul)	DN=Do Exterior (mm)	Di Interior (mm)	Kp (W/m K)
PE32	4	3/4"	20	17,6	0,40678
		1"	25	21,0	0,40678
		1 1/4"	32	28,0	0,40678
		1 1/2"	40	35,2	0,40678
		2"	50	44,0	0,40678
		2 1/2"	63	55,4	0,40678
	6	3/4"	20	16,0	0,40678
		1"	25	20,4	0,40678
		1 1/4"	32	26,2	0,40678
		1 1/2"	40	32,6	0,40678
		2"	50	40,8	0,40678
		2 1/2"	63	51,4	0,40678
	10	3/4"	20	14,4	0,40678
		1"	25	18,0	0,40678
		1 1/4"	32	23,2	0,40678
		1 1/2"	40	29,0	0,40678
		2"	50	36,2	0,40678
		2 1/2"	63	45,8	0,40678

PE50A	6	3/4"	-	-	0,43
		1"	25	21,0	0,43
		1 1/4"	32	28,0	0,43
		1 1/2"	40	35,2	0,43
		2"	50	44,0	0,43
		2 1/2"	63	55,4	0,43
	10	3/4"	20	16,0	0,43
		1"	25	20,4	0,43
		1 1/4"	32	26,2	0,43
		1 1/2"	40	32,6	0,43
		2"	50	40,8	0,43
		2 1/2"	63	51,4	0,43
	16	3/4"	-	-	0,43
		1"	-	-	0,43
		1 1/4"	32	23,2	0,43
		1 1/2"	40	29,0	0,43
		2"	50	36,2	0,43
		2 1/2"	63	45,8	0,43

POLIETILENO					
Tipo	Presión (Bar)	Diam Nominal (Pul)	DN=Do Exterior (mm)	Di Interior (mm)	Kp (W/m K)
PE50B	6	3/4"	-	-	0,29
		1"	25	21,0	0,29
		1 1/4"	32	28,0	0,29
		1 1/2"	40	35,2	0,29
		2"	50	44,0	0,29
		2 1/2"	63	55,4	0,29
	10	3/4"	20	16,0	0,29
		1"	25	20,4	0,29
		1 1/4"	32	26,2	0,29
		1 1/2"	40	32,6	0,29
		2"	50	40,8	0,29
		2 1/2"	63	51,4	0,29
	16	3/4"	20	14,4	0,29
		1"	25	18,0	0,29
		1 1/4"	32	23,2	0,29
		1 1/2"	40	29,0	0,29
		2"	50	36,2	0,29
		2 1/2"	63	45,8	0,29
PE80	6	3/4"	-	-	0,43
		1"	-	-	0,43
		1 1/4"	-	-	0,43
		1 1/2"	40	35,4	0,43
		2"	50	45,2	0,43
		2 1/2"	63	57,0	0,43
	10	3/4"	20	16,0	0,43
		1"	25	21,0	0,43
		1 1/4"	32	27,2	0,43
		1 1/2"	40	34,0	0,43
		2"	50	42,6	0,43
		2 1/2"	63	53,6	0,43

PE100	6	3/4"	20	16,0	0,43
		1"	25	21,0	0,43
		1 1/4"	32	28,0	0,43
		1 1/2"	40	35,4	0,43
		2"	50	45,4	0,43
		2 1/2"	63	58,2	0,43
	10	3/4"	20	16,0	0,43
		1"	25	21,0	0,43
		1 1/4"	32	27,2	0,43
		1 1/2"	40	35,2	0,43
		2"	50	44,0	0,43
		2 1/2"	63	55,4	0,43
	16	3/4"	20	16,0	0,43
		1"	25	20,4	0,43
		1 1/4"	32	26,2	0,43
		1 1/2"	40	32,6	0,43
		2"	50	40,8	0,43
		2 1/2"	63	51,4	0,43
	25	3/4"	-	-	0,43
		1"	25	18,0	0,43
		1 1/4"	32	23,2	0,43
		1 1/2"	40	29,0	0,43
		2"	50	36,2	0,43
		2 1/2"	63	45,8	0,43

Figura 8. 9. Características de los tubos de polietileno. Guía técnica de sistemas de Bomba de Calor Geotérmica, IDAE.

La elección del tipo de tubo a emplear dependerá de la presión de trabajo y de las limitaciones para la longitud del intercambiador, pues para un mismo espesor, cuanto mayor es el diámetro menor es la resistencia térmica y, por tanto, también la longitud necesaria de intercambiador.

4.3 CONDICIONES DE FLUJO PARA EL FLUIDO DE TRABAJO.

Para determinar el caudal de diseño, se impondrá que el flujo ha de ser turbulento para así favorecer el intercambio de calor por medio de la convección, esto implica que el número de Reynolds ha de ser considerablemente mayor a 2300, tal y como muestra la siguiente expresión:

$$Re = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot \nu \cdot D} \gg 2300 \quad (8.4)$$

Donde:

Q : Es el caudal en m/s.

ν : Es la viscosidad cinemática del fluido en m²/s.

D : Es el diámetro interior.

La presión de la tubería influirá en la determinación de su diámetro, para ello se calculará la presión en los puntos más desfavorables, a mayor profundidad. Para el cálculo de la presión se iguala el trinomio de Bernoulli a las pérdidas por fricción a lo largo del intercambiador geotérmico, de tal forma que la energía al inicio de la impulsión menos las pérdidas por fricción a lo largo de toda la longitud del intercambiador es igual a cero, por lo que el fluido puede retornar justo hasta el punto de inicio. Del razonamiento anterior se deduce la siguiente expresión.

$$P = \gamma \cdot \left(\frac{8 \cdot Q^2}{9.81 \cdot \pi^2 \cdot D^4} \cdot \left(f \cdot \frac{L}{D} - 1 \right) - Z \right) \quad (8.5)$$

Donde:

γ : Es el peso específico del agua.

f : Es el factor de fricción.

Z : Es la profundidad.

El factor de fricción se puede obtener de la siguiente ecuación iterativa:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \cdot \log \left(\frac{\varepsilon/D}{3.71} + \frac{2.51}{Re \cdot \sqrt{f}} \right) \quad (8.6)$$

Donde:

ε/D : Es la rugosidad relativa.

Re : Es el número de Reynolds.

Para flujo turbulento completamente desarrollado, se puede despreciar el segundo término del logaritmo decimal, convirtiéndose así en una función directa de la rugosidad.

4.4 DETERMINACIÓN DE LAS TEMPERATURAS DE TRBAJO DEL FLUIDO.

En el circuito primario del intercambiador geotérmico se produce una variación de la temperatura del fluido de trabajo tras la extracción de energía calorífica que tiene lugar en el evaporador, a la entrada de la bomba de calor, pues el intercambio no se hace en condiciones ideales, ya que existen pérdidas de energía y el intercambiador no tiene longitud infinita. Es conveniente limitar el incremento de temperatura a 4°C, pues de lo contrario, se generarían flujos de calor, que limitarían la eficiencia del sistema.

Para calcular el incremento de temperatura producido en el evaporador, debido a la transmisión de calor entre el evaporador y el fluido del intercambiador, se ha de plantear un balance de energía, como se muestra a continuación:

$$\dot{Q} = \dot{m} \cdot C_p \cdot \Delta T \quad (8. 7)$$

Donde:

\dot{Q} : Es el flujo de calor.

\dot{m} : Es el caudal másico.

C_p : Es el poder calorífico del fluido de trabajo en J/(Kg*K).

ΔT : Es el incremento de temperaturas.

El balance anterior también se puede expresar de la siguiente forma, según se muestra en la Guía técnica para el diseño de bombas de calor geotérmica del IDAE en el apartado 5.1.5.2 “Determinar las temperaturas máximas y mínimas de entrada del fluido a la bomba de calor”.

$$\Delta T = \frac{Q_{calefacción} \cdot \frac{COP_{calefacción} - 1}{COP_{calefacción}}}{C_p \cdot Q} \quad (8.8)$$

$$\Delta T = \frac{Q_{refrigeración} \cdot \frac{COP_{refrigeración} + 1}{COP_{refrigeración}}}{C_p \cdot Q} \quad (8.9)$$

Siguiendo la nomenclatura anteriormente utilizada, donde Q representa el caudal en m³/s.

Las temperaturas de entrada y salida del fluido se definen a partir del incremento de temperatura, para el modo calefacción y el modo refrigeración, según se indica a continuación.

$$T_{Salida, calefacción} = T_{entrada} - \Delta T \quad (8.10)$$

$$T_{Salida, refrigeración} = T_{entrada} + \Delta T \quad (8.11)$$

El incremento de temperatura se produce entre la entrada y salida del fluido al evaporador (en modo calefacción), por lo que se tomará como la temperatura del intercambiador, " T_{min} ", la media entre las dos anteriores tal y como se indica en la guía del IDAE.

$$T_{min} = \frac{T_{entrada} + T_{salida}}{2} \quad (8. 12)$$

Para el modo refrigeración se considera la temperatura máxima, " $T_{máx}$ ", en lugar de " T_{min} ".

Para la temperatura de entrada del fluido al evaporador (en modo calefacción), también llamada temperatura de trabajo, se considerará la media entre la temperatura mínima exterior y la del terreno, para el funcionamiento en modo calefacción; mientras que para el modo de refrigeración, se emplearán temperaturas máximas, para así sobreponderar los efectos térmicos.

$$T_{entrada} = \frac{T_{min.ext} + T_L}{2} \quad (8. 13)$$

$$T_{entrada} = \frac{T_{máx.ext} + T_H}{2} \quad (8. 14)$$

Aunque la anterior expresión no se puede justificar completamente, los valores que obtendremos serán inferiores a la temperatura mínima del terreno (en modo calefacción), pues la temperatura mínima exterior siempre será menor a la del terreno. El planteamiento para el circuito de refrigeración es similar, pero con temperaturas máximas.

Es importante que los valores de las temperaturas de entrada al evaporador, para el sistema de calefacción y refrigeración, estén en el rango de temperaturas admisible para la bomba de calor.

4.5 EFICIENCIA DEL SISTEMA.

El coefficient of performance “COP” determina la eficiencia del sistema y se puede calcular dividiendo la energía obtenida entre el trabajo aportado por el compresor.

$$COP_{calefacción} = \frac{Q_{Foco\ caliente}}{Q_{Foco\ caliente} - Q_{Foco\ frio}} = \frac{E_{\acute{u}til}}{W_{absorbido}} = \frac{T_c}{T_c - T_f} \cdot \mu \quad (8. 15)$$

$$\begin{aligned} COP_{Refrigeración} \text{ ó } EER &= \frac{Q_{Foco\ frio}}{Q_{Foco\ frio} - Q_{Foco\ caliente}} = \frac{E_{\acute{u}til}}{W_{absorbido}} \\ &= \frac{T_f}{T_f - T_c} \cdot \mu \end{aligned} \quad (8. 16)$$

Donde μ hace referencia al rendimiento del ciclo de Carnot y el EER, Energy Efficiency Ratio, es el COP en modo refrigeración.

El COP del circuito secundario se puede estimar por medio de la herramienta Frio de ATECYR, donde es posible diseñar una bomba de calor simple, como la que aparece en la siguiente imagen.

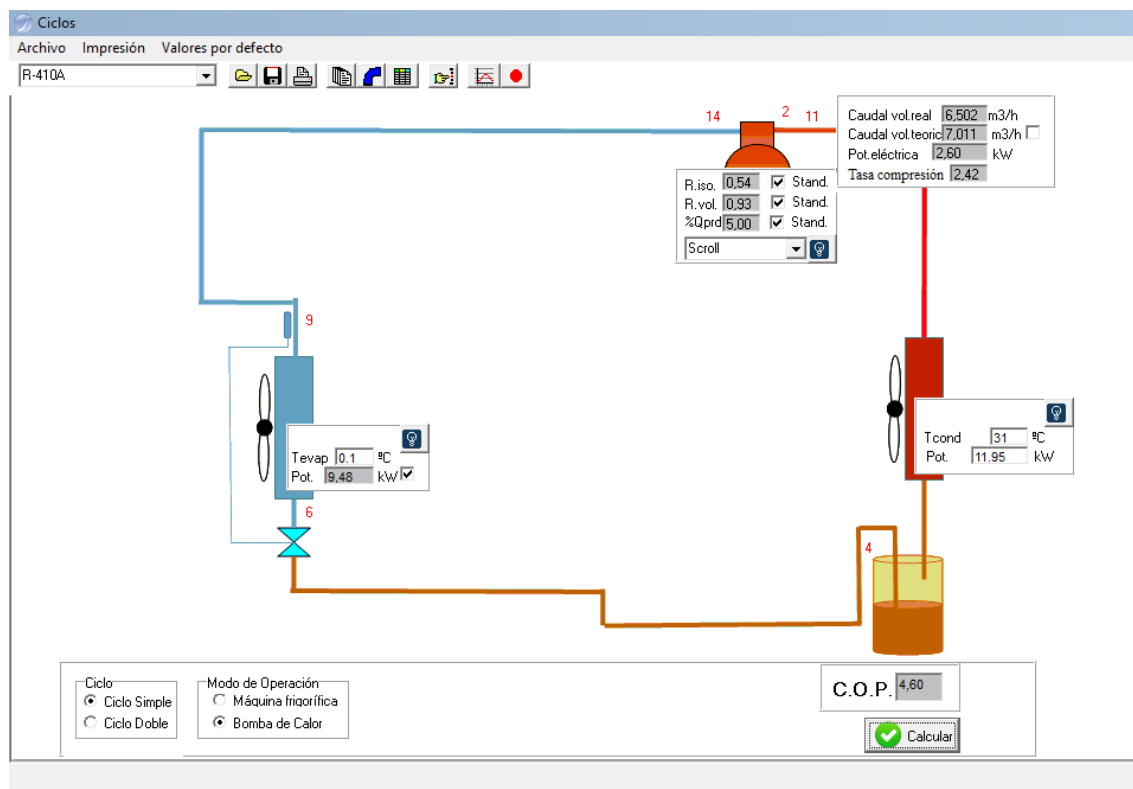


Figura 8. 10. Circuito de bomba de calor (modo calefacción). Elaboración propia. Software FRIO.

El software tiene en cuenta diversas variables, como son las características del compresor la potencia del condensador, la diferencia de temperaturas, el fluido refrigerante, etc.

Se puede también observar el diagrama presión-entalpía para el fluido R-410a, tal y como se muestra a continuación.

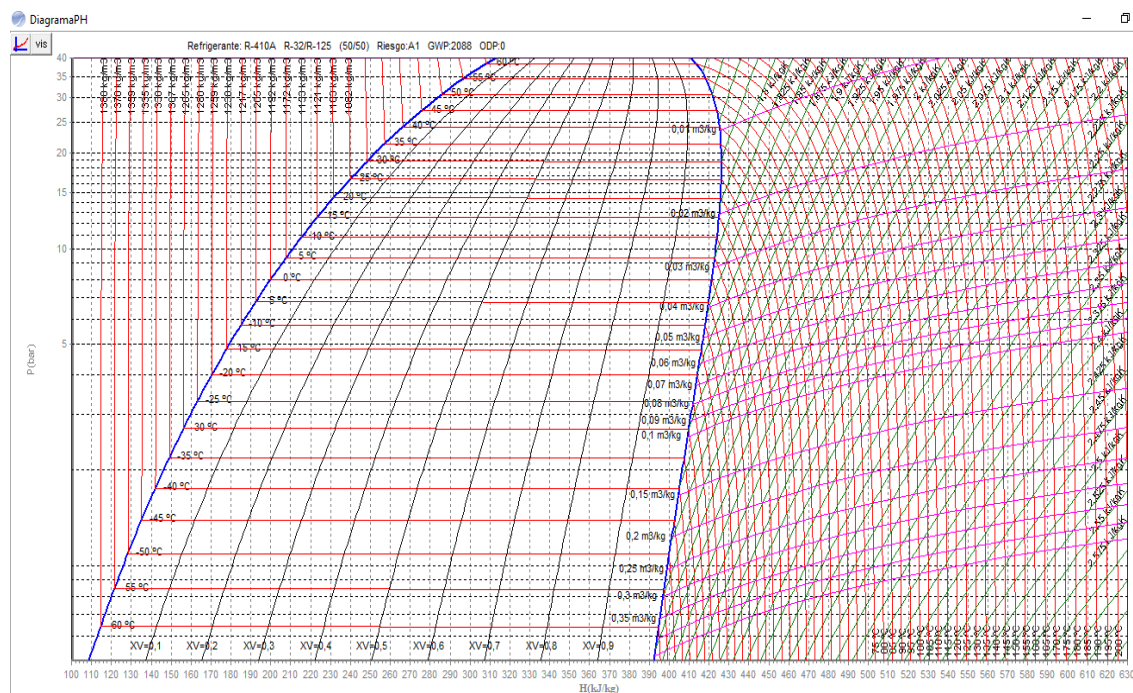


Figura 8. 11. Diagrama P-H, R-410A. Elaboración propia. Software FRIO.

4.6 TEMPERATURAS DEL TERRENO.

La temperatura del terreno varía sinusoidalmente a lo largo del año, según la intensidad de la radiación solar, pero con la diferencia de estar desfasada una cierta magnitud respecto de la senoide de la radiación, debido a la difusividad térmica del terreno, relacionada con la inercia térmica.

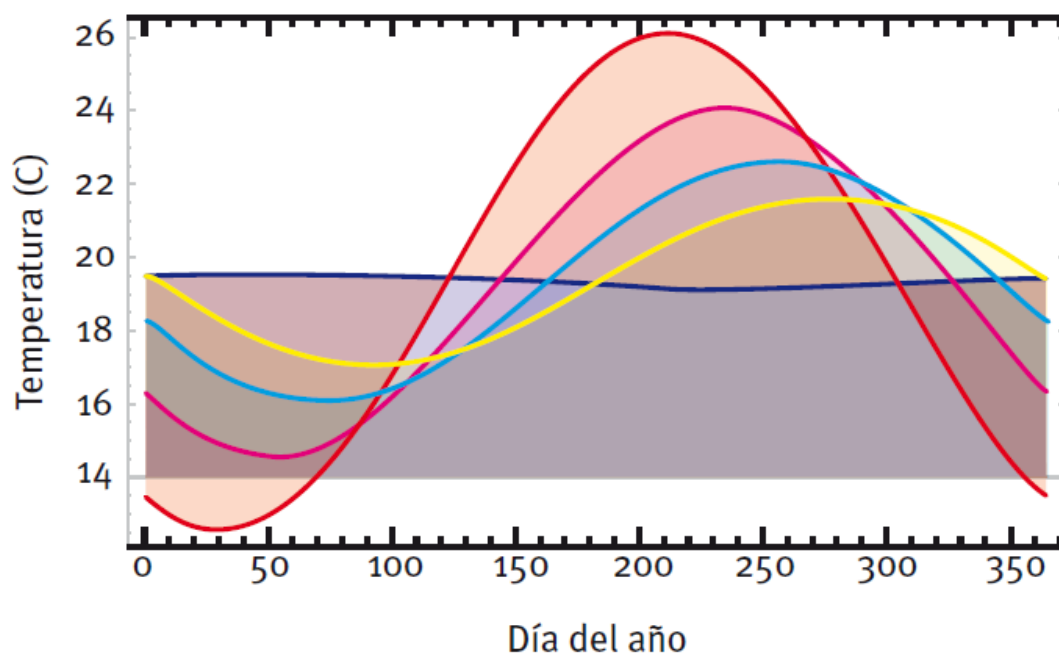


Figura 8. 12. Sinusoide de temperaturas para distintas profundidades. Guía técnica de sistemas de Bomba de Calor Geotérmica, IDAE.

En la gráfica anterior podemos ver como las curvas de color magenta, azul, amarillo y azul oscuro, que representan las profundidades de 1, 2 ,3 y 10 metros, respectivamente, presentan cada vez menor amplitud y un desfase mayor con respecto a la curva roja, que representa la radiación en superficie.

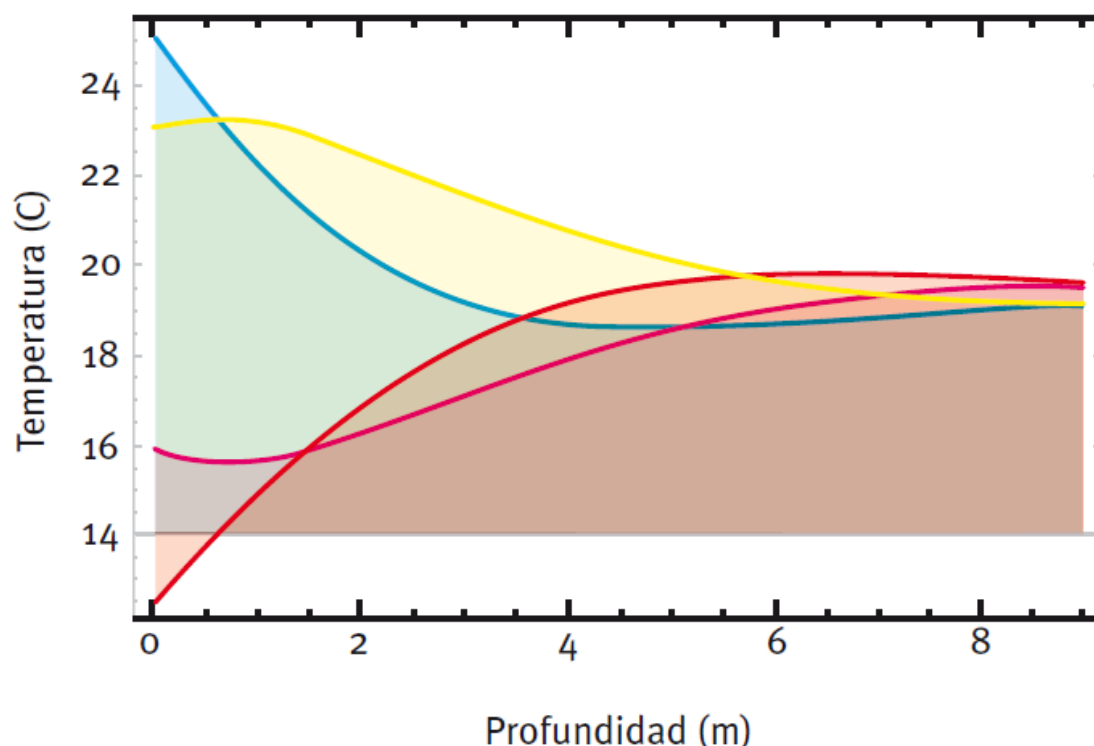


Figura 8. 13. Temperatura del terreno en función de la profundidad para diferentes días del año. Guía técnica de sistemas de Bomba de Calor Geotérmica, IDAE.

En la gráfica anterior se representa en rojo, magenta, azul y amarillo, las curvas de temperatura correspondientes a los días 30, 90, 180 y 270 del año. De lo que se deduce que en los meses fríos, la temperatura aumenta con la profundidad, mientras que en los meses cálidos se produce a la inversa.

Este comportamiento es aprovechado por el intercambiador geotérmico para aumentar la temperatura del evaporador y así disminuir el trabajo que necesita realizar el compresor.

Una formulación que permite calcular la temperatura del terreno en función de la profundidad y la temperatura, que ha sido extraída del apartado 4.1.1 “Métodos para calcular la evolución de temperatura del terreno” de la Guía técnica de sistemas de Bomba de Calor Geotérmica, IDAE, es la que se muestra a continuación.

$$T(Z, t) = T_m - A_s \cdot e^{-Z \cdot \sqrt{\frac{\pi}{365 \cdot \alpha}}} \cdot \cos \left[\frac{2 \cdot \pi}{365} \cdot \left(t - t_0 - \frac{Z}{2} \cdot \sqrt{\frac{365}{\pi \cdot \alpha}} \right) \right] \quad (8. 17)$$

Donde:

T_m : Es la temperatura media anual en °C.

A_s : Es la amplitud de la onda de radiación superficial en °C.

Z : Es la profundidad en metros.

α : Es la difusividad térmica del terreno en m²/día.

t_0 : Es el desfase en días, con valores habituales de 35±10 días.

t : Es el tiempo en días.

A partir de la ecuación anterior se deducen las siguientes ecuaciones para la temperatura máxima " T_H " y mínima " T_L ", al eliminar el factor del coseno, que depende de la temperatura, considerándolo la unidad, para la temperatura máxima y, la unidad negativa, para la temperatura mínima.

$$T_L(Z) = T_m - A_s \cdot e^{-Z \cdot \sqrt{\frac{\pi}{365 \cdot \alpha}}} \quad (8. 18)$$

$$T_H(Z) = T_m + A_s \cdot e^{-Z \cdot \sqrt{\frac{\pi}{365 \cdot \alpha}}} \quad (8. 19)$$

Cabe destacar que para intercambiadores geotérmicos verticales, normalmente enterrados a más de 15 metros de profundidad, donde la temperatura se considera constante, se puede anular la amplitud de la onda, y por tanto, solo tomar el valor de la temperatura media, tanto para la temperatura mínima como para la máxima. En este caso, dado que la profundidad media de los pilotes es de 8.71 metros, se tomará este valor para la profundidad, y se empleará un valor para la amplitud de 11.05°C, propio de la provincia valenciana.

4.7 RESISTENCIA TÉRMICA DEL TERRENO.

La resistencia térmica del terreno se calcula a partir del incremento de temperatura entre el fluido y la pared del orificio de intercambio. Partiendo de la ecuación de transmisión del calor de Fourier, la cual es una ecuación diferencial en derivadas parciales. Si se imponen las condiciones de contorno adecuadas, se llega a un modelo matemático de transmisión de un flujo de calor constante desde una línea situada a lo largo del eje vertical del orificio, considerado como un sólido infinito.

La expresión matemática que gobierna el incremento de temperaturas del terreno en función del tiempo, en coordenadas cilíndricas, debido al intercambio de calor entre el terreno y el fluido de trabajo (sin considerar la profundidad, pues se consideran despreciables sus efectos al considerarse una longitud infinita), es la siguiente:

$$\Delta T(r, t) = \frac{q}{4 \cdot \pi \cdot \lambda} \cdot \int_{\frac{r^2}{4 \cdot \alpha \cdot t}}^{\infty} \frac{e^{-u}}{u} \cdot du \quad (8. 20)$$

Donde:

q : Es la tasa de extracción/inyección de calor por unidad de longitud.

λ : Es la conductividad térmica.

r : Es el radio del orificio.

t : Es el tiempo pasado después de la extracción/inyección de calor.

α : Es la difusividad térmica.

La anterior integral exponencial, se puede simplificar de la siguiente forma:

$$\int_{\frac{r^2}{4 \cdot \alpha \cdot t}}^{\infty} \frac{e^{-u}}{u} \cdot du = -\ln\left(\frac{4 \cdot \alpha \cdot t}{r^2}\right) - \gamma \quad (8.21)$$

Siendo γ la constante de Euler, con un valor de 0.577215664.

La anterior simplificación se puede considerar válida para valores que cumplan las siguientes condiciones:

$$\frac{4 \cdot \alpha \cdot t}{r^2} > 5 \quad (8.22)$$

Si queremos obtener una mejor aproximación, se puede emplear la siguiente formulación.

$$\int_{\frac{r^2}{4 \cdot \alpha \cdot t}}^{\infty} \frac{e^{-u}}{u} \cdot du = -\ln(X) - \gamma + A \cdot X + B \cdot X^2 + C \cdot X^3 + D \cdot X^4 + E \cdot X^5$$
$$X = \frac{r^2}{4 \cdot \alpha \cdot t} \quad (8.23)$$

$A = 0.99999193; B = -0.24991055; C = 0.05519968; D =$
 $-0.00976004; E = 0.00107857$

Esta aproximación de la integral exponencial por polinomios tiene un determinado rango de validez, pues para valores muy altos es necesario incluir cada vez más términos. La función integral exponencial se define de la siguiente forma.

$$EI = \int_x^{\infty} \frac{e^{-u}}{u} \cdot du \quad (8.24)$$

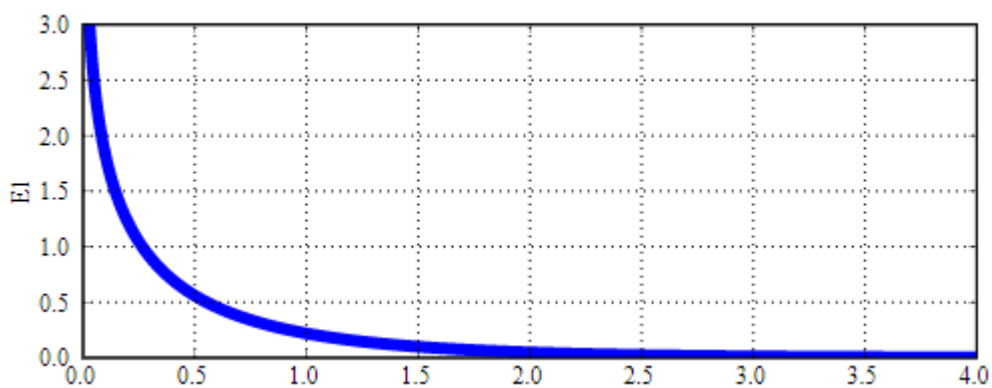


Figura 8. 14. Función integral exponencial. Wikipedia, la enciclopedia libre.

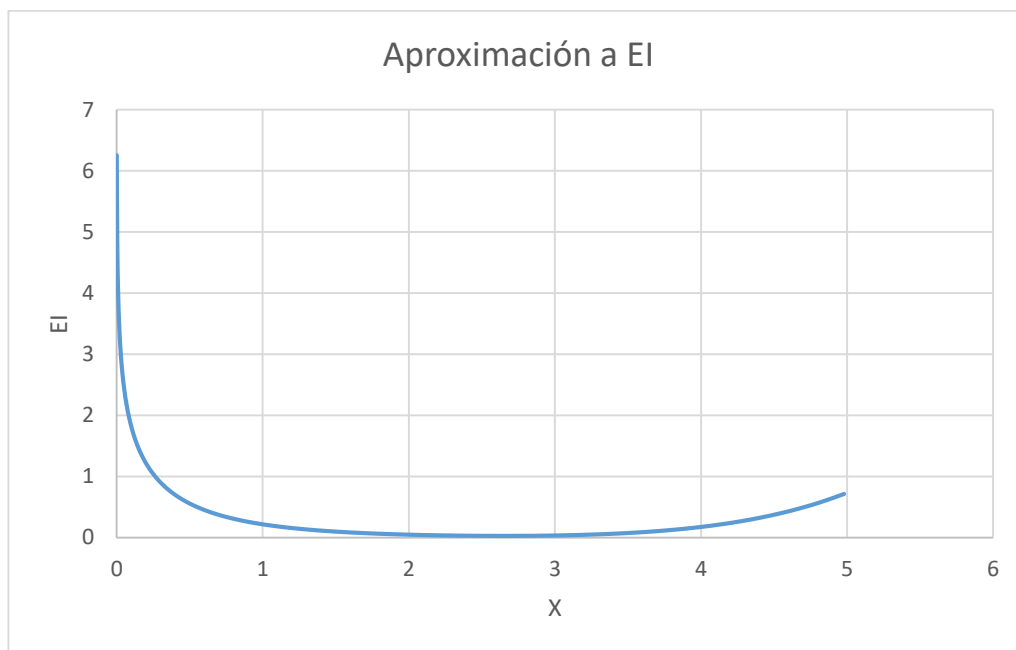


Figura 8. 15. Aproximación polinómica a la integral exponencial. Elaboración propia.

Para valores de X superiores a 3.1, la función de aproximación empieza a ser creciente en lugar de decreciente, por lo que a partir de ese valor no se puede obtener una buena aproximación con los coeficientes anteriores.

Es importante destacar que todas las formulaciones descritas anteriormente son válidas siempre que se cumpla la siguiente condición.

$$t \leq \frac{H^2}{9 \cdot \alpha} \quad (8. 25)$$

Donde H es la profundidad del pilote en metros.

Esta condición se cumple satisfactoriamente al utilizar un tiempo en segundos en el orden de magnitud mensual, que es el intervalo de tiempo en el que los cambios estacionales son apreciables.

A efectos prácticos se considerará un tiempo para la regeneración térmica tras la extracción/inyección de calor de 1000 horas, que equivale a 42 días aproximadamente.

La resistencia térmica del terreno viene dada por la relación entre el incremento de temperaturas y la tasa de extracción/inyección de calor por unidad de longitud.

$$R_s = \frac{\Delta T}{q} \quad (8. 26)$$

Para calcular la resistencia térmica del conjunto de pilotes se ha de seguir el siguiente procedimiento, indicado en la Guía técnica de sistemas de Bomba de Calor Geotérmica, IDAE.

- Calcular el valor de la resistencia térmica entre la pared del intercambiador vertical y el terreno de todos los pilotes.
- Calcular la resistencia térmica para un radio igual a la distancia entre intercambiadores.
- Realizar el cálculo anterior para cada intercambiador, respecto del resto.
- El resultado para la resistencia térmica total del intercambiador geotérmico, es la suma de todos los valores dividido entre el total de intercambiadores.

Para calcular la distancia entre los intercambiadores se han trasladado las coordenadas del eje de los pilotes desde Auto-Cad a una hoja Excel, para posteriormente calcular las distancias en una matriz cuadrada de n filas y columnas igual al número de intercambiadores verticales. Para hallar las distancias se determina el módulo del vector que une las coordenadas de los intercambiadores:

$$d(i, j) = \sqrt{(x_i - x_j)^2 + (y_i - y_j)^2} \quad (8. 27)$$

A continuación se muestran las primeras 11 filas y columnas de la matriz.

		X		37	38.0757	35.8849	31.1667	27.7776	46.9927	47	43	44.0757	41.8922	44.083
		Y		5	3.8815	6.0724	9.5189	10.7776	3.9083	6.0918	5	3.8815	3.8742	6.065
X	Y			1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
37	5	1	0	1.55182884	1.54709074	7.37887838	10.8827075	10.0521571	10.0594248	6	7.16355866	5.02006439	7.16261921	
38.0757	3.8815	2	1.55182884	0	3.09832978	8.91709368	12.3938315	8.91704027	9.1939413	5.04972997	6	3.81650698	6.39181708	
35.8849	6.0724	3	1.54709074	3.09832978	0	5.84292508	9.37375167	11.3166492	11.1151169	7.19546314	8.47875271	6.39685364	8.19810334	
31.1667	9.5189	4	7.37887838	8.91709368	5.84292508	0	3.61529038	16.7911021	16.1999507	12.6667852	14.0862543	12.1201893	13.3701246	
27.7776	10.7776	5	10.8827075	12.3938315	9.37375167	3.61529038	0	20.4060616	19.785282	16.281957	17.6970127	15.7123793	16.9727625	
46.9927	3.9083	6	10.0521571	8.91704027	11.3166492	16.7911021	20.4060616	0	2.1835122	4.13925865	2.91712311	5.10061399	3.62183779	
47	6.0918	7	10.0594248	9.1939413	11.1151169	16.1999507	19.785282	2.1835122	0	4.14632696	3.66564545	5.56842622	2.91712311	
43	5	8	7.16355866	5.04972997	7.19546314	12.6667852	16.281957	4.13925865	4.14632696	0	1.55182884	1.57944499	1.51891869	
44.0757	3.8815	9	7.16355866	6	8.47875271	14.0862543	17.6970127	2.91712311	3.66564545	1.55182884	0	2.1835122	2.1835122	
41.8922	3.8742	10	5.02006439	3.81650698	6.39685364	12.1201893	15.7123793	5.10061399	5.56842622	1.57944499	2.1835122	0	3.09825907	
44.083	6.065	11	7.16261921	6.39181708	8.19810334	13.3701246	16.9727625	3.62183779	2.91712311	1.51891869	2.1835122	3.09825907	0	

Figura 8. 16. Matriz de distancias entre intercambiadores geotérmicos. Elaboración propia.

Sobre los datos de esta matriz se calcula el valor de la resistencia térmica del terreno, según el procedimiento indicado anteriormente.

Se necesita hacer previamente una modificación en la diagonal principal, pues nos interesa que en ella aparezca el radio del intercambiador geotérmico, para tener en cuenta la resistencia térmica de la pared del intercambiador con el terreno.

A continuación se calculan los datos de la resistencia térmica en otra matriz de n filas y columnas. Para ello se ha restringido el valor de las celdas que cumplen la siguiente condición, pues en ellas la aproximación de la integral exponencial no es adecuada. Esta consideración queda del lado de la seguridad, pues la resistencia media total será ligeramente más elevada que la real.

$$\text{Si } \frac{r^2}{4 \cdot \alpha \cdot t} \geq 3.1 \rightarrow R_s = \frac{1}{4 \cdot \pi \cdot \lambda} \cdot EI(3.1) \quad (8.28)$$

Posteriormente se suman todos los valores de la matriz y se divide el resultado entre el número de elementos de la matriz de n x n.

4.8 FACTOR DE USO.

El factor de uso representa la fracción de tiempo que está en funcionamiento la bomba de calor. Para ser conservadores en el diseño, se considerará el factor de uso en el mes de julio para el modo refrigeración y en el mes de febrero para el modo calefacción, de tal forma que en esos meses el factor de uso es máximo y representa la cota superior para la demanda energética.

Una simplificación aceptable es suponer que la carga térmica del edificio crece linealmente conforme aumenta o disminuye la temperatura exterior, en verano y en invierno, respectivamente.

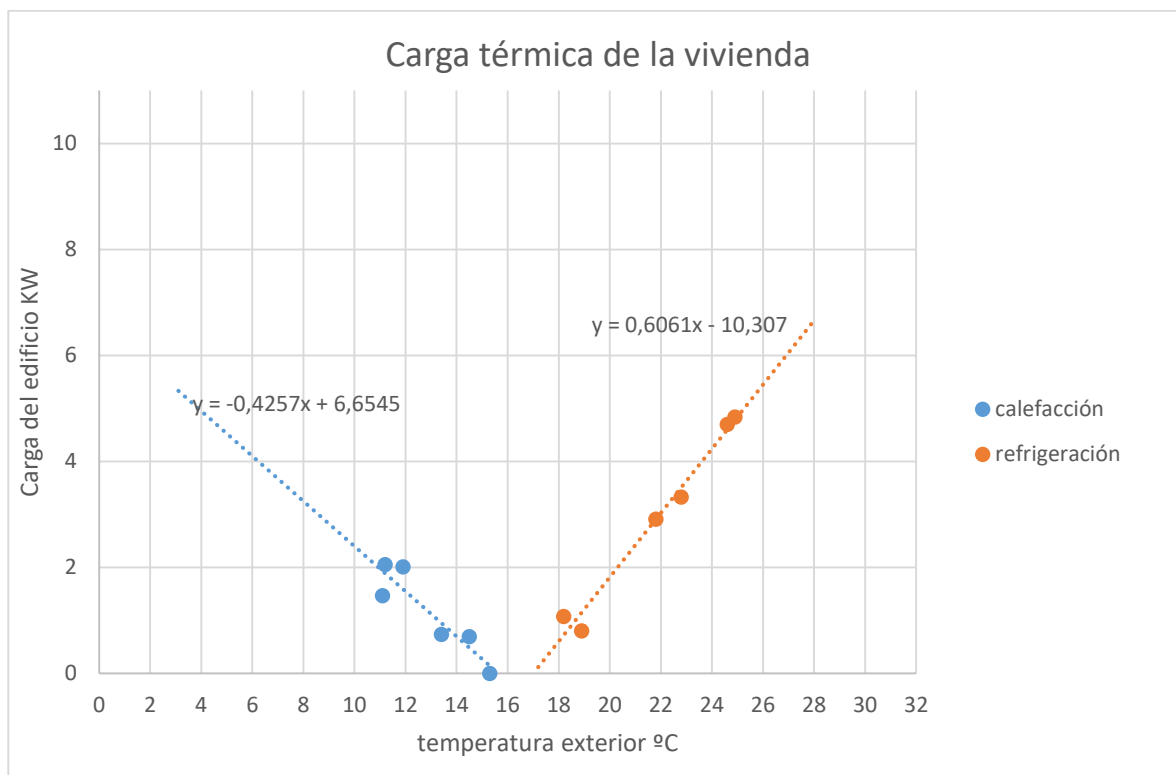


Figura 8. 17. Carga térmica de la vivienda en función de la temperatura exterior. Cargas térmicas para temperaturas medias. Elaboración propia.

La gráfica anterior ha sido obtenida a partir de los datos de la temperatura media diaria para la ciudad de Valencia y la Figura 8. 5, referente a la demanda energética mensual del edificio. Se puede observar que la aproximación lineal se ajusta bastante bien, por lo que podemos dar por válida la anterior simplificación. Además, se obtiene un corte de las rectas con el eje de abscisas, que representa las temperaturas a partir de las cuales se ha de iniciar el ciclo de calefacción o refrigeración.

La temperatura para iniciar el ciclo de calefacción es de 15.63°C, y de 17°C para el ciclo de refrigeración. Aunque estos valores son orientativos y no tienen en cuenta las condiciones psicrométricas adecuadas para el uso residencial, por lo que se fijarán unos valores de 16°C y 21°C para el inicio del ciclo de calefacción y refrigeración, respectivamente.

Para conseguir un factor de uso del lado de la seguridad se considerarán dos rectas formadas por un punto de coordenadas referentes a la máxima demanda energética del mes más caluroso y más frío del año, y un segundo punto referente a los valores de inicio del ciclo de la bomba de calor. De esta manera se establece un límite superior para la carga térmica del edificio.

Por lo que la gráfica anterior se deberá modificar, incluyendo las nuevas rectas de color gris y amarillo, en lugar de las anteriores, tal y como muestra la siguiente gráfica.

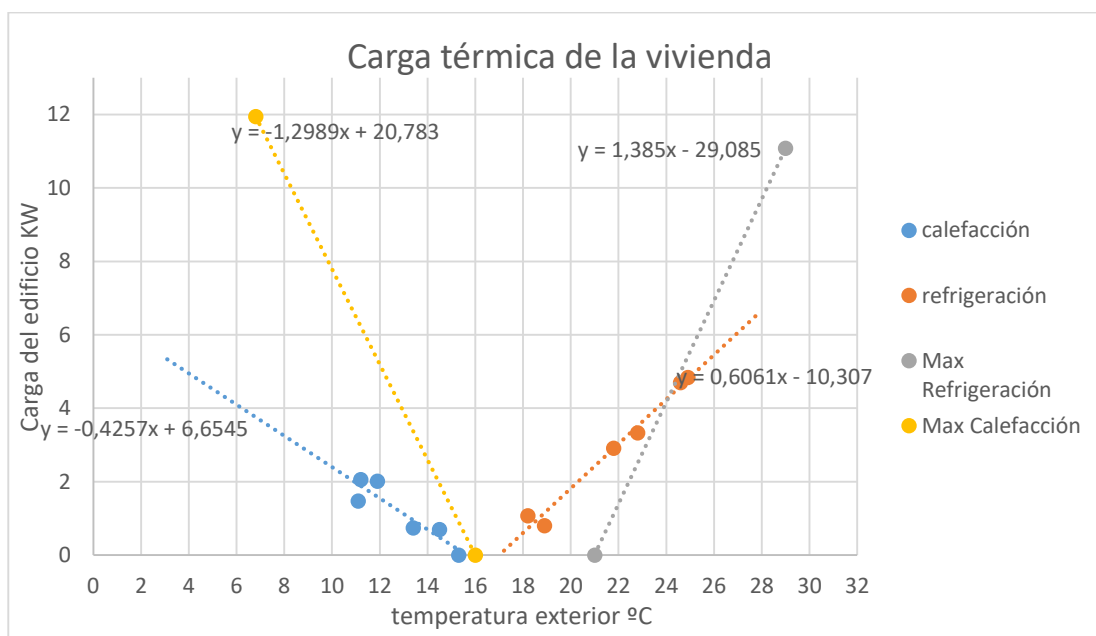


Figura 8. 18. Carga térmica de la vivienda en función de la temperatura exterior. Cargas térmicas para temperaturas extremas. Elaboración propia.

Las “Bin Hours” son el tiempo en horas en el que se ha registrado un rango de temperaturas a lo largo del mes considerado. Al multiplicar las “Bin Hours” por la fracción en marcha y sumar todos los valores para cada uno de los rangos de temperatura, obtendremos las horas que necesita trabajar la bomba de calor a la máxima potencia.

La fracción en marcha se puede calcular dividiendo la potencia demandada entre la potencia de la bomba de calor, eliminando valores negativos y mayores que la unidad (la demanda de potencia se calcula con las ecuaciones de las gráficas anteriores).

Si dividimos las horas de trabajo del mes a máxima potencia entre las horas totales del mes, obtendremos el factor de uso.

Para quedar del lado de la seguridad se utilizarán las “Bin Hours” de las temperaturas máximas para el modo refrigeración y las temperaturas mínimas para el modo calefacción.

En las siguientes tablas se muestran los resultados.

Julio - Refrigeración						
Rango temperaturas (°C)	T.ext. Media (°C)	Carga edificio (KW)	Potencia Bomba de Calor (KW)	Fracción en marcha	Bin hours	Horas marcha
18-19	18.5	0.0	12.22	0.000	0	0
19-20	19.5	0.0	12.22	0.000	0	0
20-21	20.5	0.0	12.22	0.000	0	0
21-22	21.5	0.7	12.22	0.057	0	0
22-23	22.5	2.1	12.22	0.172	0	0
23-24	23.5	3.5	12.22	0.286	0	0
24-25	24.5	4.8	12.22	0.393	0	0
25-26	25.5	6.2	12.22	0.507	0	0
26-27	26.5	7.6	12.22	0.622	0	0
27-28	27.5	9.0	12.22	0.736	24	18
28-29	28.5	10.4	12.22	0.851	48	41
29-30	29.5	11.8	12.22	0.966	240	232
30-31	30.5	13.2	12.22	1.000	288	288
31-32	31.5	14.5	12.22	1.000	72	72
32-33	32.5	15.9	12.22	1.000	0	0
33-34	33.5	17.3	12.22	1.000	24	24
34-35	34.5	18.7	12.22	1.000	0	0
35-36	35.5	20.1	12.22	1.000	24	24
36-37	36.5	21.5	12.22	1.000	0	0
37-38	37.5	22.9	12.22	1.000	24	24
					Total	723
					FU	0.97

Febrero - Calefacción						
Rango temperaturas (°C)	T.ext. Media (°C)	Carg a edificio (KW)	Potencia Bomba de Calor (KW)	Fracció n en marcha	Bin hours	Horas marcha
-1-0	-0.5	21.4	13.34	1.000	48	48
0-1	0.5	20.1	13.34	1.000	48	48
1-2	1.5	18.8	13.34	1.000	72	72
2-3	2.5	17.5	13.34	1.000	24	24
3-4	3.5	16.2	13.34	1.000	72	72
4-5	4.5	14.9	13.34	1.000	24	24
5-6	5.5	13.6	13.34	1.000	168	168
6-7	6.5	12.3	13.34	0.922	96	89
7-8	7.5	11.0	13.34	0.825	24	20
8-9	8.5	9.7	13.34	0.727	48	35
9-10	9.5	8.4	13.34	0.630	24	15
10-11	10.5	7.1	13.34	0.532	24	13
11-12	11.5	5.8	13.34	0.435	0	0
12-13	12.5	4.5	13.34	0.337	0	0
13-14	13.5	3.2	13.34	0.240	0	0
14-15	14.5	1.9	13.34	0.142	0	0
15-16	15.5	0.7	13.34	0.052	0	0
16-17	16.5	-0.6	13.34	0.000	0	0
17-18	17.5	-1.9	13.34	0.000	0	0
18-19	18.5	-3.2	13.34	0.000	0	0
					Total	628
					FU	0.93

5 PROCESO DE DIMENSIONADO DEL INTERCAMBIADOR GEOTÉRMICO.

Se ha realizado una hoja Excel con todas expresiones anteriores incorporadas para dimensionar y optimizar el diseño del intercambiador geotérmico.

Para el dimensionado del intercambiador geotérmico enterrado en modo calefacción, habrá que fijar un salto de temperaturas entre el evaporador y la temperatura media del intercambiador geotérmico, pues en el ideal, este intercambio se realiza a la misma temperatura, pero para ello necesitaríamos una longitud infinita de intercambiador en el evaporador, sin embargo, si el salto de temperaturas es muy elevado, necesitaremos para una misma temperatura del agua, una temperatura en el evaporador mucho más baja, por lo que se reduciría el COP del sistema, haciendo que los costes de explotación sean más elevados. Para llegar a una solución de compromiso, se fijará un salto de 10°C, de tal forma que el diseño del intercambiador geotérmico no comprometa la viabilidad económica de la bomba de calor y se pueda estimar unas dimensiones razonables para el intercambiador geotérmico enterrado sin entrar en detalles del circuito secundario.

El primer paso es dimensionar el diámetro del intercambiador y su espesor junto con el caudal para el modo calefacción y refrigeración conjuntamente.

El coste económico depende en gran medida del diámetro empleado, pues a mayor diámetro mayores costes de inversión, pero habrá un mejor intercambio de calor, por lo que se reducirán los costes de mantenimiento. El caudal viene limitado por la condición de turbulencia y por el incremento de temperaturas producido en el circuito primario, debiendo ser inferior a 4°C, en valor absoluto.

Se puede asumir que los costes económicos para la inversión en el intercambiador geotérmico crecen linealmente con la longitud y según un exponente α para el diámetro. Normalmente el exponente α suele adoptar un valor de 0.5.

Los costes de mantenimiento del intercambiador geotérmico son proporcionales a la potencia de la bomba hidráulica necesaria para el caudal de diseño.

La expresión utilizada para evaluar los costes del intercambiador geotérmico es la siguiente.

$$C_t = C_i + C_g \cdot D^{0.5} \cdot L + P \cdot C_e \cdot t \quad (8. 29)$$

Donde:

C_t : Es el coste económico total.

C_g : Es el coste por metro lineal de la tubería del intercambiador geotérmico.

L : Es la longitud del intercambiador geotérmico.

P : Es la potencia de la bomba hidráulica.

C_e : Es el coste de la energía.

t : Es el tiempo considerado.

La potencia de una bomba hidráulica viene dada por

$$P = \rho \cdot g \cdot H \cdot Q \cdot \mu \quad (8.30)$$

Donde:

ρ : Es la densidad del agua.

g : Es la constante gravitatoria.

Q : Es el caudal.

μ : Es el rendimiento total, considerado como 0.85.

H : Es la altura manométrica, o línea de energía, obtenida a través del trinomio de Bernoulli.

Dada la ecuación (8. 29), se puede observar que para un tiempo muy elevado, los costes de mantenimiento serán muy superiores a los de inversión, por lo que conviene reducir al máximo la potencia de la bomba hidráulica.

El caudal de diseño será el mínimo necesario para limitar el incremento de temperaturas, a la entrada y salida del evaporador, (en modo refrigeración sería el condensador) a 4°C y que asegure el flujo turbulento, pues los costes dependen en gran medida de la potencia de la bomba hidráulica, que a su vez, depende directamente del caudal.

Una vez fijado el caudal, la elección de un diámetro grande mejora el intercambio de calor y reduce la longitud necesaria de intercambiador, pues se reduce la resistencia térmica de los tubos. También disminuye la energía del flujo, al obligar a disminuir la velocidad, reduciéndose a su vez las pérdidas por fricción. Por el contrario, conforme aumenta el diámetro el flujo va reduciendo el nivel de turbulencia, hacia un flujo laminar, donde se dificulta el intercambio de calor. Si además de los costes de mantenimiento, tenemos en cuenta los costes de inversión, estos aumentan con el diámetro.

En definitiva el diámetro no debe ser demasiado grande como para perder la turbulencia y encarecer la inversión, pero tampoco demasiado pequeño como para disparar las pérdidas por fricción y aumentar en exceso la longitud de intercambiador.

Para encontrar la solución de compromiso se han obtenido las curvas de costes en función del diámetro para el primer año de funcionamiento. Para ello, se ha programado una hoja Excel iterativa donde se han tenido en cuenta todas las expresiones indicadas.

La siguiente gráfica muestra la curva de costes en función del diámetro del intercambiador para diferentes caudales. La cifra exacta de los costes no es de interés en este diseño, sino las diferencias proporcionales entre diferentes diámetros y caudales.

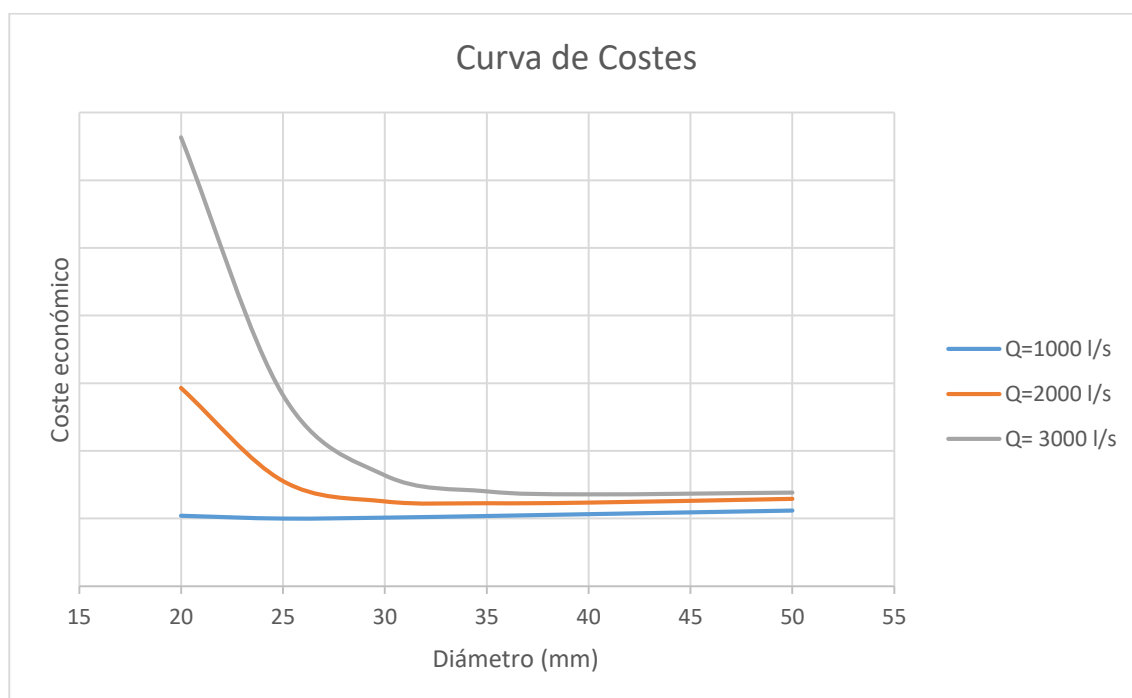


Figura 8. 19. Curva de costes para el diámetro. Elaboración propia.

Como vemos en la Figura 8. 19, cuanto menor caudal, menor es el coste económico, y esto es evidente, pues la bomba tiene que realizar un menor trabajo. En pero, para el caudal de 1000 l/s con un diámetro óptimo cercano a 25 mm, se produce un incremento de temperaturas en el intercambiador en modo calefacción de 9.1°C, siendo muy superior a la limitación de los 4°C.

Por tanto, si se diseña con la limitación de no incrementar la temperatura en el intercambiador más de 4°C, y sabiendo que el caudal ha de ser mínimo, el resultado es un caudal de 2300 l/s para el caudal en modo calefacción. Para el modo refrigeración, el caudal mínimo es de 3300 l/s. A continuación se muestra la curva de costes para los caudales anteriores.

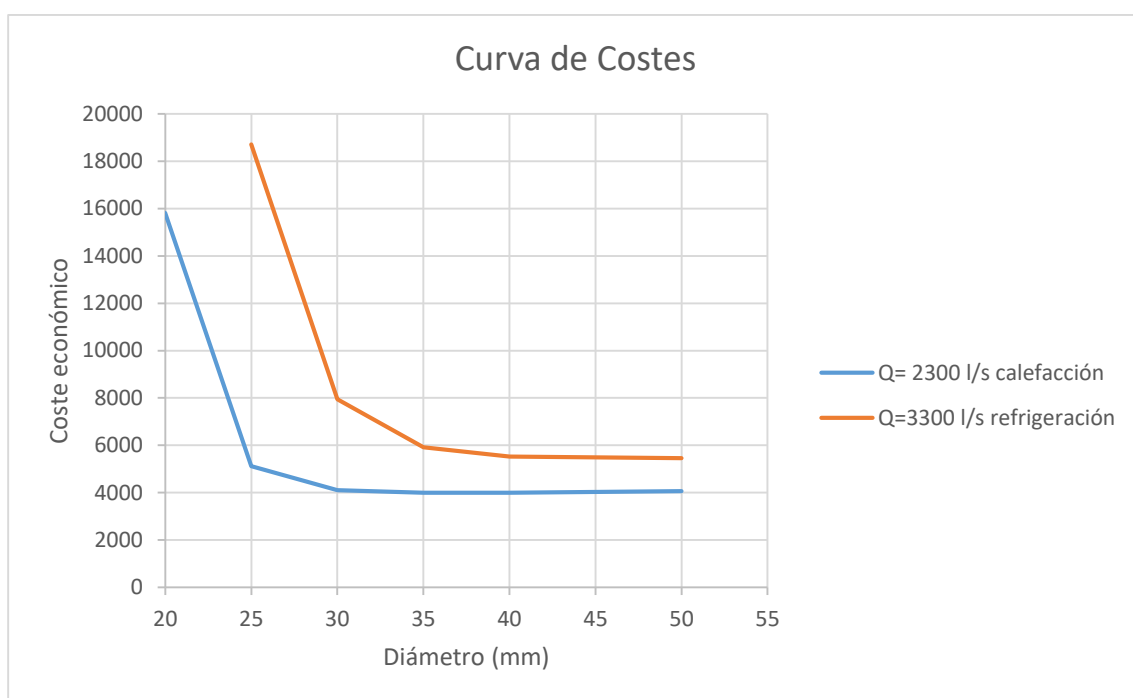


Figura 8. 20. Curva de costes para el diámetro y caudales de diseño. Elaboración propia.

De la gráfica anterior se deduce que el diámetro óptimo está entre 35 y 45 mm. La presión máxima del intercambiador con esos diámetros y ese caudal, no llega a los 2.5 bares.

Las tablas para los tubos de polietileno para el circuito primario obtenidas de la Guía Técnica de Sistemas de Bomba de Calor Geotérmica de IDAE, muestran un valor mínimo para la presión admisible de los tubos de 4 bares. A pesar de ello, para el diseño hay que tener en cuenta el posterior mantenimiento y prueba del circuito, ya que en estos momentos se puede elevar la presión hasta triplicar la de servicio para el purgado de la tubería. Como consecuencia de lo anterior, se elegirá una tubería con una presión admisible de 16 bares, con el fin de facilitar la limpieza ante posibles problemas de obstrucción en la tubería.

Interesa elegir una tubería de polietileno con una conductividad térmica elevada y un espesor reducido para así facilitar el intercambio de calor y reducir costes de mantenimiento, por ello, se selecciona la tubería PE100, de presión admisible 16 bares y diámetros exterior e interior de 50 y 40.8 mm, respectivamente. La conductividad térmica es de 0.43 W/(m*K).

Para pilotes activados térmicamente se suele usar polietileno reticulado en lugar de polietileno de alta densidad, pero a efectos prácticos, se puede suponer que las dimensiones son las mismas, pues están estandarizadas para ambas tipologías, al igual que la conductividad térmica. La principal diferencia entre los tubos de polietileno de alta densidad y reticulado son su rigidez y propiedades mecánicas.

La longitud del intercambiador enterrado será, por tanto, de 135 metros para el circuito de calefacción, mientras que para el circuito de refrigeración la longitud necesaria de intercambiador es de 194 metros. Si dividimos ese valor entre los 44 pilotes obtenemos una longitud de intercambiador de 4.4 metros por pilote.

Dado que el valor anterior es muy reducido y no sería rentable introducir el intercambiador en los pilotes, una solución alternativa sería utilizar solamente los pilotes del grupo 3. En tal caso, se obtendría una longitud de intercambiador máxima para el modo refrigeración de 238 metros, obteniendo una longitud de intercambiador por pilote de 15.9 metros.

En estos cálculos no se ha considerado que por cada pilote existe un tubo en forma de U, que se debería computar como dos tubos verticales separados una cierta distancia. Si consideramos tal efecto, tomando una separación entre los ejes de los tubos de 0.5 metros, para el caso de los pilotes del grupo 3, obtenemos una longitud máxima de 231 metros, para el modo refrigeración. En este caso la profundidad del intercambiador por pilote se ha de reducir a la mitad, pues hay que contar dos tubos verticales por cada pilote. La profundidad de intercambiador por pilote sería entonces de 7.7 metros.

Si queremos aprovechar una profundidad considerable de pilotes deberemos usar 8 pilotes, dispuestos según la Figura 8. 21, de tal forma que se necesitaría una longitud de intercambiador de 246 metros, siendo un total de 15.4 metros de profundidad por pilote. Todo ello, considerando intercambiadores geotérmicos en U, con una separación entre tubos de 0.5 metros.

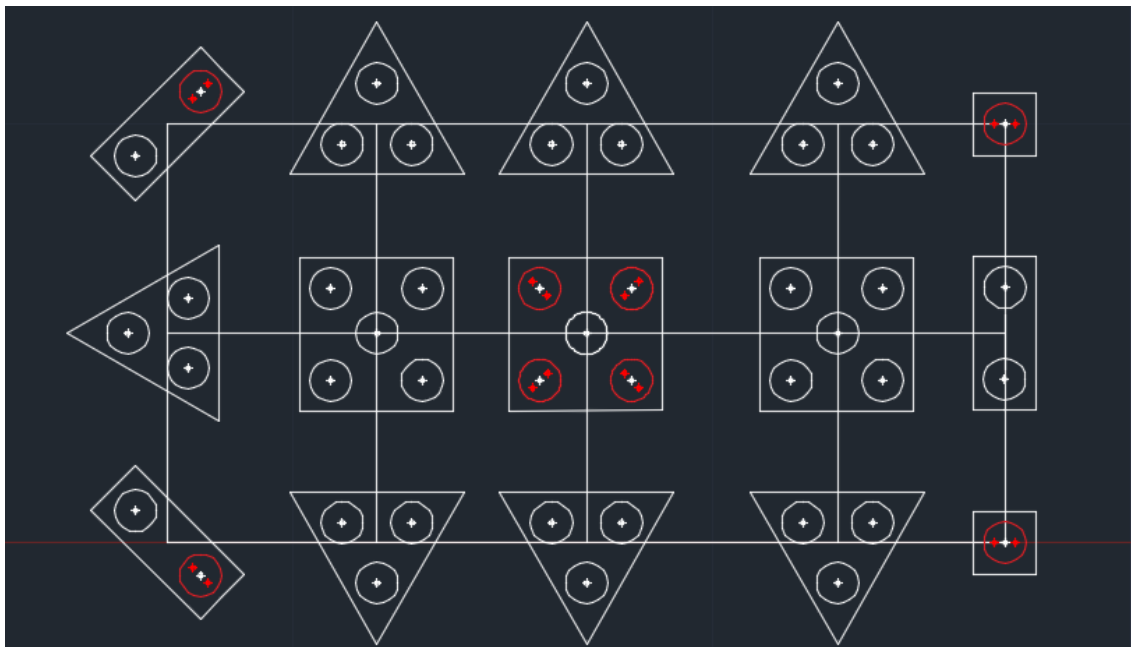


Figura 8. 21. Disposición de los pilotes activados térmicamente (en rojo). Elaboración propia.

En caso de que se quiera ampliar la demanda energética, por ejemplo, para calentar agua, entonces se deberá incrementar el número de pilotes activados térmicamente. No obstante, el objetivo de este trabajo es utilizar la cimentación termoactiva para mejorar el rendimiento de una bomba de calor para climatización interior.

Las disposiciones finales quedan detalladas en los planos adjuntos.