

GRADO EN INGENIERÍA EN TECNOLOGÍA INDUSTRIAL
TRABAJO FIN DE GRADO

***CLIMATIZACIÓN DE UN EDIFICIO SINGULAR
MEDIANTE ENERGÍA GEOTÉRMICA***

Alumna: Bidaurreta, Ibarreta, Ainhoa

Director: De la Peña, Aranguren, Víctor

Curso: 2018-2019

Fecha: Bilbao, 24, junio, 2019

0. Resumen trilingüe

El presente proyecto consiste en definir las instalaciones térmicas necesarias para realizar la climatización y agua caliente sanitaria de un edificio singular mediante energía geotérmica. Como edificio se ha elegido una residencia geriátrica ubicada en Vitoria-Gasteiz (Araba). Se comenzará analizando la eficiencia de las energías renovables, para justificar la elección de la geotermia como fuente de energía. A continuación, se calcularán las necesidades energéticas de dicho edificio, y en función de ellas, se elegirán los equipos necesarios para proporcionar la climatización del edificio. Se continuará describiendo la instalación proyectada. Para finalizar, se añadirá un diagrama temporal del proyecto, y se realizará el un estudio económico del proyecto, incluyendo el plazo de amortización del mismo.

Palabras clave: Energía renovable, geotermia, climatización.

The current project consists in defining the thermal installations needed to carry out the air conditioning and the sanitary hot water of a singular building using geothermal energy. A nursing home situated in Vitoria-Gasteiz (Araba) has been chosen as building. First of all, the efficiency of some renewable energy will be analyzed, to justify the election of geothermal energy as the source of energy. The next stage will be to evaluate the energy needs of the building, and depending on them, choose the necessary equipment to provide the air conditioning. After that, the designed installation will be described. Finally, a temporal diagram will be added, and an economic study will be made, including the repayment period of the project.

Key words: Renewable energy, geothermal, air conditioning.

Honako lan hau eraikin berezi baten instalazio termikoak diseinatzean datza, klimatizazioa eta ur bero sanitarioa eskaintzeko. Vitoria-Gasteizen (Araba) kokatutako zahar-etxe bat aukeratu da eraikintzat. Lehenengo eta behin, zenbait energia berriztagarrien efizientzia aztertuko da, geotermiaren aukera justifikatzeko. Hau egin ondoren, eraikinaren behar-energetikoak kalkulatu dira, eta haien arabera, klimatizazioa eskaintzeko behar diren instalazioak aukeratu, eta deskribatu dira. Amaitzeko, proiektuaren denbora-eskema gehituko da, eta proiektuaren ikerketa ekonomikoa egingo da, haren amortizazio epea zehaztuz.

Hitz gakoak: Energia berriztagarria, geotermia, klimatizazioa.

Índice

0.	Resumen trilingüe.....	2
1.	Listado de tablas, ilustraciones y gráficos	5
2.	Introducción	7
3.	Antecedentes.....	8
4.	Alternativas analizadas	9
5.	Alternativa seleccionada	15
6.	Descripción de la planta	16
7.	Cálculo de necesidades.....	20
7.1.	Condiciones de diseño	20
7.1.1.	Condiciones exteriores	20
7.1.2.	Condiciones interiores	20
7.2.	Necesidades térmicas.....	22
7.3.	Necesidades de renovación de aire	22
7.4.	Necesidades de ACS	27
7.5.	Resumen de necesidades.....	28
8.	Selección y dimensionamiento de los equipos principales	29
8.1.	Selección de bombas de calor de geotermia	29
8.2.	Diseño y dimensionamiento de intercambiadores de geotermia	30
9.	Descripción de la instalación	40
9.1.	Criterios generales	42
9.2.	Producción.....	42
9.3.	Intercambiadores geotérmicos	44
9.4.	Circuitos de distribución.....	45
9.4.1	Distribución frío UTA aire exterior y ventiloconvectores	46
9.4.2	Distribución calor UTA aire exterior y ventiloconvectores	47
9.4.3	Distribución radiadores.....	47
9.4.4	Suelo radiante: Frío y calor	48
9.4.5	Preparación agua caliente sanitaria	49
10.	Estudio económico	51
10.1.	Presupuesto	51
10.2.	Viabilidad económica	53

11.	Diagrama de Gantt.....	54
12.	Bibliografía.....	55
13.	Anexos.....	56

1. Listado de tablas, ilustraciones y gráficos

Tabla 1: Factores de conversión y emisiones de CO ₂	10
Tabla 2: Comparación de alternativas para calefacción	13
Tabla 3: Comparación de alternativas para refrigeración	14
Tabla 4: Comparación de emisiones de CO ₂ para calefacción	15
Tabla 5: Comparación de índices de energía estacional consumida y primaria	15
Tabla 6: Desglose de locales del edificio	19
Tabla 7: Condiciones exteriores	20
Tabla 8: Condiciones interiores de diseño	20
Tabla 9: Condiciones interiores de diseño elegidos	21
Tabla 10: Condiciones interiores	21
Tabla 11: Necesidades de potencia geotérmica (kW)	22
Tabla 12: Caudales de aire exterior, en dm ³ /s por persona	22
Tabla 13: Concentración de CO ₂ en los locales sobre el nivel exterior	23
Tabla 14: Clases de filtración	23
Tabla 15: Eficiencia de la recuperación	24
Tabla 16: Condiciones de diseño exteriores e interiores	26
Tabla 17: Dimensionamiento de ACS	28
Tabla 18: Resumen de necesidades	28
Tabla 19: Bomba de calor geotérmica alta temperatura	29
Tabla 20: Características de la bomba seleccionada	32
Tabla 21: Condiciones de funcionamiento	33
Tabla 22: Diferencias máximas de temperaturas entre terreno y circuito geotérmico	34
Tabla 23: Puntos de funcionamiento extremo	35
Tabla 24: Cálculo del factor de utilización	36
Tabla 25: Resultados del cálculo de longitud de las sondas verticales	38
Tabla 26: Número de sondas verticales necesarias	38
Tabla 27: Bomba de calor de aerotermia alta temperatura	49
Tabla 28: Intercambiadores de calor en la producción de ACS	50
Tabla 29: Presupuesto sala de máquinas	51
Tabla 30: Presupuesto sistema de intercambio geotérmico	51
Tabla 31: Presupuesto de las partidas restantes	52
Tabla 32: Gastos generales, beneficio, IVA	52
Tabla 33: Inversión inicial geotermia	53
Tabla 34: Inversión inicial GN/Aerotermia	53
Tabla 35: Costes anuales de producción	53

Ilustración 1: Unidad de tratamiento de aire	25
Ilustración 2: Bomba de calor geotérmica.....	29
Ilustración 3: Evolución de la temperatura del suelo. Curva embudo (IDAE)	31
Ilustración 4: Sistema de producción	43
Ilustración 5: Esquema de circuito geotérmico con retorno invertido	44
Ilustración 6: Sistema de intercambio geotérmico	44
Ilustración 7: Distribución UTA y ventiloconvectores	46
Ilustración 8: Distribución frío UTA y ventiloconvectores	46
Ilustración 9: Distribución calor UTA y ventiloconvectores	47
Ilustración 10: Distribución radiadores	47
Ilustración 11: Distribución suelo radiante	48
Ilustración 12: Bomba de calor de aerotermia	49
Ilustración 13: Distribución de ACS	50
Ilustración 14: Diagrama de Gantt	54
Ilustración 15: Esquema general de los circuitos de distribución	57
Gráfica 1: Potencia en función de la temperatura exterior	35

2. Introducción

El objeto del presente proyecto es definir las instalaciones térmicas, climatización, ventilación y agua caliente sanitaria (ACS) de un edificio singular mediante energías renovables. Como edificio se elige una residencia de ancianos que se ubicará en Vitoria-Gasteiz (Araba).

Para ello, se comenzará analizando la situación de las energías renovables y su importancia en la situación medioambiental. A continuación, se analizarán y compararán diferentes alternativas para la producción de energía, justificando la elección de la energía geotérmica frente a las demás opciones.

Una vez realizado el análisis, se procederá a describir el edificio que se pretende climatizar, y se calcularán sus necesidades para dicha climatización, que dependerán de las condiciones climáticas de la ubicación escogida para el edificio, así como de los cerramientos del propio edificio.

Posteriormente, se elegirán y dimensionarán los equipos de producción, incluyendo las sondas geotérmicas, y se describirán los equipos necesarios para realizar la instalación de climatización.

A continuación, se realizará un estudio económico teniendo en cuenta el proceso de diseño, compra, instalación y puesta a punto de los equipos elegidos. Se calculará a su vez el tiempo de amortización de la instalación diseñada respecto a otra que utilice gas natural (para la calefacción) y aerotermia (para la refrigeración).

Para finalizar, se incluirá un diagrama Gantt que refleje la línea temporal que requiere el proyecto.

3. Antecedentes

En la actualidad, se está realizando un esfuerzo para tratar de frenar el cambio climático. La Unión Europea, en concreto, ha fijado objetivos para reducir progresivamente las emisiones de gases de efecto invernadero de aquí a 2050.

Los principales objetivos climáticos y de energía están establecidos en:

- El paquete de medidas sobre clima y energía hasta 2020
- El marco sobre clima y energía para 2030

Dichos objetivos están orientados a situar a la Unión Europea en la senda de la transformación hacia una economía baja en carbono prevista en la hoja de ruta hacia una economía hipocarbónica en 2050.

En concreto, para 2020 se pretenden conseguir tres objetivos fundamentales:

- 20% de reducción de las emisiones de gases de efecto invernadero (en relación a los niveles de 1990)
- 20% de energías renovables en la UE
- 20% de mejora de la eficiencia energética

Los objetivos fundamentales del marco de clima y energía para 2030 son tres:

- al menos un 40% de reducción de las emisiones de gases de efecto invernadero (en relación con los niveles de 1990)
- al menos un 27 % de cuota de energías renovables
- al menos un 27 % de mejora de la eficiencia energética

Por lo tanto, se está haciendo un esfuerzo por desarrollar el uso de las energías renovables, buscando el máximo rendimiento posible de las mismas. Esto es lo que se buscará en el proyecto, proporcionar climatización a un edificio, utilizando la energía renovable que sea más eficiente para este caso concreto. Para ello se analizarán diferentes alternativas, estudiando las emisiones, porcentaje de energía renovable utilizada y eficiencia.

4. Alternativas analizadas

A la hora de comparar las alternativas, se realizará un análisis cuantitativo para poder comparar las emisiones de cada sistema, y cual consigue un mayor ahorro energético.

Para la producción de energía térmica primaria se analizarán, en frío y en calor las siguientes opciones:

- Calor:
 - Caldera de Gas Natural
 - Solar
 - Biomasa
 - Geotermia (45 °C y 65 °C)
 - Aerotermia (45 °C y 65 °C)
- Frío:
 - Solar
 - Biomasa más bomba de absorción
 - Geotermia
 - Aerotermia

Un análisis previo de la alternativa solar pone de manifiesto que no es una opción recomendable en este caso, ya que la producción de energía dependerá de la estación, y únicamente proporcionaría suficiente en verano, cuando la energía solar disponible es mayor.

Para realizar la comparación cuantitativa de las diferentes fuentes de energía, se realiza una comparación de eficiencia energética, energía primaria necesaria, energía renovable y emisión de dióxido de carbono.

Como sistema de referencia se utilizará una caldera de gas natural para calefacción, y una enfriadora de absorción para refrigeración.

Para llevar a cabo la comparación, se utilizarán índices estacionales unitarios referidos a la unidad de energía útil (kWh):

- **Índice de energía estacional consumida IEEC:**

Calor:

- Aerotermia y geotermia: será la inversa del coeficiente estacional de prestaciones:
$$IEEC = \text{Energía consumida} / \text{Energía útil} = 1 / SCOP$$
- Caldera de biomasa y de gas natural: será la inversa del rendimiento

$$IEEC = \text{Energía consumida} / \text{Energía útil} = 1 / \eta_{est}$$

Frío:

- Aerotermia y geotermia: será la inversa del coeficiente estacional de prestaciones:

$$IEEC = \text{Energía consumida} / \text{Energía útil} = 1 / \text{ESEER}$$

- Caldera de biomasa y de gas natural: será la inversa del producto del rendimiento de la caldera y del coeficiente de eficiencia de la enfriadora de absorción.

$$IEEC = 1 / (\eta_{\text{est}} \cdot \xi)$$

- **Índice de energía estacional renovable aprovechada IEERA:**

Calor:

- Aerotermia y geotermia:

$$IEERA = \text{Energía renovable utilizada} / \text{Energía útil} = (\text{SCOP} - 1) / \text{SCOP}$$

Frío:

- Aerotermia y geotermia:

$$IEERA = \text{Energía renovable utilizada} / \text{Energía útil} = (\text{ESEER} - 1) / \text{ESEER}$$

Nota: todos los rendimientos de calderas se referirán al poder calorífico superior

Para calcular los índices de energía primaria consumida y de emisión de dióxido de carbono se tomarán los valores del documento “Factores de emisión de CO₂ y coeficientes de paso a energía primaria de diferentes Fuentes de energía final consumidas en el sector de edificios en España”, documento editado por el IDAE con fecha 20/07/2014 y reconocido por el RITE.

Los mismos son:

TIPO ENERGÍA	FACTOR CONVERSIÓN ENERGÍA FINAL A PRIMARIA			FACTORES DE EMISIONES DE CO ₂
	RENOVABLE	NO RENOVABLE	TOTAL	
	FCPR	FCPNR	FCP	
	kWh/kWh	kWh/kWh	kWh/kWh	
Electricidad convencional peninsular	0,414	1,954	2,368	0,331
Gas natural	0,005	1,190	1,195	0,252
Biomasa no densificada	1,003	0,034	1,037	0,018
Biomasa densificada	1,028	0,085	1,113	0,018

Tabla 1: Factores de conversión y emisiones de CO₂

De forma que, para todas las alternativas estudiadas, tanto en frío como en calor:

- **Índice de energía estacional primaria IEEP:** Representa la energía primaria necesaria para producir y/o transportar el índice de energía estacional consumida
$$IEEP = IEEC \cdot FCP$$
- **Índice de energía estacional primaria renovable IEEPR:**
$$IEEPR = IEEC \cdot FCPR$$
- **Índice de energía estacional primaria no renovable IEEPNR:**
$$IEEPNR = IEEC \cdot FCPNR$$
- **Índice de energía estacional renovable total IEERT:** Será la suma de la energía renovable aprovechada y la fracción de energía primaria renovable.
$$IEERT = IEERA + IEEPR$$
- **Índice de producción de CO₂:** Será el dióxido de carbono necesario para producir la unidad de energía estacional consumida (útil)
$$ICO_2 = IEEC \cdot FCCO_2$$

CONSIDERACIONES DE LOS EQUIPOS SELECCIONADOS

Calefacción:

1. Geotermia

Se consideran dos posibilidades de funcionamiento con dos temperaturas de funcionamiento: 45 °C y 65 °C. la primera sería apta para calefacción y la segunda también para preparación de ACS.

2. Aerotermia

Se consideran dos posibilidades de funcionamiento con dos temperaturas de funcionamiento: 45 °C y 65 °C. la primera sería apta para calefacción y la segunda también para preparación de ACS.

3. Biomasa

Dentro de las posibilidades de biomasa con combustibles comerciales se selecciona el de pellets, que precisa menos complejidad de instalación y mantenimiento, descartando el de astillas.

Se considera una caldera la marca Hoval de 156 kW

4. Gas Natural

Se selecciona una gama de calderas de condensación de alta eficiencia de la marca Wolf.

Refrigeración:

1. Geotermia

Se considera el mismo equipo considerado para calefacción.

2. Aerotermia

Se consideran dos posibilidades de funcionamiento con dos temperaturas de funcionamiento: 45 °C y 65 °C. la primera sería apta para calefacción y la segunda también para preparación de ACS.

3. Biomasa

Dentro de las posibilidades de biomasa con combustibles comerciales se selecciona el de pellets, que precisa menos complejidad de instalación y mantenimiento, descartando el de astillas

Como bomba de absorción se considera una caldera la marca Hoval de 156 kW

Se considera una enfriadora de absorción de una etapa de la marca Thermax.

4. Gas Natural

Se considera una caldera la marca Hoval de 156 kW y una enfriadora de absorción de una etapa de la marca Thermax.

CALEFACCIÓN: COMPARACIÓN EFICIENCIA ENERGÍA PRIMARIA, RENOVABLE Y EMISIÓN DE CO ₂									
SISTEMA			GEOTERMIA	GEOTERMIA	AEROTERMIA	AEROTERMIA	BIOMASA Pellets	GN	GN
NECESIDAD POTENCIA		kW	163						
MARCA			Carrier	Carrier	Carrier	Carrier	Hoval	WOLF	WOLF
CANTIDAD			2	2	2	2	1	1	1
MODELO			30WG 060	61WG 060	30RQS 090	30RQS 090	BioLyt 160	CGB	CGB
POTENCIA UNITARIA		kW/kW	2 x 77	2 x 75	2 x 75	2 x 75	156	70-600	70-600
Temperaturas		°C	45	65	45	55	90/70	75/60	40/30
COP	Coef. prestaciones	kW/kW	4,4	3,0	3,1	2,3			
SCOP	Coef. Prestaciones estacional	kW/kW	5,5	4,4	2,7	2,1			
RENDIMIENTO INSTANTÁNEO (PCS)		kW/kW					0,81		
RENDIMIENTO ESTACIONAL (PCS)		kW/kW					0,81	0,95	0,99
IEEC	Índice energía estacional consumida	kWh/kWh	0,1818	0,2273	0,3704	0,4762	1,2346	1,0526	1,0101
IEERA	Índice energía estacional renovable aprovechada	kWh/kWh	0,8182	0,7727	0,6296	0,5238			
Tipo energía			Electricidad	Electricidad	Electricidad	Electricidad	Pellets	GN	GN
FCP	Coeficiente energía primaria	kWh/kWh	2,368	2,368	2,368	2,368	1,113	1,195	1,195
FCPR	Coeficiente EP renovable	kWh/kWh	0,414	0,414	0,414	0,414	1,028	0,005	0,005
FCPNR	Coeficiente EP NO renovable	kWh/kWh	1,954	1,954	1,954	1,954	0,085	1,190	1,190
FCCO ₂	Coeficiente de CO ₂	kWh/kWh	0,331	0,331	0,331	0,331	0,018	0,252	0,252
IEEP	Índice energía estacional primaria	kWh/kWh	0,4305	0,5382	0,8770	1,1276	1,3741	1,2579	1,2071
IEEPR	Índice energía estacional primaria renovable	kWh/kWh	0,0753	0,0941	0,1533	0,1971	1,2691	0,0053	0,0051
IEEPNR	Índice energía estacional primaria NO renovable	kWh/kWh	0,3553	0,4441	0,7237	0,9305	0,1049	1,2526	1,2020
IEERT	Índice energía estacional renovable total	kWh/kWh	0,8935	0,8668	0,7830	0,7210	1,2691	0,0053	0,0051
ICO ₂	Índice producción CO ₂	kg(CO ₂)/kWh	0,0602	0,0752	0,1226	0,1576	0,0222	0,2653	0,2545

Tabla 2: Comparación de alternativas para calefacción

REFRIGERACIÓN: COMPARACIÓN EFICIENCIA ENERGÍA PRIMARIA, RENOVABLE Y EMISIÓN DE CO ₂						
SISTEMA			GEOTERMIA	AEROTERMIA	BIOMASA Pellets + ABSORCIÓN	BIOMASA Astillas + ABSORCIÓN
NECESIDAD POTENCIA		kW	124			
MARCA ENFRIADORA			Carrier	Carrier	Thermax	Thermax
CANTIDAD			2	2	1	1
MODELO			30WG 060	30RQS 090	LT-5	LT-5
POTENCIA UNITARIA		kW	2x63	2x85	176	176
EER	Ratio eficiencia	1	4,65	2,75	0,65	0,65
ESEER	Ratio eficiencia estacional	1	5,62	3,7		
Temperaturas		°C	7/12	7/12	6,7/12,2	6,7/12,2
MARCA CALDERA					Hoval	WOLF
COMBUSTIBLE					Pellets	GN
CANTIDAD					1	1
MODELO					BioLyt 160	MGK-2
POTENCIA UNITARIA		kW			156	156
Temperaturas					90/60	90/60
RENDIMIENTO INSTANTÁNEO (PCS)		1			0,81	0,92
RENDIMIENTO ESTACIONAL (PCS)		1			0,81	0,92
IEEC	Índice energía estacional consumida	kWh/kWh	0,1779	0,2703	1,8993	1,6722
IEERA	Índice energía estacional renovable aprovechada	kWh/kWh	0,8221	0,7297		
Tipo energía			Electricidad	Electricidad	Pellets	GN
FCP	Coeficiente energía primaria	kWh/kWh	2,368	2,368	1,113	1,195
FCPR	Coeficiente EP renovable	kWh/kWh	0,414	0,414	1,028	0,005
FCPNR	Coeficiente EP NO renovable	kWh/kWh	1,954	1,954	0,085	1,19
FCCO ₂	Coeficiente de CO ₂	kWh/kWh	0,331	0,331	0,018	0,252
IEEP	Índice energía estacional primaria	kWh/kWh	0,4214	0,6400	2,1140	1,9983
IEEPR	Índice energía estacional primaria renovable	kWh/kWh	0,0737	0,1119	1,9525	0,0084
IEEPNR	Índice energía estacional primaria NO renovable	kWh/kWh	0,3477	0,5281	0,1614	1,9900
IEERT	Índice energía estacional renovable total	kWh/kWh	0,8957	0,8416	1,9525	0,0084
ICO₂	Índice producción CO₂	kg(CO₂)/kWh	0,0589	0,0895	0,0342	0,4214

Tabla 3: Comparación de alternativas para refrigeración

5. Alternativa seleccionada

Del análisis realizado, se obtienen las siguientes conclusiones:

El sistema con menor emisión de dióxido de carbono es el de biomasa, seguido por el geotérmico, emitiendo ambas menor cantidad de emisiones que la caldera de gas natural utilizada para la comparación.

SISTEMA	GEOTERMIA (45 °C)	GEOTERMIA (65 °C)	BIOMASA Pellets	GN (40/30°C)
ICO ₂ kg (CO ₂)/kWh	0,0602	0,0752	0,0222	0,2545

Tabla 4: Comparación de emisiones de CO₂ para calefacción

Por otra parte, ambas alternativas tienen un consumo de energía primaria no renovable menor. Así mismo, se puede observar que el sistema de biomasa es el sistema con mayor utilización de energía renovable.

Sin embargo, el sistema más eficiente, con menor índice de energía primaria y final consumida tanto para calefacción como refrigeración es, con gran diferencia, el geotérmico.

SISTEMA	GEOTERMIA (45 °C)	GEOTERMIA (65 °C)	BIOMASA Pellets	GN (40/30)
IEEC kWh/kWh	0,1818	0,2273	1,2346	1,0101
IEEP kWh/kWh	0,4305	0,5382	1,3741	1,2071

Tabla 5: Comparación de índices de energía estacional consumida y primaria

Se elegirá, por lo tanto, el sistema geotérmico como fuente de energía para la instalación de climatización del presente proyecto.

Dentro de los sistemas geotérmicos, en generación de calor hay una gran diferencia entre el funcionamiento a 45 °C y a 65 °C, siendo en el primer caso, el consumo de energía un 21% inferior. Es necesario producir a 65°C para atender la preparación del ACS, que supone un 9% de la potencia total. Sin embargo, este servicio no debe hipotecar la eficiencia de todo el sistema, por lo que se seleccionará el sistema de producción general a 45 °C, y se buscará una solución particular para atender la producción del ACS.

6. Descripción de la planta

El edificio en el que se realizará la instalación será una residencia geriátrica, que constará de 4 plantas con la siguiente distribución:

La planta inferior, o semisótano, alberga las instalaciones de cocina y sus dependencias anexas, las instalaciones de lavandería-planchado de ropa, así como los vestuarios u aseos para el personal de servicio.

Además, aquí se encuentran los cuartos de mantenimiento y diversos almacenes. Posee también una zona para la carga y descarga interior de mercancías, así como un pequeño aparcamiento. En total, su superficie útil es de 711,93 m².

En la planta baja dispone de todas las dependencias necesarias de una residencia para personas mayores: recepción, vestíbulo, salas de visitas, despacho médico y de enfermería, botiquín, sala de rehabilitación y fisioterapia, control de habitaciones, baño geriátrico, aseos adaptados, comedor, salas de estar de distintos ambientes, etc. Su superficie útil es de 623,22 m².

Las plantas primera y segunda están destinadas a las habitaciones de los residentes, que incluyen aseo propio y terrazas, pensadas para su uso en las distintas épocas del año. Además, están dotadas de zonas de estar.

Las habitaciones se dividen en tres tipos:

- 28 habitaciones individuales tipo 1, 13 por planta, de 19,83 m² útiles cada una, incluido aseo.
- 2 habitaciones dobles tipo 1, 1 por planta, de 27,12 m² útiles cada una, incluido aseo.
- 2 habitaciones dobles tipo 2, 1 por planta, de 27,60 m² útiles cada una, incluido aseo.
- 2 habitaciones individuales especiales, 1 por planta, de 31,99 m² útiles cada una, incluido aseo.

El desglose de locales es el siguiente:

RELACIÓN LOCALES			
Nº	PLANTA	ZONA HABILITADA	SUPERFICIE ÚTIL (m ²)
01	PSS	Cocina	120,44
02	PSS	Vestuario Masculino	11,39
03	PSS	Vestuario Femenino	19,59
04	PSS	Lavandería	47,16
05	PSS	Vestíbulo Protegido	18,86
06	PSS	Cuarto Basura	15,00
07	PSS	Cuarto Mantenimiento	11,56
08	PSS	Circulaciones, Escaleras, Pasillos, etc.	76,31
09	PSS	Acceso Aparcamiento	90,73
10	PSS	Almacén usuario	26,14
11	PSS	Almacén general	32,60
12	PSS	Desperdicios	13,48
13	PSS	Ascensor	4,21
		SUPERFICIE ÚTIL TOTAL ZONA HABILITADA	487,47
15	PSS	Zona no habilitada (*)	210,50
16	PSS	Aparcamiento	227,10
		TOTAL SUP. ÚTIL PLANTA SEMISOTANO	714,57
01	PB	Comedor	99,70
02	PB	Oficio – Comedor	27,50
03	PB	Zona de estar audiovisuales	65,35
04	PB	Sala de visitas I	23,90
05	PB	Sala de visitas II	23,21
06	PB	Baño geriátrico	15,05
07	PB	Fisioterapia	26,20
08	PB	Control Médico	20,94
09	PB	Estancia personal	12,17

10	PB	Aseo residentes masculino	6,30
11	PB	Aseo residentes femenino	6,64
12	PB	Vestíbulo	24,23
13	PB	Recepción/Administración/Archivo	28,28
14	PB	Aseo Adaptado	5,10
15	PB	Aseo Personal Femenino	8,50
16	PB	Aseo Personal Masculino	7,10
17	PB	Ascensor	4,21
18	PB	Circulaciones, Escaleras, Pasillos, etc.	147,41
19	PB	Desperdicios	4,44
20	PB	Almacén de limpieza	17,99
21	PB	Acceso jardín	49,18
		SUPERFICIE ÚTIL TOTAL P. BAJA	623,40
01	P1	01. Habitación individual 1 (14 habitaciones)	277,62
02	P1	Habitación doble 1	27,12
02b	P1	Habitación doble 2	27,60
03	P1	Habitación individual especial	31,99
04	P1	Circulaciones, Escaleras, Pasillos, etc.	164,48
05	P1	Almacén grúa	14,89
06	P1	Desperdicios	4,44
07	P1	Limpieza	13,36
08	P1	Ascensor	4,21
09	P1	Salida pasarela	64,29
		SUPERFICIE ÚTIL TOTAL P. PRIMERA	630,00
01	P2	Habitación individual 1 (14 habitaciones)	277,62
02	P2	Habitación doble 1	27,12
03	P2	Habitación doble 2	27,60
03	P2	Habitación individual especial	31,99
04	P2	Circulaciones, Escaleras, Pasillos, etc.	157,99

05	P2	Almacén grúa	14,89
06	P2	Almacén limpieza	13,36
08	P2	Control enfermería	5,10
09	P2	Ascensor	4,21
		SUPERFICIE ÚTIL TOTAL P. SEGUNDA	559,88
		TOTAL SUPERFICIE	2 738,35

Tabla 6: Desglose de locales del edificio

7. Cálculo de necesidades

Para dimensionar los equipos, primero se calcularán las necesidades que tendrán que cubrir. Estas dependerán de la climatología y del número de personas que utilice las diferentes instalaciones

7.1. Condiciones de diseño

7.1.1. Condiciones exteriores

Se consideran las condiciones exteriores para los percentiles 99,6 y 0,4 de las recopiladas por IDAE para la localidad de Vitoria y los parámetros derivados de las mismas, que son:

CONDICIONES EXTERIORES			
		VERANO (0,4%)	INVIERNO (99,6%)
Temperatura seca	°C	32,4	-4,0
Temperatura húmeda	°C	21,6	
Humedad relativa	%	38,5	96
Entalpía	kJ/kg	64,5	3,2

Tabla 7: Condiciones exteriores

Siendo la altitud de 508 m sobre el nivel del mar.

7.1.2. Condiciones interiores

Las condiciones de interiores de diseño están acotadas por el RITE.

Las condiciones interiores de diseño de la temperatura operativa y la humedad relativa se fijarán en base a la actividad metabólica de las personas, su grado de vestimenta y el porcentaje estimado de insatisfechos (PPD):

Para personas con actividad metabólica sedentaria de 1,2 met, con grado de vestimenta de 0,5 clo en verano y 1 clo en invierno y un PPD entre el 10 y el 15%, los valores de la temperatura operativa y de la humedad relativa estarán comprendidos entre los límites indicados en la siguiente tabla:

Estación	Temperatura operativa °C	Humedad relativa %
Verano	23...25	45...60
Invierno	21...23	40...50

Tabla 8: Condiciones interiores de diseño

Se seleccionan las siguientes condiciones de diseño

Estación	Temperatura operativa °C	Humedad relativa %
Verano	24	45...60
Invierno	22	45

Tabla 9: Condiciones interiores de diseño elegidos

Por lo tanto, las condiciones en el interior del edificio serán:

CONDICIONES INTERIORES			
		VERANO	INVIERNO
Temperatura seca	°C	24	22
Humedad relativa	%	55	45
Entalpía	kJ/kg	51,1	42,1
Volumen específico	m ³ /kg	0,9	

Tabla 10: Condiciones interiores

7.2. Necesidades térmicas

El resultado de los cálculos de cargas térmicas de los diferentes locales del edificio, calculados en función de las condiciones interiores, exteriores y los cerramientos:

RESUMEN NECESIDADES POTENCIA GEOTÉRMIA (kW)		
	CALEFACCIÓN	REFRIGERACIÓN
Interna total locales climatizados	90,8	110,0
Interna total locales radiadores	30,3	
TOTAL	121,1	110,0

Tabla 11: Necesidades de potencia geotérmica (kW)

7.3. Necesidades de renovación de aire

El RITE, para una residencia de ancianos, exige un nivel de calidad de aire de IDA2 (aire de buena calidad).

Para conseguir dicha calidad de aire, es necesario calcular el caudal mínimo de aire exterior de ventilación, para lo que existen diferentes métodos. Se utilizará el siguiente:

Método indirecto de caudal de aire exterior por persona:

Categoría	L/s por persona
IDA 1	20
IDA 2	12,5
IDA 3	8
IDA 4	5

Tabla 12: Caudales de aire exterior, en dm³/s por persona

Se emplean los valores de la tabla para las siguientes condiciones: cuando las personas tengan una actividad metabólica de alrededor 1,2 met, cuando sea baja la producción de sustancias contaminantes por fuentes diferentes del ser humano y cuando no esté permitido fumar.

Puesto que la calidad del aire a de ser de categoría IDA 2, el caudal por persona será de 12,5.

El número de ocupantes del edificio es:

Personas internas:	38
Personal y visitas:	20
Ocupación del comedor-salón:	40
Total:	98

Por lo tanto, el caudal a renovar será:

$$Q = 12,5 \text{ L/ (s}\cdot\text{p)} \cdot 98 \text{ p} = 1\ 225 \text{ L/s}$$

Para locales con gran variedad de ocupación, no siempre será necesario introducir dicho caudal de aire. Por lo tanto, en estos locales (por ejemplo, en el salón-comedor), se colocará un sensor que mida la cantidad de CO₂ en el aire, y en función de ese valor, introduzca mayor o menor cantidad de aire.

Método directo por concentración de CO₂:

Categoría	ppm*
IDA 1	350
IDA 2	500
IDA 3	800
IDA 4	1 200

Tabla 13: Concentración de CO₂ en los locales sobre el nivel exterior

(*) Concentración de CO₂ (en partes por millón en volumen) por encima de la concentración en el aire exterior

El nivel de dióxido de carbono ambiental en una zona no contaminada es de 300 ppm, por lo tanto, el nivel a mantener interior será: $500+300 = 800$ ppm

A su vez, el RITE prescribe que el aire de renovación debe ser debidamente filtrado y determina clase mínima de filtración a emplear en función de la calidad de aire exterior y de la calidad de aire interior necesaria.

Clases de filtración				
Calidad del aire exterior	Calidad del aire interior			
	IDA 1	IDA 2	IDA 3	IDA 4
ODA 1	F9	F8	F7	F5
ODA 2	F7 + F9	M6 + F8	M5 + F7	M5 + F6
ODA 3	F7+GF (*)+F9	F7+GF+F9	M5 + F7	M5 + F6

Tabla 14: Clases de filtración

El aire exterior en Vitoria se clasifica como de buena calidad ODA1 [aire puro que se ensucia sólo temporalmente (por ejemplo, polen).]

Por lo tanto, para una calidad de aire exterior ODA 1 y calidad interior IDA 2, el RITE exige filtros de categoría F8.

DESCRIPCIÓN DE LA INSTALACIÓN DE VENTILACIÓN

Se introducirá y extraerá el caudal de aire de renovación necesario en cada local de forma constante en las habitaciones y despachos, asegurando el valor del caudal mediante compuertas de caudal constante.

En el comedor, cuyo uso no es constante, se renovará el aire únicamente cuando esté en uso. Se dimensiona la aportación para la ocupación máxima, pero se regulará el caudal instantáneo a las necesidades mediante sonda de concentración de dióxido de carbono cuya medida controlará una caja de caudal variable en impulsión y otra en retorno. Se mantendrá un mínimo constante mediante un ramal con una caja de regulación de caudal constante.

En los locales no ocupados y aseos, la renovación de aire se realizará por extracción.

En los locales ocupados se extraerá un 10% menos de caudal del impulsado para asegurar una sobrepresión en los locales que evite entradas no contraladas de aire y compensar las extracciones de los aseos y de los locales sin ocupación.

La renovación de aire se realizará mediante una unidad de tratamiento de aire centralizada para todo el edificio. En la misma se atemperará la temperatura de impulsión a las temperaturas de diseño de calefacción y refrigeración para que no se produzcan molestias.

La unidad dispondrá de recuperador de energía de extracción. Se selecciona un equipo rotativo entálpico, el cual se detendrá cuando su concurso sea contraproducente.

El equipo cumplirá los requisitos de la reglamentación de diseño ecológico ErP.

También se cumplirán, para las condiciones de diseño, los rendimientos indicados por el RITE en las condiciones de diseño:

Las eficiencias mínimas en calor sensible sobre el aire exterior (%) y las pérdidas de presión máximas (Pa) en función del caudal de aire exterior (m^3/s) y de las horas anuales de funcionamiento del sistema deben ser como mínimo las indicadas en la siguiente tabla:

Horas anuales de funcionamiento	Caudal de aire exterior (m^3/s)									
	>0,5...1,5		>1,5...3,0		>3,0...6,0		>6,0...12		>12	
	%	Pa	%	Pa	%	Pa	%	Pa	%	Pa
< 2 000	40	100	44	120	47	140	55	160	60	180
> 2 000...4 000	44	140	47	160	52	180	58	200	64	220
> 4 000...6 000	47	160	50	180	55	200	64	220	70	240
> 6 000	50	180	55	200	60	220	70	240	75	260

Tabla 15: Eficiencia de la recuperación

Según los resultados de hojas de carga, el caudal de impulsión máximo es $1,23 m^3/s$, el mínimo descontando el correspondiente al comedor (0,5) es $0,73 m^3/s$, y el tiempo de uso, constante durante todo el año, de 8760 h. Para estas condiciones el RITE requiere un rendimiento térmico mínimo de 50%

Dado el desarrollo de la técnica se considera un rendimiento mínimo en condiciones de diseño de 65%.

Para reducir la humedad en verano el recuperador será entálpico rotativo, y para poder asegurar la humedad mínima en invierno se instalará un humidificador. Para evitar problemas de legionella la humidificación se realizará con vapor con producción eléctrica.

La renovación de aire se asegurará mediante una unidad de tratamiento de aire (UTA). En la misma se filtrará el aire para proteger los equipos y para asegurar la calidad de aire en el local. Se recuperará la energía térmica del aire extraído y se atemperará la temperatura de impulsión mediante baterías de frío y calor.

La posición relativa de baterías de frío y calor permitirá la posibilidad de reducir la humedad en verano mediante enfriamiento y recalentamiento sucesivo.

La Unidad de Tratamiento de Aire formada por las siguientes secciones:

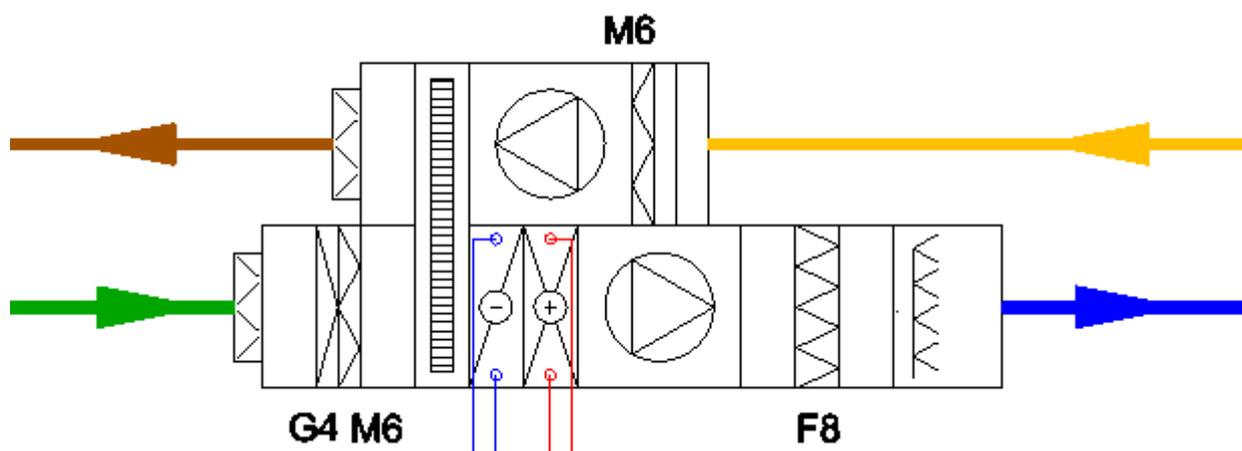


Ilustración 1: Unidad de tratamiento de aire

Suministro aire:

- Sección de toma de aire con compuerta motorizada.
- Sección de filtración: filtro previo G4 y prefiltro M6
- Recuperador rotativo entálpico
- Batería de enfriamiento
- Batería de calentamiento
- Ventilador de impulsión
- Filtro final F8
- Sección de humidificación con lanza de vapor

Extracción de aire:

- Sección de aspiración
- Sección de filtración M6
- Ventilador de retorno
- Recuperador entálpico
- Sección de salida con compuerta motorizada.

Las potencias necesarias para calentamiento y refrigeración del aire de renovación desde las condiciones de diseño exteriores hasta las condiciones interiores serán:

Condiciones de diseño:

Las condiciones de diseño, exteriores e interiores son:

CONDICIONES DE DISEÑO			
Temperatura exterior	°C	32,4	- 4,0
Humedad relativa exterior	%	38,50	100
Temperatura interior	°C	24,0	22
Humedad relativa interior	%	55,00	45,00

Tabla 16: Condiciones de diseño exteriores e interiores

Calor:

En calefacción el proceso es únicamente sensible. Se calculará en función de las temperaturas interior y exterior.

La potencia térmica (sensible) bruta necesaria es:

$$P = \dot{m} \cdot c_p \cdot (T_E - T_I) = \frac{q}{v} \cdot c_p \cdot (T_E - T_I)$$

Siendo:

$$\dot{m} = \frac{q}{v} \quad \text{Caudal másico}$$

$$c_p = 1,007 \text{ kJ/(K}\cdot\text{m)} \quad \text{Calor específico a presión constante del aire}$$

$$v = 0,9 \text{ m}^3/\text{kg} \quad \text{Volumen específico del aire interior}$$

Calculando:

$$P = (1,23 \text{ [m}^3/\text{s]} / 0,9 \text{ [m}^3/\text{kg}]) \cdot 1,007 \text{ [kJ/(K}\cdot\text{m)}] \cdot (22 - (-4)) \text{ [K]} = 35,78 \text{ [kW]}$$

Considerando un rendimiento de recuperación del 65% la potencia neta necesaria es:

$$35,78 \cdot (1 - 65/100) = 12,22 \text{ kW}$$

Frío:

En refrigeración cambia la humedad por lo que el proceso es sensible y latente por lo que se calcula en función de la variación de entalpía.

La potencia térmica total (sensible y latente) bruta necesaria es:

$$P = \dot{m} \cdot (h_E - h_I) = \frac{q}{v_p} \cdot (h_E - h_I)$$

Las entalpías correspondientes a las condiciones exteriores e interiores son:

$$h_E = 64,5 \text{ kJ/kg}$$

$$h_I = 51,9 \text{ kJ/kg}$$

Resulta:

$$P = (1,23 \text{ [m}^3/\text{s]} / 0,9 \text{ [m}^3/\text{kg}]) \cdot (64,5 - 51,9) \text{ [kJ/kg]} = 17,22 \text{ [kW]}$$

Considerando un rendimiento de recuperación del 65% la potencia neta necesaria es:

$$17,22 \cdot (1 - 65/100) = 6,03 \text{ kW}$$

7.4. Necesidades de ACS

Por fiabilidad y calidad del servicio (seguridad de suministro y constancia de temperatura de suministro) se diseñará un sistema de preparación de ACS por acumulación mediante intercambiadores externos.

Se calcula el dimensionamiento de ACS de acuerdo al método de número de aparatos desarrollado por ATECYR en su documento “DTIE 1.01 Preparación de agua caliente para usos sanitarios”.

La capacidad de alojamiento es de 38 personas

Para residencias de ancianos la demanda y consumo de ACS, incluyendo lavandería es, según DTIE 1.01 es:

- Máximo horario:	17	L/(h·p)
- Máximo diario:	114	L/(d·p)
- Medio diario:	70	L/(d·p)
- Medio diario alojamiento (1)	40	L/(d·p)
- Caudal recuperación mínimo	4,8	L/h

Para los 38 alojamientos previstos, resulta:

- Máximo horario:	646	L/h
- Máximo diario:	4332	L/d
- Medio diario:	2660	L/d
- Medio diario alojamiento (1)	1520	L/d

El dimensionamiento mínimo y volumen de acumulación para un tiempo de preparación de 2 horas resulta:

DIMENSIONAMIENTO ACS			
Número usuarios	p		38
Caudal máximo horario	L/(h·p)		17
Factor mezcla considerado	1	FM	0,90
Temperatura acumulación	°C		60
Temperatura de red	°C		10
Periodo de consumo máximo	h		1
Periodo de consumo máximo	s	T	3 600
Caudal máximo	L/h		646
Caudal máximo	L/s	CMAX	0,18
Tiempo preparación	h		2
Tiempo preparación	s	TP	7 200
RESULTADO DIMENSIONAMIENTO			
Volumen útil acumulación mínimo	L		415
Potencia	kW		13

Tabla 17: Dimensionamiento de ACS

Por motivos de eficiencia, se ha seleccionado una bomba de calor con producción a 45 °C. Con esta temperatura no es posible alcanzar la temperatura de acumulación mínima exigida por la normativa de control de legionella no la de tratamiento térmico de desinfección. Por lo tanto, será necesario un sistema de apoyo para alcanzar dicha temperatura. Para ello, se utilizará una bomba de aerotermia.

Como la temperatura de disponible es de 45 °C solo se podrá calentar el agua caliente sanitaria hasta 40 °C. La potencia aprovechable para este uso es 9,6 kW.

7.5. Resumen de necesidades

El resumen de necesidades térmicas de la instalación:

RESUMEN NECESIDADES POTENCIA GEOTÉRMIA (kW)		
CONCEPTO	CALEFACCIÓN	REFRIGERACIÓN
Interna total locales climatizados	90,8	110,0
Interna total locales radiadores	30,3	
Ventilación locales climatizados	13,2	6,0
Preparación ACS	9,6	
TOTAL	143,9	116,0

Tabla 18: Resumen de necesidades

8. Selección y dimensionamiento de los equipos principales

8.1. Selección de bombas de calor de geotermia

Se seleccionan dos equipos bomba de calor reversibles de geotermia de las siguientes características nominales:

BOMBA CALOR GEOTERMICA ALTA TEMPERATURA			
Marca		Carrier	
Modelo		30WGA060	
		Calefacción	Refrigeración
Capacidad nominal	kW	74	63
COP/EER		4,35	4,65
SCOP/ESEER		5,5	5,62
Condiciones lado edificio			
T_{ENT}	°C	40	12
T_{SAL}	°C	45	7
Condiciones lado intercambiador			
T_{ENT}	°C	10	30
T_{SAL}	°C	7	35
Tipo compresores		2 Scroll	
Refrigerante primario		R410A	
Masa en funcionamiento	kg	392	

Tabla 19: Bomba de calor geotérmica alta temperatura

Cada equipo incluirá grupo hidráulico formado por:

- Bomba de circulación de baja presión para el lado del intercambiador geotérmico.
- Bomba de circulación de baja presión para el lado del edificio.
- Filtros de agua
- Válvulas de seguridad
- Sonda de presión de seguridad

Se ha elegido un equipo optimizado para servicio continuo de refrigeración y calefacción a baja temperatura para optimizar la eficiencia.

Se ha seleccionado un equipo con bombas incorporadas para que su control lo asuma la regulación propia del equipo optimizando el funcionamiento conjunto.



Ilustración 2: Bomba de calor geotérmica

8.2. Diseño y dimensionamiento de intercambiadores de geotermia

El diseño de los intercambiadores de calor se realizará siguiendo la metodología de la “Guía Técnica: Diseño de sistemas de intercambio geotérmico de circuito cerrado” del IDAE.

En el diseño de intercambiadores de calor enterrado intervienen numerosos factores que permiten distintas variantes de diseño para un mismo sistema, por lo que se llegará a un compromiso entre todos los parámetros de funcionamiento de la instalación consumidora, las bombas de calor geotérmicas y las sondas de geotermia, siendo posible otras alternativas a la elegida.

Habrà que tener en cuenta los siguientes factores o parámetros:

- Las temperaturas de funcionamiento de la instalación térmica, para obtener eficiencias altas en las bombas de calor.
- Las temperaturas de funcionamiento del circuito geotérmico y la temperatura del terreno, para obtener eficiencias altas y colectores geotérmicos de dimensiones y cantidad admisible.
- Los caudales y temperaturas de las bombas de calor para conseguir un correcto funcionamiento tanto en frío como en calor.
- Los materiales y espesores de las tuberías de las sondas, que dependerán de la presión a la que vayan a trabajar.
- El caudal unitario con diámetro interior, para conseguir régimen turbulento.
- La longitud de sondas y el diámetro interior de la tubería, para limitar la pérdida de carga.

Como fluido circulante se elegirá simplemente agua, ya que con el salto de temperaturas que se utilizará (de 11 °C a 7 °C) no hay peligro de congelación, por lo que se descarta utilizar anticongelante junto con el agua.

La configuración a emplear puede ser horizontal o vertical. En este caso se optará por la vertical, ya que la superficie de terreno necesaria para instalar las sondas es mucho menor, y no se dispondría del terreno suficiente para utilizar el otro sistema.

Cada bomba de calor tendrá un circuito de intercambio geotérmico independiente, de forma que trabajen de forma individual. Cada circuito, a su vez, se diseñará con retorno invertido, lo que tiende a equilibrar el reparto de caudales entre los diferentes pozos.

Los pozos verticales de ambos equipos se instalarán de forma alterna para tratar de mantener la temperatura bajo tierra lo más constante posible, de forma que en los periodos intermedios (primavera y otoño) en los que las bombas funcionan en regímenes diferentes, los intercambios de calor geotérmicos tiendan a compensarse entre sí. Por otra parte, al producir tanto calefacción como refrigeración, se extrae calor en invierno y frío en verano, lo que contribuye a mantener constante dicha temperatura, al menos de forma anual.

A continuación, se llevarán a cabo los cálculos para el dimensionamiento del intercambiador de calor, que se realizarán para una bomba de calor.

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

DETERMINACIÓN DE LAS TEMPERATURAS MÁXIMAS Y MÍNIMAS DEL TERRENO

Se pueden determinar por las siguientes expresiones:

Temperatura máxima T_H (x_s) a la profundidad x_s es:

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

Temperatura mínima T_L (x_s) a la profundidad x_s es:

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

Siendo:

T_m : Temperatura media del terreno, que se puede asumir como la temperatura seca media anual del lugar

A_s : Amplitud anual de la temperatura media diaria.

α : Difusividad térmica del terreno

Sin embargo, en los sistemas verticales la amplitud anual se puede considerar cero. Eso se debe a que para profundidades superiores a 6-10 m la temperatura se mantiene estable independientemente de la profundidad y se aproxima a la media anual del aire ambiente.

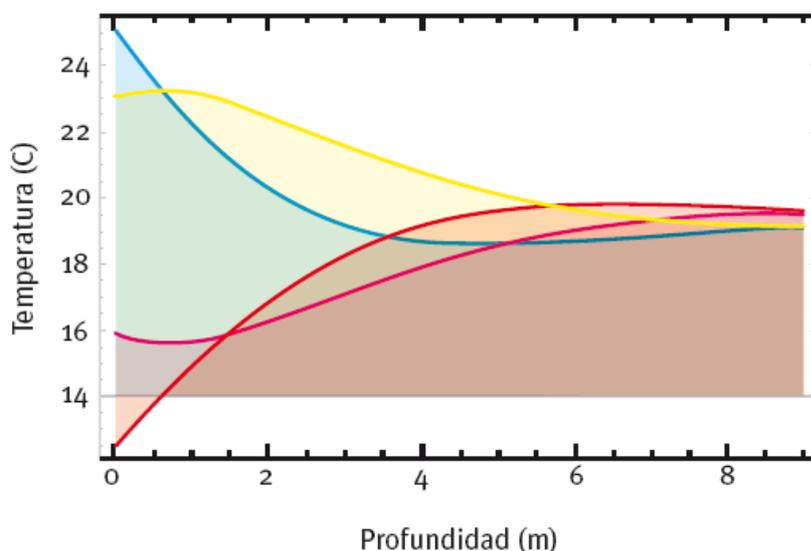


Ilustración 3: Evolución de la temperatura del suelo. Curva embudo (IDAE)

El sistema de pozos verticales será de 100 m de profundidad, por lo que se puede considerar la temperatura del terreno constante.

$$T_H = T_L = T_m$$

La temperatura media se obtiene de los datos climatológicos del lugar, que para Vitoria son:

$$T_m = 11,65 \text{ °C}$$

Sin embargo, por seguridad se considerará el valor de la temperatura del terreno redondeando a la baja: 11 °C.

DETERMINACIÓN DE LAS TEMPERATURAS DEL FLUIDO INTERCAMBIADOR

Las temperaturas del fluido en el intercambiador de calor dependen de varios parámetros: la potencia de la bomba del equipo, de la temperatura de entrada del agua a la bomba de calor, del COP/EER para esas condiciones y del caudal de agua del circuito del intercambiador.

Los valores óptimos de estos parámetros no coinciden para calefacción y refrigeración, por lo que habrá que llegar a un compromiso entre ellos.

Para el equipo seleccionado, los parámetros nominales vienen indicados en sus hojas características o calculados a partir de ellos

EQUIPO		30WG060	
RÉGIMEN		CALOR	FRÍO
LADO EDIFICIO			
P	kW	74	63
COP/EER		4,35	4,65
T_s	°C	45	7
T_E	°C	40	12
ΔT	K	5	5
T_{med}	°C	42,5	9,5
Caudal deducido	L/s	3,52	3,01
LADO INTERCAMBIADOR			
P_{INT}	kW	57,0	76,5
T_s	°C	10	35
T_E	°C	7	30
ΔT	K	3	5
T_{med}	°C	8,5	32,5
Caudal deducido	L/s	4,52	3,66

Tabla 20: Características de la bomba seleccionada

Las potencias del intercambiador se calculan en función de la potencia útil y del COP/EER para las condiciones de funcionamiento según las siguientes expresiones:

Para calefacción:

$$P_{INT_c} = P_{UC} \frac{COP - 1}{COP}$$

Para refrigeración:

$$P_{INT_f} = P_{UF} \frac{EER + 1}{EER}$$

Los caudales se deducen según la siguiente expresión:

$$q = \dot{m} \cdot c_p \cdot \Delta T$$

Los caudales nominales no coinciden para ambos regímenes, pero en la instalación real han de ser constantes e iguales, por lo que se elegirá el mayor de ellos, de forma que en ambos casos tengan el necesario.

Para el dimensionamiento de la instalación se seleccionan las condiciones nominales para el régimen de calor, que son las más críticas por la proximidad de temperaturas entre la bomba de calor y terreno.

Las condiciones de funcionamiento serán:

LADO EDIFICIO			
P	kW	74	63
COP/EER		4,35	4,65
T_{med}	°C	42,5	9,50
Caudal	L/s	3,52	3,52
ΔT	K	5	4,3
T_s	°C	45	7,4
T_E	°C	40	11,6
LADO INTERCAMBIADOR			
P_{INT}	kW	57,0	76,5
T_{med}	°C	8,5	32,50
Caudal	L/s	4,52	4,52
ΔT	K	3	1,7
T_s	°C	10	31,6
T_E	°C	7	33,4

Tabla 21: Condiciones de funcionamiento

CÁLCULO DE LA DIFERENCIA DE TEMPERATURA ENTRE EL TERRENO Y EL CIRCUITO

De los datos obtenidos anteriormente, se calculan las diferencias máximas de temperaturas entre el terreno y el circuito geotérmico:

	TEMPERATURA TERRENO (°C)	TEMPERATURA EXTREMA FLUÍDO (°C)	DIFERENCIA DE TEMPERATURA (K)
CALEFACCIÓN	11	7	4
REFRIGERACIÓN	11	33,4	22,4

Tabla 22: Diferencias máximas de temperaturas entre terreno y circuito geotérmico

CÁLCULO DE LA RESISTENCIA TÉRMICA DE LAS TUBERÍAS DEL INTERCAMBIADOR

La resistencia térmica viene dada por la expresión:

$$R_p = \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot k_p} \cdot \ln \cdot \left(\frac{D_E}{D_I} \right)$$

Siendo k_p el coeficiente de conductividad térmica del material

La guía técnica del IDAE muestra una tabla en la que se recogen las características de tubos de polietileno (uno de los materiales más comunes en los intercambiadores) para diferentes presiones de trabajo. Como se ha mencionado anteriormente, el sistema de pozos verticales se limitará a 100 m de profundidad, por lo que las tuberías tendrán de soportar un mínimo de 10 bar. Sin embargo, el aumento de temperatura provocará un aumento de presión, por lo que se selecciona la presión de 16 bar, para dar cierto margen de seguridad.

Para esta presión, las características de la tubería son:

$$D_E = 32 \text{ mm}$$

$$D_I = 26 \text{ mm}$$

$$k_p = 0,38 \text{ W/(m}\cdot\text{K)}$$

Con lo que se obtiene un valor de $R_p = 0,087 \text{ K}\cdot\text{m/W}$

CÁLCULO DE LA RESISTENCIA TÉRMICA DEL TERRENO

La resistencia térmica del terreno, R_s , es la inversa de la conductividad térmica del terreno. Según IDAE, la resistencia térmica del suelo, caliza en este caso, es de $2,8 \text{ W}/(\text{K}\cdot\text{m})$ Por lo tanto:

$$R_s = 0,36 \text{ K}\cdot\text{m}/\text{W}$$

CÁLCULO DEL FACTOR DE UTILIZACIÓN

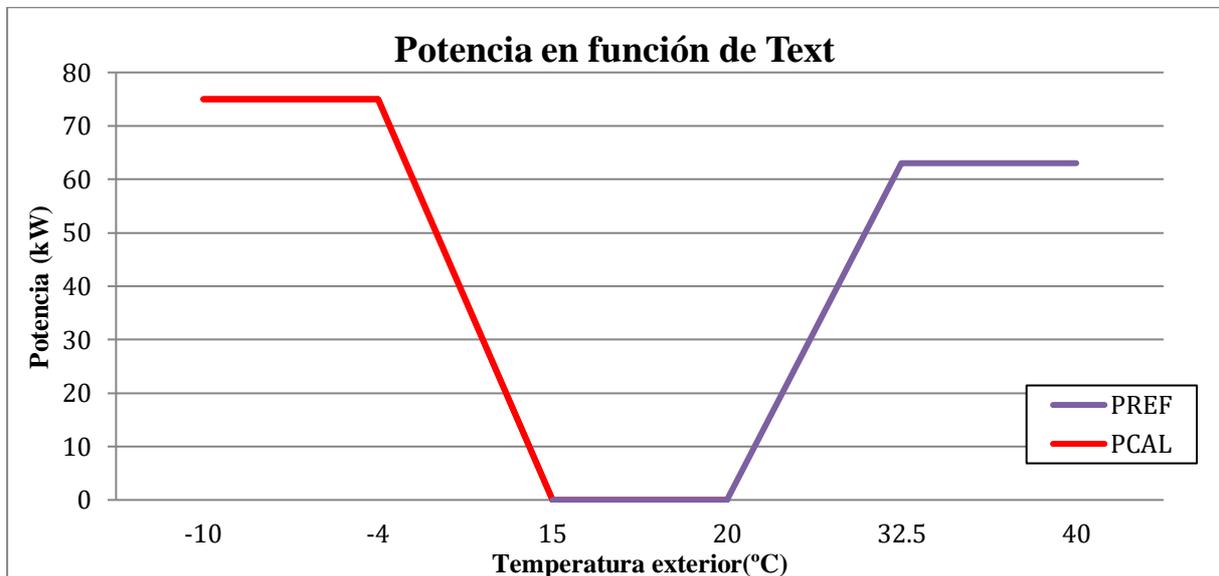
El factor de utilización es la fracción de tiempo que estaría en marcha la bomba de calor a plena potencia para realizar el intercambio anual de energía necesario.

La energía anual se estima suponiendo que la potencia necesaria es proporcional a la temperatura exterior, tanto para frío como para calor, y contabilizando el tiempo anual que se produce esa temperatura (en Vitoria) y multiplicándolo por la potencia correspondiente a dicha temperatura.

Se consideran los siguientes puntos de funcionamiento extremos.

	Calor		Frío	
	T_{ext}	P_{CAL}	T_{ext}	P_{REF}
$T_{ext \max}$	15	0	32,4	$P_{NOM F}$
$T_{ext \min}$	-4	$P_{NOM C}$	21	0

Tabla 23: Puntos de funcionamiento extremo



Gráfica 1: Potencia en función de la temperatura exterior

Se realiza el cálculo para el mes más desfavorable para cada régimen: diciembre y julio.

La distribución de temperaturas de dichos meses se obtiene de los datos tabulados del IDAE para la localidad.

ESTIMACIÓN POTENCIAS Y ENERGÍAS ACUMULADAS						
	CALEFACCIÓN (Enero)			REFRIGERACIÓN (Julio)		
text	tiempo	P_{CAL}	E_{CAL}	tiempo	P_{REF}	E_{REF}
°C	h	kW	kWh	h	kW	kWh
-9,5		75,00				
-8,5		75,00				
-7,5		75,00				
-6,5	1	75,00	75,00			
-5,5	2	75,00	150,00			
-4,5	2	75,00	150,00			
-3,5	3	73,03	219,08			
-2,5	9	69,08	621,71			
-1,5	10	65,13	651,32			
-0,5	22	61,18	1 346,05			
0,5	34	57,24	1 946,05			
1,5	33	53,29	1 758,55			
2,5	47	49,34	2 319,08			
3,5	51	45,39	2 315,13			
4,5	59	41,45	2 445,39			
5,5	66	37,50	2 475,00			
6,5	73	33,55	2 449,34	1		
7,5	71	29,61	2 101,97	2		
8,5	62	25,66	1 590,79	4		
9,5	60	21,71	1 302,63	6		
10,5	47	17,76	834,87	11		
11,5	32	13,82	442,11	17		
12,5	22	9,87	217,11	24		
13,5	15	5,92	88,82	32		
14,5	9	1,97	17,76	40		
15,5	8			52		
16,5	4			58		
17,5	2			68		
18,5				73		
19,5				59		
20,5				44	2,52	110,88
21,5				41	7,56	309,96
22,5				36	12,6	453,60
23,5				31	17,64	546,84
24,5				24	22,68	544,32
25,5				21	27,72	582,12
26,5				22	32,76	720,72
27,5				16	37,8	604,80
28,5				14	42,84	599,76
29,5				12	47,88	574,56
30,5				8	52,92	423,36
31,5				9	57,96	521,64
32,5				6	63	378,00
33,5				5	63	315,00
34,5				5	63	315,00
35,5				2	63	126,00
36,5				1	63	63,00
37,5					63	
38,5					63	
39,5					63	
Suma	744		25 517,76	744		7 189,56

Factor utilización	Calefacción	0,46	Refrigeración	0,15
---------------------------	--------------------	-------------	----------------------	-------------

Tabla 24: Cálculo del factor de utilización

Es decir, para cada temperatura exterior, será necesaria una potencia calorífica. De los datos del IDAE, obtenemos la cantidad de horas que se produce cada temperatura. Multiplicando ambos valores se obtiene la energía calorífica necesaria para cada temperatura. Sumando todos estos valores, se obtiene la energía necesaria total. Por último, dividiendo dicha energía por el producto de total de horas multiplicado por la potencia máxima, se obtiene el factor de utilización.

$$F = \frac{E_{CAL}}{P_{max} \cdot t_{total}}$$

LONGITUD DEL INTERCAMBIADOR DE GEOTERMIA

Utilizando los valores obtenidos, se calcula la longitud de los intercambiadores de geotermia mediante las siguientes expresiones:

Longitud necesaria para la calefacción:

$$L_{CAL} = \frac{P_{UC} \cdot \frac{COP - 1}{COP} (R_P + R_S \cdot F_{CAL})}{T_L - T_{MIN}}$$

$$L_{CAL} = \frac{P_{IC} \cdot (R_P + R_S \cdot F_{CAL})}{t_L - t_{MIN}}$$

Longitud necesaria para la refrigeración:

$$L_{REF} = \frac{P_{UR} \cdot \frac{COP - 1}{COP} (R_P + R_S \cdot F_{REF})}{t_{MAX} - t_H}$$

$$L_{REF} = \frac{P_{IR} \cdot (R_P + R_S \cdot F_{REF})}{t_{MAX} - t_H}$$

Siendo:

P_U : Potencia útil (para calefacción y refrigeración)

P_I : Potencia del intercambiador

Los resultados obtenidos son:

CÁLCULO LONGITUD TUBERÍA SONDAS VERTICALES			
		CALOR	FRÍO
P_{INT}	kW	57,0	76,5
R_P	K·m/W	0,086	0,086
R_S	K·m/W	0,360	0,360
F	1	0,46	0,15
T_L	°C	11,5	
T_H	°C		11,5
T_{MIN}	°C	7	
T_{MAX}	°C		33,4
ΔT	K	5	22
Longitud necesaria	m	3 170	493

Tabla 25: Resultados del cálculo de longitud de las sondas verticales

Se limita la profundidad de los pozos a 100 m para limitar la dificultad de perforación y la presión máxima en las sondas. Con esta restricción el número de pozos necesarios será:

CÁLCULO CANTIDAD SONDAS POR BOMBA DE CALOR			
		CALOR	FRÍO
Profundidad	m	100	100
nº pozos simple U	1	16	3
Selección nº sondas	1	18	

Tabla 26: Número de sondas verticales necesarias

Por seguridad se decide instalar 18 sondas en lugar de 16. Como los cálculos se han realizado para una bomba de calor, en total serán necesarias 36 sondas verticales, de diámetro exterior de 32 mm

COMPROBACIÓN DE CARACTERÍSTICAS HIDRÁULICAS.

Al ser la longitud de las sondas de 100 m, la presión máxima en la parte inferior de la sonda queda limitada a 10 bar (100 m) superior a la presión en superficie, por lo que se selecciona una tubería de presión nominal PN16 (16 bar).

El caudal por cada sonda simple en U será: $5,42 \text{ [L/(s}\cdot\text{eq)]} / 16 \text{ sondas/eq} = 0,283 \text{ L/(s}\cdot\text{sonda)}$.

Se realizan comprobaciones hidráulicas para las tuberías de polietileno elegidas:

D_E (mm)	D_I (mm)	Q (L/s)	v (m/s)	Re	J (Pa/m)	L (m)	ΔP (kPa)
32	26	0,251	0,47	9 332	142	200	28,5

Se comprueba que el régimen es turbulento, $Re > 2300$, lo que es conveniente para el intercambio de calor, y los parámetros de circulación son admisibles con una velocidad y pérdida de carga unitaria ($J < 200 \text{ Pa/m}$) contenidas.

9. Descripción de la instalación

La instalación térmica proporcionará al edificio climatización, tanto calefacción como refrigeración, ventilación y preparación de agua sanitaria. Para ello, la instalación geotérmica será de tipo todo agua, con una producción a 45 °C.

Un aspecto a tener en cuenta es que el clima es continental, con grandes variaciones de temperatura entre estaciones (verano e invierno) y a lo largo del día (en primavera y otoño). La instalación se diseñará para adecuarla a dichas características.

Para proporcionar calefacción, se utilizarán tres sistemas que se instalarán en los locales en función del uso al que estén destinados:

- El sistema principal de calefacción será el suelo radiante, que confiere mayor sensación de confortabilidad en espacios con cargas específicas no muy altas. Se utilizará para las habitaciones, comedor, recepción, etc.
- Los despachos, salas de estar, etc. con mayores demandas se tratarán mediante ventiloconvectores, equipos con mayores potencias específicas.
- Por último, los aseos, cocinas y locales de trabajo se tratarán mediante radiadores de baja temperatura.

La renovación de aire se realizará mediante una unidad de tratamiento de aire (UTA) centralizada con circuitos de impulsión y retorno. Dispondrá de baterías de calefacción y refrigeración para atemperar el aire impulsado de forma que no produzca molestias. Incorporará, además, un sistema de recuperación de energía del aire extraído. El caudal se distribuirá hasta todos los locales mediante redes de conductos dotados de cajas de caudal constante o variable (según los casos) para optimizar el sistema y el aprovechamiento energético.

Los equipos ventiloconvectores y unidad de tratamiento de aire (UTA) serán de cuatro tubos: dispondrán de baterías y circuitos hidráulicos independientes de frío y de calor, de forma que cada equipo pueda elegir en cada momento el tipo de tratamiento que necesita independientemente de los demás.

Los sistemas de suelo radiante no pueden cambiar de régimen de funcionamiento durante un día, solo por temporadas. Sin embargo, si pueden regular la emisión. De esta manera, se podrá calentar a primeras horas y cesar la emisión durante las horas centrales. Para favorecer la variación de potencia, se diseñará un sistema de suelo radiante con la menor inercia posible.

La producción de agua caliente sanitaria se realizará mediante sistema de acumulación. Se preverán, a nivel de diseño, todas las medidas necesarias para evitar problemas de legionelosis y poder realizar los preceptivos tratamientos térmicos periódicos.

Los circuitos hidráulicos se deben determinar en función de las características del sistema al que atienden: la temperatura necesaria, uso, horario, etc. Los circuitos secundarios, de distribución, y sus temperaturas de utilización serán:

Calefacción:

- Radiadores baja temperatura 45 °C
- UTA y ventiloconvectores 45 °C
- Primario ACS 65 (75 °C)

Refrigeración:

- UTA y ventiloconvectores 7 °C

Alternativo:

- Suelo radiante 40 °C o 7 °C
- El circuito de suelo radiante se conectará alternativamente a la producción de calor o frío según las necesidades. El cambio se realizará por temporada.

Se han elegido los sistemas de forma que sus temperaturas sean similares y lo más bajas posibles para poder optimizar la eficiencia de producción.

Una excepción es el circuito de ACS, que requiere temperaturas más elevadas, y que se analizará de forma especial.

9.1. Criterios generales

El sistema de producción formará un sistema primario independiente hidráulicamente del secundario, formado por dos colectores de distribución de frío y dos de calor, y dos colectores de primario de frío y dos de calor.

Desdoblado los colectores en distribución y producción se consiguen mezclas perfectas de los diferentes circuitos (para conseguir una temperatura uniforme en la mezcla), poder medir con un único equipo la potencia producida y optimizar el uso de depósitos de acumulación para aumentar la inercia de los sistemas hidráulicos

Los colectores de distribución de cada sistema, impulsión y retorno, se unirán mediante una tubería de bypass que independice hidráulicamente la distribución y la producción. Este bypass permite que por él circule la diferencia de caudal entre ambos, de forma que cada uno tenga el caudal que precise sin ser afectado por el funcionamiento de otro.

9.2. Producción

La instalación necesitará frío, calor o ambas en función de la estación. Necesitará frío en verano, calor en invierno, y ambos en primavera y otoño. En este último caso, las necesidades serán sensiblemente inferiores a las de diseño.

Para poder satisfacer dichas necesidades, se diseña la producción con dos bombas reversibles conectadas en paralelo a ambos colectores de frío y calor mediante válvulas de corte motorizadas, de forma que puedan suministrar calor o frío al sistema de forma independiente. Habrá tres posibilidades de funcionamiento:

- Dos equipos funcionando en calor (invierno)
- Dos equipos funcionando en frío (verano)
- Un equipo funcionando en calor y otro en frío

Las bombas de calor incorporan bombas hidráulicas, tanto para el circuito de agua atemperada del edificio como para el de geotermia.

Entre los colectores primarios se instalará un bypass para evitar interferencias con los circuitos secundarios, asegurando así un caudal constante en las bombas primarias. En esos bypasses, a su vez, se instalarán, en cada uno, un depósito de inercia. De esta manera, se evitará que las bombas de calor tengan que estar arrancando y parando constantemente.

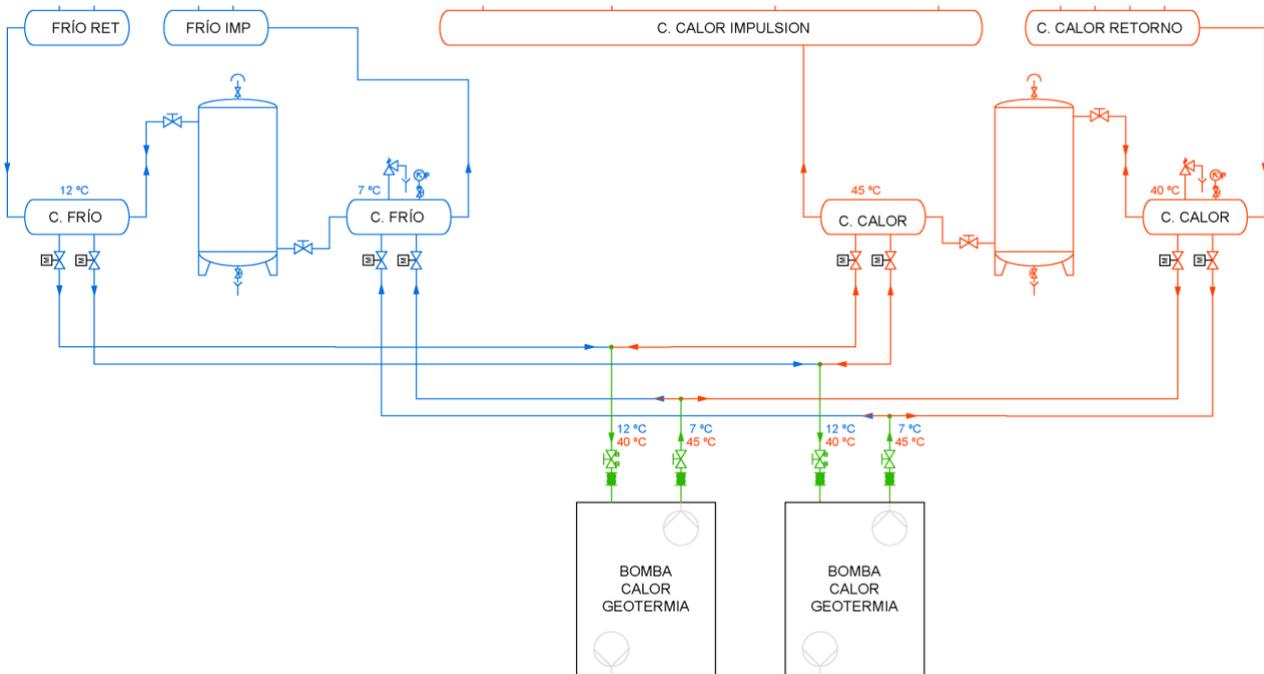


Ilustración 4: Sistema de producción

9.3. Intercambiadores geotérmicos

Cada bomba de calor tendrá un circuito geotérmico propio, de forma que cada bomba de calor sea independiente.

Como se ha calculado anteriormente, se han seleccionado 36 sondas geotérmicas en U de tubería de polietileno, que se instalarán con una separación de 6m entre sí.

Cada circuito se diseñará con retorno invertido, lo que tiende a equilibrar el reparto de caudales entre los diferentes pozos

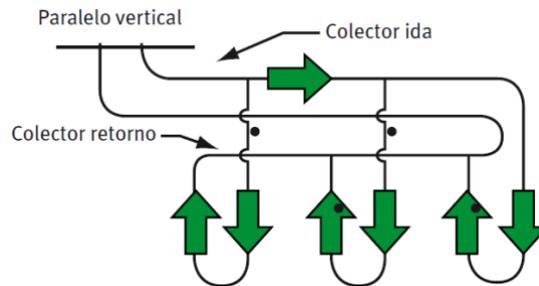


Ilustración 5: Esquema de circuito geotérmico con retorno invertido

Las sondas se distribuirán en seis filas, es decir, tres filas para cada bomba. Estas filas también se conectarán entre si con retorno invertido.

Por otra parte, se alternarán las filas de cada bomba para que cuando los equipos funcionen en regímenes diferentes (calor y frío), se tienda a compensar a temperatura.

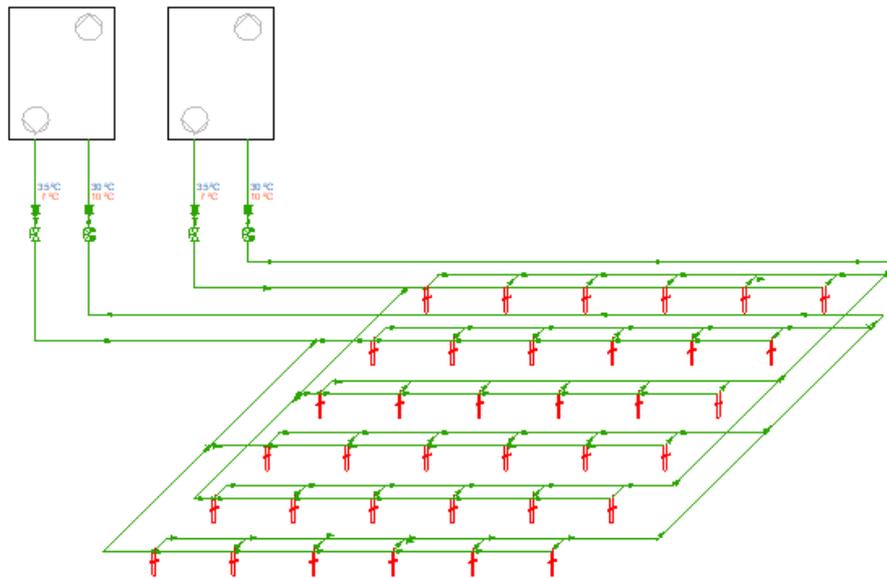


Ilustración 6: Sistema de intercambio geotérmico

9.4. Circuitos de distribución

El sistema hidráulico de distribución estará formado por los siguientes subsistemas:

- Distribución frío UTA aire exterior y ventiloconvectores
- Distribución calor UTA aire exterior y ventiloconvectores
- Distribución radiadores
- Distribución suelo radiante: frío y calor
- Preparación Agua Caliente Sanitaria

Los circuitos de distribución serán en general de caudal variable para que tomen del primario únicamente el caudal necesario y optimizar así el número de equipos de producción que se necesite arrancar.

Cada circuito dispondrá de dos bombas de circulación, colocadas en paralelo, para garantizar el servicio en caso de avería. Cada bomba tendrá su panoplia de accesorios completa (válvulas de interrupción, anti-retornos, amortiguadores de vibración, manómetros, etc.).

Las bombas de distribución a caudal variable dispondrán de un sistema integrado de sondas de presión diferencial y variador de velocidad electrónico para adecuar la velocidad de las bombas a las necesidades. Las de pequeño tamaño podrán disponer de sistemas integrados de control de velocidad que garantice un funcionamiento similar al descrito.

Para que la instalación de frío funcione correctamente es necesario que la temperatura de impulsión sea constante. Para ello el caudal primario debe ser igual o superior al secundario. Para que se pueda funcionar correctamente con menos caudal en producción, parando un equipo, el caudal secundario debe reducirse, hecho que no ocurre en los sistemas de caudal constante, pero sí en los de caudal variable.

De esta forma se permite que la instalación pueda funcionar correctamente con un único equipo productor a cargas parciales y que, por tanto, en épocas intermedias se pueda dedicar cada uno de ellos a un sistema.

9.4.1 Distribución frío UTA aire exterior y ventiloconvectores

Este circuito conducirá el agua atemperada al mismo tiempo a la unidad de tratamiento de aire y a los ventiloconvectores, ya que las temperaturas y los tiempos en los que se utilizan coinciden.

Estos equipos se alimentan a cuatro tubos, con circuitos de frío y calor, de forma que puedan disponer de ambos de forma independiente.

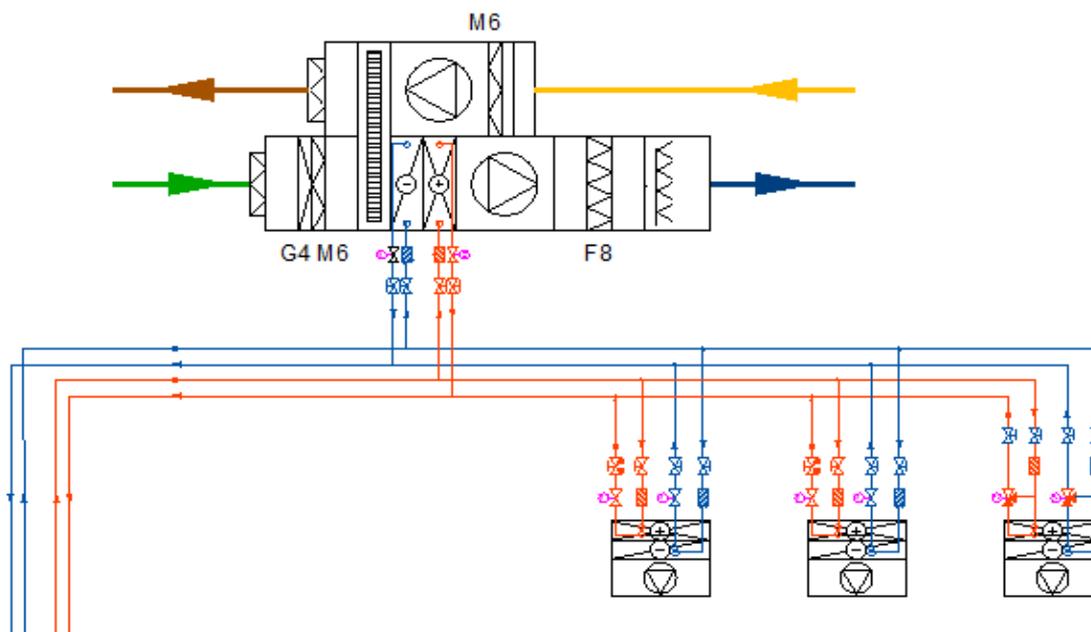


Ilustración 7: Distribución UTA y ventiloconvectores

En los equipos se instalarán válvulas modulantes de dos vías para conseguir un funcionamiento a caudal variable. En uno de los ventiloconvectores se sustituirán las válvulas de dos vías por válvulas de tres vías para que el caudal no se anule completamente y evitar que se deterioren las bombas.

El circuito de distribución estará formado por dos bombas en paralelo con sus correspondientes panoplias.

Las bombas tendrán control electrónico interno para mantener constante un valor de consigna de presión para adecuar el caudal a las necesidades instantáneas.

En aspiración de bombas, una válvula de tres vías mezcladora modulante controlará la temperatura de impulsión de agua. Se controlará la temperatura de impulsión para ajustarla al valor óptimo que produzca la mínima condensación necesaria.

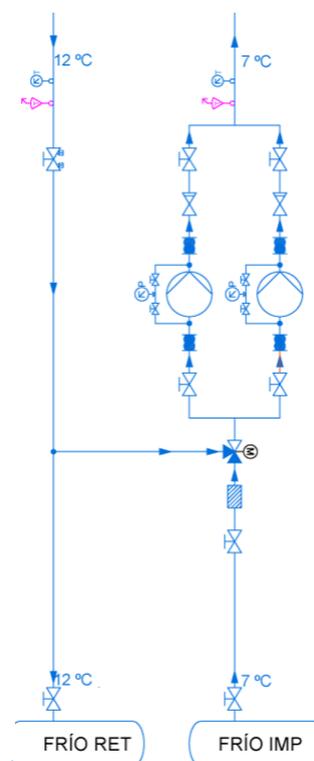


Ilustración 8: Distribución frío UTA y ventiloconvectores

9.4.2 Distribución calor UTA aire exterior y ventiloconvectores

La instalación será la misma que para la distribución de frío:

En los equipos se instalarán válvulas modulantes de dos vías para conseguir un funcionamiento a caudal variable.

Estará formado por dos bombas en paralelo con sus correspondientes panoplias.

Las bombas tendrán control electrónico interno para mantener constante un valor de consigna de presión para adecuar el caudal a las necesidades instantáneas.

En aspiración de bombas, una válvula de tres vías mezcladora modulante controlará la temperatura de impulsión de agua. Se controlará la temperatura de impulsión para mantenerla en un valor constante de diseño.

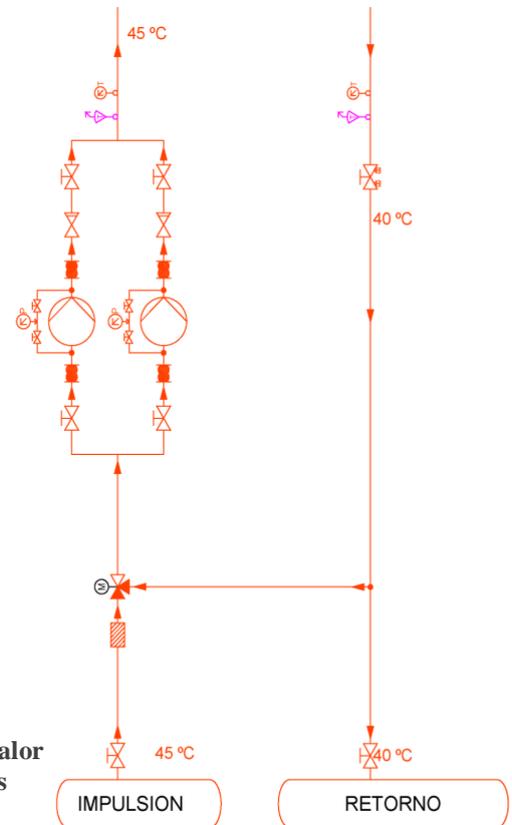


Ilustración 9: Distribución calor UTA y ventiloconvectores

9.4.3 Distribución radiadores

Las válvulas de radiadores serán de dos vías termostáticas, por lo que el funcionamiento será a caudal variable.

Estará formado por dos bombas en paralelo con sus panoplias.

Las bombas tendrán control electrónico interno para mantener constante un valor de consigna de presión para adecuar el caudal a las necesidades instantáneas.

En aspiración de bombas, una válvula de tres vías mezcladora modulante controlará la temperatura de impulsión de agua. Se realizará una compensación en función de la temperatura exterior en invierno.

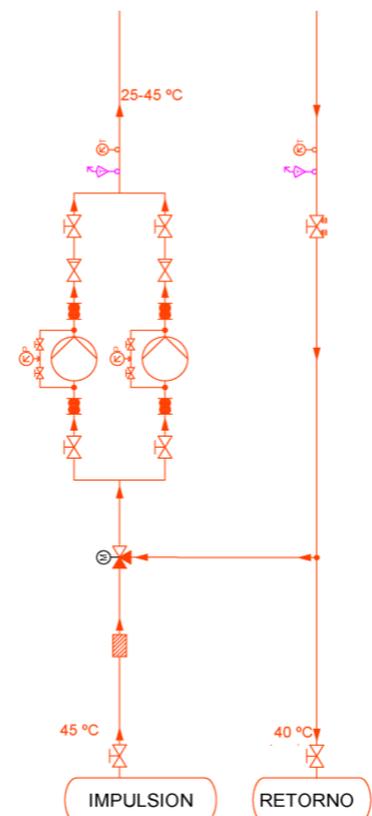


Ilustración 10: Distribución radiadores

9.4.4 Suelo radiante: Frío y calor

El circuito de suelo radiante será único. Distribuirá alternativamente o frío o calor. Para ello se conectará mediante válvulas de dos vías motorizadas a los colectores de frío o a los de calor.

Dado que el suelo radiante se controla con válvulas de dos vías en colectores, es intrínsecamente de caudal variable.

Estará formado por dos bombas en paralelo con sus correspondientes panoplias.

Las bombas tendrán control electrónico interno para mantener constante un valor de consigna de presión para adecuar el caudal a las necesidades instantáneas.

En aspiración de bombas, una válvula de tres vías mezcladora modulante controlará la temperatura de impulsión de agua. Se realizará una compensación en función de la temperatura exterior en invierno. En verano controlará la temperatura de impulsión para evitar condensaciones.

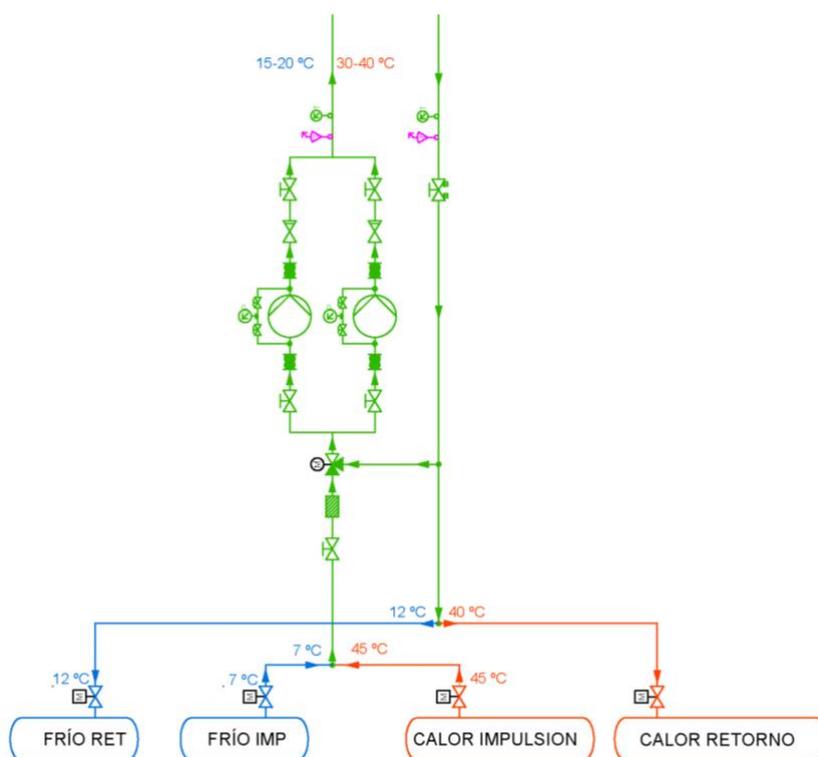


Ilustración 11: Distribución suelo radiante

9.4.5 Preparación agua caliente sanitaria

La preparación de ACS se realizará mediante sistema de acumulación, mediante intercambiadores de calor de placas.

Las bombas de calor geotérmicas seleccionadas se han diseñado para funcionamiento con temperatura de salida a 45 °C. En estas condiciones no pueden garantizar la temperatura de acumulación preceptiva de 60 °C, por lo que se utilizará una bomba de aerotermia como sistema de apoyo.

Las bombas de aerotermia, de tipo aire-agua, aún con eficiencia algo inferior a los equipos de geotermia, tienen rendimientos suficientes para ser considerados como sistemas renovables. Se dimensionará este equipo, por fiabilidad, para poder suministrar toda la potencia necesaria para atender el servicio. Sin embargo, se conectará en serie con un intercambiador de calor conectado al sistema general para aprovechar en lo posible la energía geotérmica con mejor eficiencia.

De esta forma, la preparación se realizará en dos fases mediante dos intercambiadores conectados en serie:

La primera etapa se alimentará por el sistema general de bombas de calor de geotermia. Podrá elevar la temperatura del agua de los 10 °C de media de entrada hasta 40 °C. Este paso se realizará con una eficiencia estacional muy alta (5,5)

La segunda etapa se realizará mediante otro intercambiador de placas alimentado por una bomba de calor de aerotermia, para alcanzar la temperatura de diseño (60°C) o la del tratamiento térmico programado (70°C)

Se selecciona una bomba de calor de aerotermia partida, de alta temperatura, con dos circuitos frigoríficos en serie del nivel de potencia inmediatamente superior al calculado.

BOMBA CALOR AEROTERMIA ALTA TEMPERATURA		
Marca	Daikin	
Modelo	EKHBRD016ADY17	
T_{ENT}	°C	55
T_{SAL}	°C	65
Capacidad nominal	kW	16
COP		2,88
Tipo compresores		Scroll
Refrigerante primario		R410A
Refrigerante secundario		R134A

Tabla 27: Bomba de calor de aerotermia alta temperatura



Ilustración 12: Bomba de calor de aerotermia

Los intercambiadores de calor se dimensionan con una diferencia de temperatura entre entrada de primario y salida de secundario de 5 K. Los parámetros de funcionamiento serán:

INTERCAMBIADOR CALOR GEOTERMIA			
		PRIMARIO	SECUNDARIO
Potencia	kW	9,6	
Q	L/s	0,47	0,08
T_{ENT}	°C	45	10
T_{SAL}	°C	40	40
ΔP	kPa	5,6	0,4

INTERCAMBIADOR CALOR AEROTERMIA			
		PRIMARIO	SECUNDARIO
Potencia	kW	16	
Q	L/s	0,39	0,08
T_{ENT}	°C	65	10
T_{SAL}	°C	55	60
ΔP	kPa	2,9	0,3

Tabla 28: Intercambiadores de calor en la producción de ACS

El agua de consumo, después de salir del acumulador pasará por una válvula modulante de tres vías que la mezclará con agua fría para reducir la temperatura a 55 °C para evitar riesgo de quemaduras a los usuarios.

Se dispondrá del preceptivo circuito de recirculación de ACS que asegure que el agua nunca baje de 50 °C.

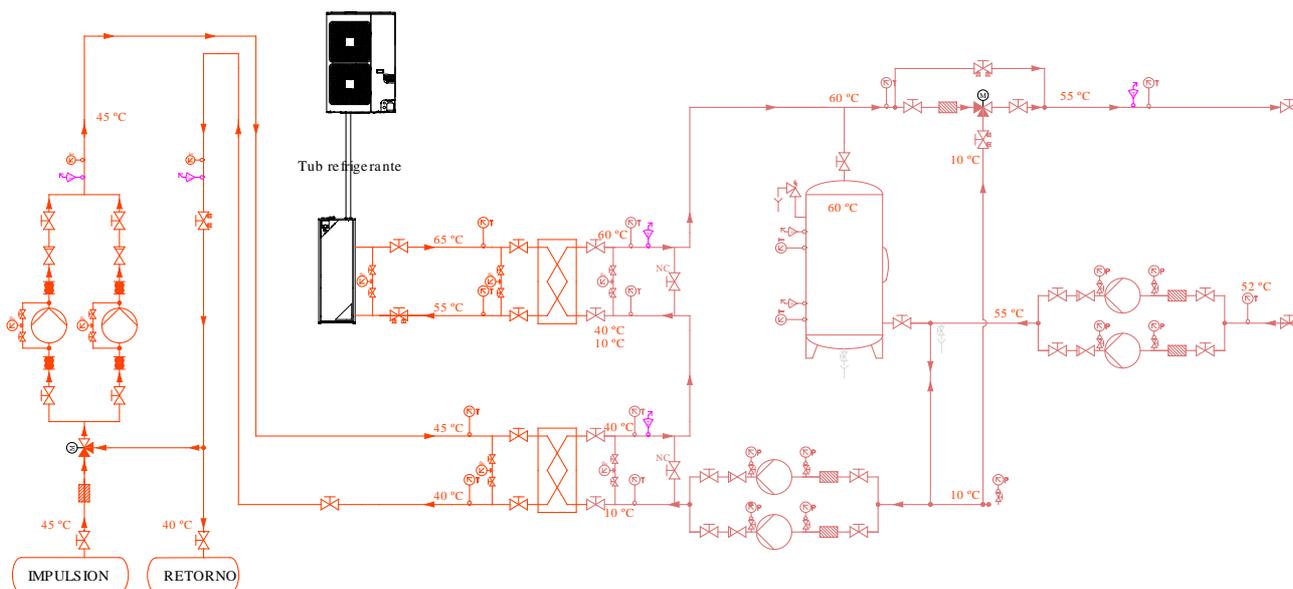


Ilustración 13: Distribución de ACS

10. Estudio económico

10.1. Presupuesto

Una vez diseñada la instalación y dimensionado los equipos utilizados, se procederá a realizar el estudio económico del proyecto. Se separarán las diferentes partidas, indicando los elementos principales en ellas. Ante la falta de datos exactos, se realizan aproximaciones de los valores de los elementos.

EQUIPOS SALA MÁQUINAS			
EQUIPOS PRODUCTORES			34 000
BOMBA CALOR GEOTERMIA	2	14 000	28 000
BOMBA CALOR AEROTERMIA	1	6 000	6 000
EQUIPOS BOMBEO			16 500
INTERCAMBIADORES CALOR			1 550
INTERCAMBIADOR CALOR ACS GEOTERMIA	1	750	750
INTERCAMBIADOR CALOR ACS AEROTERMIA	1	800	800
EXPANSIÓN Y SEGURIDAD			1 900
DEPÓSITOS INERCIA Y ACUMULACIÓN			5 000
REGULACIÓN MEDICIÓN			3 000
VALVULERÍA			3 500
TOTAL			65 450

Tabla 29: Presupuesto sala de máquinas

SISTEMA INTERCAMBIO GEOTÉRMICO			
DESPLAZAMIENTO A OBRA			2 400
SONDAS GEOTÉRMICAS	36	995	35 820
PERFORACIÓN VERTICAL	3 600	24	86 400
RELLENO DE PERFORACIÓN	3 600	5	18 000
RED DE TUBERÍAS DE DISTRIBUCIÓN			9 600
PRUEBAS PRESIÓN, CONTROL CALIDAD, LEGALIZACIÓN Y TRAM. SUBVEN.	1	2 100	2 100
TOTAL			154 320

Tabla 30: Presupuesto sistema de intercambio geotérmico

UTAS Y VENTILADORES	15 700
SISTEMAS TERMINALES	41 000
DIFUSIÓN Y COMPUERTAS REGULACIÓN AIRE	6 000
CONDUCTOS AIRE	14 000
INSTALACION HIDRÁULICA	16 500
REGULACIÓN Y CONTROL	17 600
INSTALACIÓN ELÉCTRICA	7 500

Tabla 31: Presupuesto de las partidas restantes

Sumando todas las partidas, da un total de 338 070 €, sin embargo, hay que tener en cuenta los gastos generales de proyecto, así como el beneficio de la empresa que lo lleva a cabo y el IVA

TOTAL		338 070
Gastos generales	13%	382 019
Beneficio	6%	404 940
IVA	21%	489 977

Tabla 32: Gastos generales, beneficio, IVA

Por lo tanto, el proyecto total es un total de 489 977 €

Por último, habría que considerar las ayudas y subvenciones que se pueden obtener, por ser una instalación mediante energías renovables. En la comunidad autónoma vasca, estas ayudas vienen dadas por el Ente Vasco de la Energía (EVE).

En el caso de la energía geotérmica, para una instalación de más de 70 kW instalados, se puede obtener una subvención de hasta 360 €/kW instalado. En este caso, con una potencia total de 148 kW de energía geotérmica, podría llegar a obtenerse una subvención de 53 280 €

Gracias a esta subvención, el coste del proyecto quedaría en 436 697 €.

10.2. Viabilidad económica

Se realizará una comparación de la instalación con respecto a otra que proporcione calefacción mediante una caldera de gas natural y refrigeración mediante aerotermia. Se demostrará que, aunque la geotermia tiene una inversión inicial mayor, a largo-medio plazo es más rentable.

Para realizar la comparación, únicamente se considerará el coste de la producción de energía, ya que el resto de sistemas serán iguales en ambos casos.

La inversión aproximada para cada caso será:

- Geotermia:

COSTE INSTALACIÓN	
Sistema de intercambio geotérmico	154 000
Equipo productor (bomba geotérmica)	28 000
TOTAL	182 000

Tabla 33: Inversión inicial geotermia

- Gas Natural/Aerotermia:

COSTE INSTALACIÓN	
Caldera Gas Natural	18 000
Aerotermia	28 000
TOTAL	46 000

Tabla 34: Inversión inicial GN/Aerotermia

Teniendo en cuenta la subvención que recibe la energía geotérmica, a diferencia del coste de la instalación, es de 82 720 €

Por otra parte, los costes anuales de ambas instalaciones serán:

COSTE ANUAL		Calor	Frío
		Geotermia	
SCOP/ESEER	(-)	5,50	5,62
Energía estaciona consumida	kWh	51 636,36	10 320,28
Precio electricidad (llano)	€/kWh		0,1141
Coste electricidad	€	5 891,71	1 177,54
Total			7 069,25
		GN	Aerotermia
REND/ESEER	(-)	0,92	3,70
Energía estacional consumida	kWh	308 695,65	15 675,68
Precio gas natural/electricidad	€/kWh	0,043463	0,1141
Coste	€	13 416,84	1 788,59
Total			15 205,43

Tabla 35: Costes anuales de producción

Es decir, al año se ahorrarán 8 136,18 €. Por lo tanto, teniendo en cuenta la diferencia del coste inicial, el tiempo de retorno será de 10,17 años.

11. Diagrama de Gantt

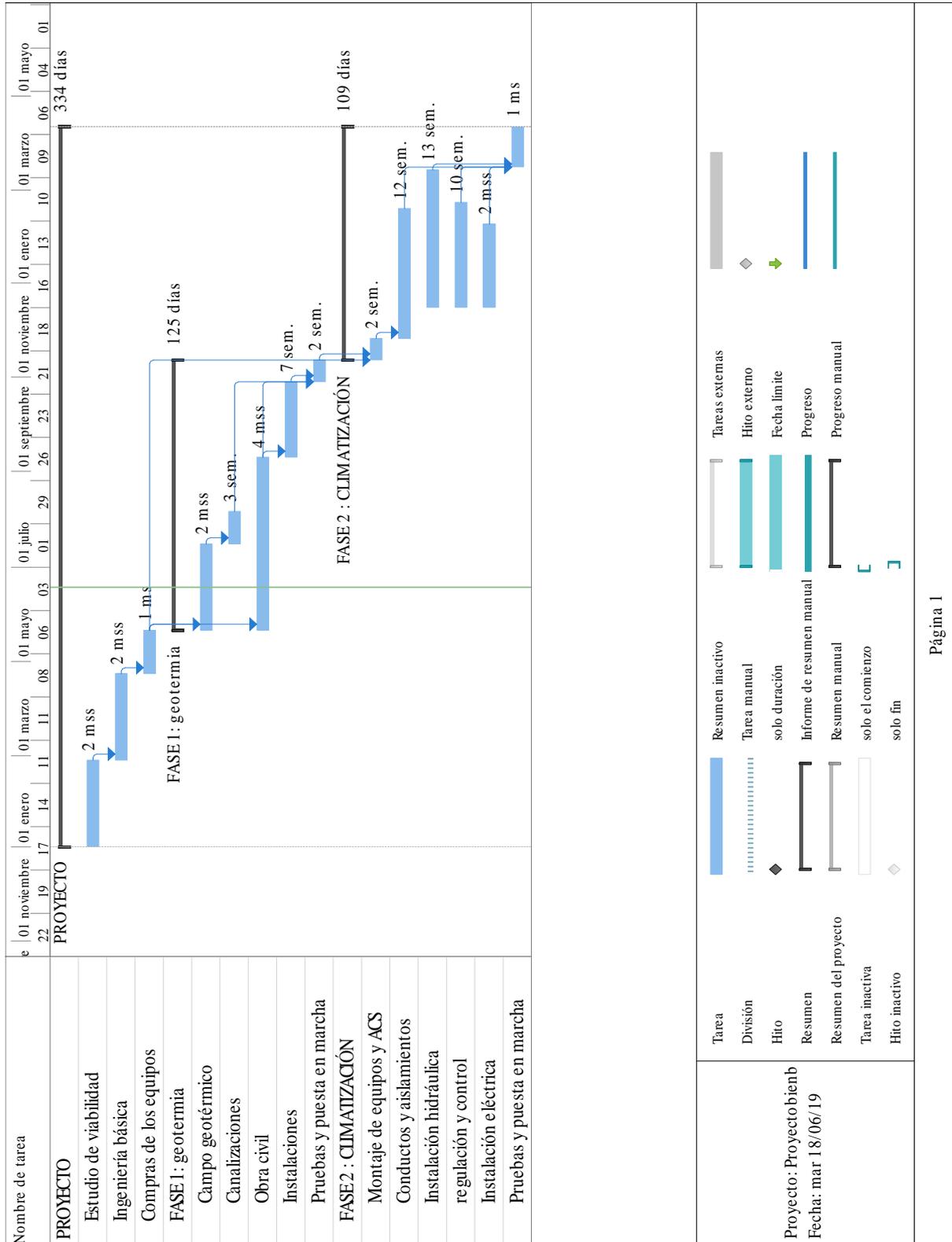


Ilustración 14: Diagrama de Gantt

12. Bibliografía

- IDAE (2014): Factores de emisión de CO₂ y coeficientes de paso a energía primaria.
- ATECYR-IDAE (2012). Guía técnica 14: Diseño de sistemas de intercambio geotérmico de circuito cerrado. Obtenido de:
https://www.idae.es/uploads/documentos/documentos_14_Guia_tecnica_diseno_de_sistemas_de_intercambio_geotermico_de_circuito_cerrado_1d03dc08.pdf
- ANAIP (2016): Informe N16, Geotermia: Aprovechamiento con BCGT.
- ATECYR-IDAE (2010) Guía técnica 12: Condiciones climáticas exteriores de proyecto. Obtenido de:
https://www.idae.es/uploads/documentos/documentos_12_Guia_tecnica_condiciones_climaticas_exteriores_de_proyecto_e4e5b769.pdf
- IDAE: Guía 7. Frecuencias horarias de repetición en temperatura. Intervalo 24 horas
- ATECYR (2010). Fundamentos de Climatización.
- Reglamento de Instalaciones Térmicas en Edificios (RITE)
- ATECYR -IDAE (2007): Comentarios RITE 2007. Reglamento de instalaciones térmicas en los edificios. Obtenido de:
https://www.idae.es/uploads/documentos/documentos_10540_Comentarios_RITE_GT_7_07_2200d691.pdf
- Robert Petitjean (1994). Total Hydronic Balancing.
- ATECYR: DTIE 1.01 Preparación de agua caliente para usos sanitarios.
- Ente Vasco de la Energía. Programa de ayudas 2019. Obtenido de:
<https://www.eve.eus/Eficiencia-y-Ahorro/Programa-de-ayudas/2019/Geotermia-2019.aspx>
- Comisión Europea. Energía, Cambio Climático, Medio ambiente. Acción de la UE. Estrategias y objetivos climáticos. Obtenido de:
https://ec.europa.eu/clima/policies/strategies_es

SIGLAS:

ANAIP: Asociación Española de Industriales de Plásticos.

ATECYR: Asociación Técnica Española de Climatización Y Refrigeración

IDAE: Instituto para la Diversificación y Ahorro de Energía.

13. Anexos

En la siguiente página se muestra el esquema general de los circuitos de distribución

