



# **ESCUELA POLITÉCNICA NACIONAL**



## **FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA**

### **DISEÑO Y SIMULACIÓN DE UN SISTEMA DE CALEFACCIÓN POR PISO RADIANTE PARA UN REFUGIO DE MONTAÑA UBICADO A 4000 MSNM EN EL VOLCÁN CAYAMBE**

**TRABAJO DE TITULACIÓN PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE  
INGENIERO MECÁNICO**

**SÁNCHEZ VÁSQUEZ HENRY XAVIER**

[henry.sanchez@epn.edu.ec](mailto:henry.sanchez@epn.edu.ec)

**DIRECTOR: Ing. ROJAS MOLINA ROBERTO CARLOS, PhD**

[roberto.rojas@epn.edu.ec](mailto:roberto.rojas@epn.edu.ec)

**CODIRECTOR: Dr. ORDOÑEZ MALLA FREDDY**

[freddy.ordonez@epn.edu.ec](mailto:freddy.ordonez@epn.edu.ec)

**QUITO, ENERO 2019**

## CERTIFICACIÓN

Certificamos que el presente trabajo fue desarrollado por **HENRY XAVIER SÁNCHEZ VÁSQUEZ**, bajo nuestra supervisión.

---

Ing. Roberto Carlos Rojas, PhD

**DIRECTOR DE PROYECTO**

---

Ing. Freddy Ordoñez, PhD

**CO-DIRECTOR DE PROYECTO**

## DECLARACIÓN

Yo, **Henry Xavier Sánchez Vásquez**, declaro bajo juramento que el trabajo aquí descrito es de mi autoría; que no ha sido previamente presentado para ningún grado o calificación profesional; y, que he consultado las referencias bibliográficas que se incluyen en este documento.

A través de la presente declaración cedo mis derechos de propiedad intelectual correspondiente a este trabajo, a la Escuela Politécnica Nacional, según lo establecido por la Ley de Propiedad Intelectual, por su Reglamento y por la normativa institucional vigente.

---

Henry Xavier Sánchez Vásquez

## **DEDICATORIA**

A mis padres Jorge y Norma, quienes me llenan de orgullo e inspiración. Este logro es debido a ustedes.

Henry Xavier Sánchez Vásquez

## **AGRADECIMIENTO**

A mis padres Jorge y Norma. Su ejemplo de gran esfuerzo fue mi inspiración para siempre continuar a pesar de lo difícil y los obstáculos del camino. Gracias por siempre confiar en mí y brindarme todo su apoyo incondicional a lo largo de todo este proceso. Y por todo su amor. ¡Gracias Papá y Mamá!

## ÍNDICE

Certificación .....	i
Declaración .....	ii
Dedicatoria .....	iii
Agradecimiento.....	iv
Índice de figuras .....	viii
Índice de tablas.....	ix
RESUMEN.....	xi
ABSTRACT .....	xii
INTRODUCCIÓN.....	1
Objetivo general.....	2
Objetivos específicos .....	2
<b>1. MARCO TEÓRICO.....</b>	<b>3</b>
1.1. Sistemas de Calefacción .....	3
1.2. Confort térmico.....	4
1.2.1. Índices PMV y PPD .....	7
1.3. Calefacción de piso radiante .....	8
1.4. Descripción del sistema de calefacción por piso radiante.....	9
1.4.1. Principio de funcionamiento.....	9
1.4.2. Ventajas .....	10
1.4.3. Componentes.....	11
1.4.4. Tipos de pisos radiantes.....	13
1.5. Simulaciones de sistemas de piso radiante .....	14
<b>2. METODOLOGÍA.....</b>	<b>16</b>
2.1. Recolección de datos del refugio.....	17
2.1.1. Ubicación .....	17
2.1.2. Orientación.....	17
2.1.3. Datos climáticos .....	18
2.1.4. Descripción del refugio .....	19
2.1.5. Temperatura interior de diseño.....	20
2.1.6. Datos de los espacios a calentar .....	21
2.2. Cálculo de las cargas térmicas de diseño.....	22
2.2.1. Procedimiento para el cálculo de cargas térmicas .....	23

2.2.2.	Pérdida térmica de diseño total de un espacio a calentar .....	24
2.2.3.	Pérdida térmica de diseño por transmisión .....	24
2.2.4.	Pérdida térmica de diseño por ventilación .....	25
2.2.5.	Carga térmica de diseño de un espacio.....	26
2.2.6.	Capacidad de calentamiento .....	26
2.2.7.	Carga térmica de diseño total de un edificio .....	26
2.3.	Dimensionamiento del piso radiante .....	27
2.3.1.	Principios básicos.....	27
2.3.1.1.	Condiciones térmicas límites .....	27
2.3.1.2.	Curvas características de rendimiento .....	28
2.3.1.3.	Curvas límites .....	29
2.3.1.4.	Conjunto de curvas características del sistema .....	29
2.3.1.5.	Desviación media de temperatura aire-agua.....	30
2.3.1.6.	Aislamiento térmico descendente .....	30
2.3.1.7.	Resistencia térmica del pavimento.....	31
2.3.2.	Metodología de diseño .....	32
2.3.2.1.	Cálculo de la densidad de flujo térmico de diseño .....	32
2.3.2.2.	Cálculo de longitud de tubería .....	33
2.3.2.3.	Cálculo de la temperatura de impulsión .....	34
2.3.2.4.	Cálculo de flujos máxicos.....	34
2.4.	Dimensionamiento del sistema de bombeo .....	36
2.4.1.	Cálculo de las pérdidas de carga en los circuitos .....	36
2.4.1.1.	Pérdidas por fricción .....	36
2.4.1.2.	Pérdidas por accesorios.....	37
2.5.	Simulación del sistema.....	38
2.5.1.	Modelo matemático y condiciones de frontera.....	40
2.5.2.	Discretización .....	44
2.5.3.	Análisis de independencia de malla.....	44
2.5.4.	Validación del modelo .....	45
2.6.	Selección del suministro de calor .....	46
2.6.1.	Análisis multicriterio.....	46
2.7.	Procedimiento para la instalación del piso radiante .....	47
<b>3.</b>	<b>RESULTADOS Y DISCUSIÓN .....</b>	<b>49</b>
3.1.	Cargas térmicas .....	49

3.1.1. Ejemplo de cálculo de cargas .....	49
3.1.2. Cargas térmicas totales .....	51
3.2. Curvas características del sistema de piso radiante .....	51
3.3. Sistema de piso radiante .....	55
3.3.1. Diseño de circuitos .....	56
3.3.2. Temperatura de impulsión .....	57
3.3.3. Flujos máxicos.....	57
3.3.4. Análisis paramétrico .....	63
3.4. Pérdidas de carga .....	65
3.4.1. Selección de bombas .....	66
3.5. Resultados de la simulación del sistema en condiciones de estado estable .....	67
3.6. Fuente de calor .....	71
<b>4. CONCLUSIONES .....</b>	<b>73</b>
4.1. Conclusiones.....	73
4.2. Trabajos futuros .....	74
<b>Referencias Bibliográficas .....</b>	<b>75</b>
<b>Anexos.....</b>	<b>80</b>
Anexo I. Método para determinar la temperatura interior de diseño según la EN 12831 .....	80
Anexo II. Aislamiento térmico de la vestimenta según la norma ISO 7730.....	83
Anexo III. Ubicación refugio Cóndor Lodge.....	85
Anexo IV. Planos del refugio.....	86
Anexo V. Restricciones del método de cálculo de cargas térmicas simplificado de la norma une en 12831 y valores por defecto para su aplicación.....	89
Anexo VI. Conductividad térmica y resistencia térmica de materiales constructivos, pavimentos-propiedades.....	91
Anexo VII. Norma UNE EN 1264: Tablas de factores para el cálculo del conjunto de curvas características y curvas límites.....	92
Anexo VIII. Procedimiento para la instalación del piso radiante .....	95
Anexo IX. Curvas característica para $S_u=0,045[m]$ .....	99
Anexo X. Cotización de fuente de calor para el análisis.....	101
Anexo XI. Cálculo de $U_k$ y cargas térmicas totales de diseño para todos los espacios acondicionados del refugio. ....	103
Anexo XII. Análisis multicriterio para la selección de la fuente de calor .....	112

## Índice de figuras

Figura 1.1. PPD en función del PMV.....	8
Figura 1.2. Hipocausto de las termas romanas de Álcora (Castellón, Siglo I). ....	8
Figura 1.3. Perfil de temperaturas de diferentes tipos de calefacción. ....	10
Figura 1.4. Tipos de sistemas radiantes según EN 1264-1. ....	14
Figura 2.1. Refugio Cóndor Lodge en proceso de construcción.....	17
Figura 2.2. Orientación del refugio. ....	18
Figura 2.3. Temperaturas mínimas, medias y máximas mensuales de un año típico. ....	19
Figura 2.4. Temperaturas mínimas, medias y máximas en la serie 1998-2014. ....	19
Figura 2.5. Vistas de planta del refugio. ....	20
Figura 2.6. Elementos estructurales del refugio. ....	22
Figura 2.7. Dimensiones exteriores para aplicación del método de cálculo simplificado. ....	23
Figura 2.8. Conjunto de curvas características para T=constante.....	30
Figura 2.9. Espesor de la capa de aislamiento para paneles aislantes planos. ....	31
Figura 2.10. Esquema de estructura de un sistema de piso radiante. ....	35
Figura 2.11.a) Diagrama de pérdida de carga en caudalímetro de 0,5 – 5 [litros/min].....	38
Figura 2.12. Configuración del circuito. ....	39
Figura 2.13. Vista isométrica del volumen de control. ....	40
Figura 2.14. Condiciones de frontera del piso radiante. ....	43
Figura 3.1. Conjunto de curvas características del sistema.....	54
Figura 3.2. Plano de circuitos en la planta baja.....	59
Figura 3.3. Plano de circuitos en la planta alta.....	60
Figura 3.4. Curva de funcionamiento bomba Evans- BRAC 130/075. ....	67
Figura 3.5. Bomba recirculadora de agua caliente Evans- BRAC 130/075.....	67
Figura 3.6. Distribución de temperatura superficial. ....	68
Figura 3.7. Distribución de temperatura vertical. ....	68
Figura 3.8. Distribución de flujo térmico por la superficie del piso. ....	69
Figura 3.9. Caída de temperatura del agua en el circuito. ....	69
Figura 4.1. Temperatura operativa optima en función de la vestimenta y actividad.....	81
Figura 4.2. Ubicación del refugio Cóndor Lodge .....	85
Figura 4.3. Plano de la planta baja del refugio. ....	86
Figura 4.4. Plano de la planta alta del refugio. ....	87
Figura 4.5. Vista frontal del plano del refugio. ....	88
Figura 4.6. Conjunto de curvas características para $su=0,045[m]$ . ....	100

## Índice de tablas

Tabla 1.1. Tasas metabólicas.....	5
Tabla 1.2. Escala de sensación térmica de siete niveles PMV.....	7
Tabla 2.1. Datos de los espacios a calentar.....	21
Tabla 2.2. Condiciones térmicas límites.....	28
Tabla 2.3. Resistencia térmica mínima del aislamiento.....	31
Tabla 2.4. Correlaciones para el factor de fricción.....	36
Tabla 2.5. Modelo matemático de la simulación.....	41
Tabla 2.6. Condiciones de simulación del Sistema en estado estable.....	43
Tabla 2.7. Test de independencia de malla.....	45
Tabla 2.8. Discrepancias en validación de modelo.....	45
Tabla 3.1. Ejemplo de cálculo de $U_k$ .....	49
Tabla 3.2. Ejemplo de cálculo de la carga térmica dormitorio guardia.....	50
Tabla 3.3. Cargas térmicas totales de diseño.....	51
Tabla 3.4. Resumen de resultados del sistema diseñado.....	62
Tabla 3.5. Resultados del sistema para $T= 0,20$ [m], $su=0,05$ [m] y $\theta_i=20$ [°C].....	63
Tabla 3.6. Resultados del sistema para $T= 0,225$ [m], $su=0,045$ [m] y $\theta_i=20$ [°C].....	64
Tabla 3.7. Pérdidas de carga en circuitos.....	66
Tabla 3.8. Comparación de resultados.....	70
Tabla 3.9. Datos para evaluación de criterios.....	71
Tabla 3.10. Tabla de conclusiones.....	72
Tabla 4.1. Categorías de ambiente térmico.....	80
Tabla 4.2. Ejemplos de criterios de diseño para diferentes tipos de espacios.....	82
Tabla 4.3. Aislamiento térmico para combinaciones típicas de ropa.....	83
Tabla 4.4. Aislamiento térmico de prendas y cambios de temperatura operativa óptima.....	84
Tabla 4.5. Índice de renovación de aire $n_{50}$ para edificio completo.....	89
Tabla 4.6. Factor de corrección de temperatura $f_{\Delta\theta, i}$ .....	89
Tabla 4.7. Factor de corrección de la temperatura, $f_k$ .....	90
Tabla 4.8. Índice de renovación mínima del aire $n_{min}$ .....	90
Tabla 4.9. Factor de recalentamiento $f_{RH}$ , para edificios residenciales.....	90
Tabla 4.10. Conductividades térmicas de materiales.....	91
Tabla 4.11. Resistencia térmica de los pavimentos más utilizados.....	91
Tabla 4.12. Factor de paso $aT$ .....	92
Tabla 4.13. Factor de recubrimiento $au$ en función de la resistencia térmica y del paso.....	92
Tabla 4.14. Factor de diámetro exterior de tubería $aD$ en función de la resistencia térmica y del paso.....	92

Tabla 4.15. Coeficiente $BG$ en función del paso $T$ , para $su/\lambda E \leq 0,0792$ . .....	93
Tabla 4.16. Coeficiente $BG$ en función de la relación $su/T$ , para $su/\lambda E > 0,0792$ . .....	93
Tabla 4.17. Exponente $nG$ en función del paso $T$ , para $su/\lambda E \leq 0,0792$ . .....	94
Tabla 4.18. Exponente $nG$ en función de la relación $su/T$ , para $su/\lambda E > 0,0792$ . .....	94
Tabla 4.19. Detalle de costos del sistema bomba de calor.....	101
Tabla 4.20. Detalle de costos para el sistema de caldera de glp.....	101
Tabla 4.21. Detalle de costos para el sistema de colectores solares planos .....	101
Tabla 4.22. Cálculo de $U_k$ para todos los elementos estructurales del refugio. ....	103
Tabla 4.23. Cálculo de las cargas térmicas de diseño totales para todos los espacios ..	105
Tabla 4.24. Evaluación del peso específico de cada criterio. ....	112
Tabla 4.25. Evaluación del criterio Ahorro de energía.....	112
Tabla 4.26. Evaluación del criterio Recursos. ....	112
Tabla 4.27. Evaluación del criterio Contaminación ambiental. ....	113
Tabla 4.28. Evaluación del criterio Costo inicial .....	113
Tabla 4.29. Tabla de conclusiones.....	113

## RESUMEN

El presente trabajo trata sobre el diseño de un sistema de calefacción por piso radiante para el refugio de montaña Cónдор Lodge que se ubica a 3606 msnm en el volcán Cayambe. El proceso de diseño inició con la recolección de los datos geográficos y climáticos del refugio, además de los datos dimensionales y propiedades térmicas de los elementos estructurales útiles para el posterior cálculo de cargas térmicas. El cálculo de cargas térmicas se realizó, según el método descrito en la norma EN 12831, para una temperatura interior de confort de 20 °C y una temperatura exterior mínima de 1,9 °C. Una vez conocidas las necesidades de flujo térmico de cada habitación del refugio se diseñó el piso radiante respetando las condiciones térmicas límites de acuerdo al método de la norma UNE EN 1264. Seguidamente, se ejecutó la simulación del estado estable del comportamiento de uno de los circuitos de mayor emisión térmica, usando el paquete computacional de simulación Ansys/Fluent. En el estudio computacional se aplicaron las variables operativas del sistema obtenidas en el diseño, como condiciones de frontera para verificar la fiabilidad del diseño aplicando la norma. Además, se dimensionaron las bombas hidráulicas para la impulsión del agua a través de los circuitos en base al cálculo de pérdidas de carga en los mismos. Por último, se describió el procedimiento para la instalación del piso radiante y el vertido del concreto. Los resultados de temperatura superficial, salto térmico del agua y de la densidad de flujo térmico obtenidos por ambos métodos difieren mínimamente de un método a otro. Por lo tanto, el comportamiento térmico del sistema en estado estable es satisfactoriamente descrito en este estudio.

**Palabras clave:** Calefacción por piso radiante, confort térmico, cálculo de cargas térmicas, simulación del estado estable, refugio Cayambe.

## ABSTRACT

The present work deals with the design of a radiant floor heating system for the C6ndor Lodge mountain refuge located at 3606 meters above sea level on the Cayambe volcano. The design process started with the collection of the geographical and climatic data of the refuge, also the dimensions and thermal properties of the structural elements useful for the subsequent heating loads calculation were obtained. The heating load calculation was carried out according to the EN 12831 standard's method. An interior comfort temperature of 20 ° C and a minimum external temperature of 1.9 ° C were assumed in this study. Once the heat flux required for each room were known, the radiant floor was designed following the thermal boundary conditions according to the UNE EN 1264 standard's method. Then, a steady state simulation of one of the highest thermal emission circuits was executed using the Ansys/Fluent simulation software. In the computational study, the operative variables of the system, obtained at the design stage, were applied as boundary conditions to verify the reliability of the design applying the standard. In addition, the hydraulic pumps for pumping water through the circuits were sized based on the calculation of major and minor losses through the system. Finally, the procedure for the installation of the radiant floor heating system and the pouring of the concrete were described. The results of surface temperature, water temperature drop and heat flux density obtained by both methods differ minimally from one method to another. Therefore, the thermal behavior of the system in the steady state is satisfactorily described in this study.

**Keywords:** Radiant floor heating, thermal comfort, heating loads calculation, steady state simulation, mountain refuge Cayambe

# **DISEÑO Y SIMULACIÓN DE UN SISTEMA DE CALEFACCIÓN POR PISO RADIANTE PARA UN REFUGIO DE MONTAÑA UBICADO A 4000 MSNM EN EL VOLCÁN CAYAMBE**

## **INTRODUCCIÓN**

El Cayambe es el tercer volcán más alto del país con 5.790 msnm. Es el único nevado del planeta ubicado sobre la línea ecuatorial, en latitud cero. Se encuentra dentro del Parque Nacional Cayambe Coca, en donde está rodeado por multitud de atractivos turísticos como lagunas, ríos, páramos, gran diversidad de flora y fauna y comunidades de culturas indígenas. Esto hace al nevado Cayambe un lugar muy concurrido por toda clase de visitantes. Según el Ministerio del Ambiente fueron 33.415 los visitantes al Parque Nacional Cayambe Coca en el 2017, entre nacionales y extranjeros [1]. Entre las actividades que se realizan están el andinismo, senderismo, recorridos turísticos, monitoreo de actividad volcánica, visita para estudios de la biodiversidad de la zona, etc. Para la realización de tales actividades es imprescindible disponer de refugios de montaña donde se pueda descansar, aclimatarse, obtener información de clima o rutas y suplir las necesidades básicas del ser humano. Sin un lugar bien acondicionado para descanso y aclimatación se dificulta la visita al volcán y a sus alrededores.

Con este propósito, se construye actualmente a 3606 msnm en el volcán Cayambe el refugio hotel Cóndor Lodge. Un refugio de montaña propiedad del Club de Ascencionismo del Colegio San Gabriel (CACSG) que, buscando satisfacer las necesidades de sus usuarios, proporcionará todas las facilidades para el hospedaje, alimentación, reabastecimiento, comunicación, capacitaciones, entre otras actividades, se puedan realizar en un ambiente cómodo y agradable. El clima en el volcán se ve afectado por la altitud y la necesidad de calefacción del lugar es muy evidente debido a las bajas temperaturas que se registran a esta altura, de 10°C a 18°C durante el día y entre 2 °C y 10°C por las noches; siendo la temperatura mínima anual promedio de 3.9 °C [2]. La implementación de un adecuado sistema de calefacción es indispensable para brindar condiciones de confort apropiadas. [3]

Actualmente los refugios de este tipo utilizan dos formas de calefacción. Uno por medio de fuego de leña en chimeneas o estufas [4], el cual no es muy conveniente por su baja eficiencia, empeorada por efecto de la altura, y porque producen gases que si no son bien evacuados contaminan los espacios interiores [5]. El otro sistema de calefacción es por radiadores eléctricos [6] cuando se dispone de la energía eléctrica suficiente; sin embargo, generalmente por la ubicación de los refugios, estos no tienen acceso a la red de

distribución nacional, y la poca energía eléctrica disponible es obtenida de generadores eléctricos que utilizan combustibles fósiles. En ambos casos la distribución de calor no es adecuada, ya que se evidencian “puntos calientes” junto a la chimenea o radiador [7], según el caso, y no se registra la misma temperatura en toda la habitación. Adicionalmente, en este caso, no se dispone de bosques o matorrales cercanos para obtención de leña, y el refugio se encuentra dentro del parque nacional Cayambe-Coca, por lo que esta opción no se debería considerar. Por otro lado, si se dispone de una red eléctrica monofásica. Esta electricidad será usada para fines como la iluminación, alimentación de pequeños electrodomésticos o aparatos electrónicos útiles para comunicación.

En este contexto, mediante este trabajo se propone el diseño de un sistema de calefacción denominado “Piso radiante”, que se puede definir como: “sistema de calefacción por el suelo en el que los tubos, que transportan agua con o sin aditivos como fluido calefactor, están ocultos bajo dicho suelo” [8]. El cual, como su nombre lo indica, transfiere el calor al ambiente y superficies circundantes por medio de radiación y en menor medida por convección [9].

Con el presente trabajo se busca también fortalecer el entendimiento de esta forma de calefacción y aportar conocimiento para que esta tecnología pueda ser desarrollada en el Ecuador. Actualmente, a nivel nacional existe poca información del diseño de este tipo de sistemas de calefacción, ya que normalmente no se registran temperaturas tan bajas en las zonas urbanas y son muy pocos los lugares en donde se hace necesario la calefacción.

## **Objetivo general**

Diseñar y simular un sistema de calefacción por piso radiante para un refugio de montaña ubicado a 3606 msnm en el volcán Cayambe.

## **Objetivos específicos**

- Definir y calcular las especificaciones técnicas del sistema de calefacción por piso radiante a partir de un análisis de los requerimientos, en base a normas o estándares internacionales.
- Simular el funcionamiento del sistema de piso radiante en condiciones de estado estable.
- Dimensionar el sistema de impulsión de agua a través las tuberías del piso radiante.
- Seleccionar la fuente de energía para el calentamiento del agua que circula por el piso radiante
- Planificar el proceso de fundición de la capa de concreto del piso radiante.

# 1. MARCO TEÓRICO

En esta sección se detallan los conceptos generales de un sistema de calefacción por piso radiante. Se hace una revisión bibliográfica de las normas, manuales y otras referencias útiles en este trabajo.

## 1.1. Sistemas de Calefacción

En condiciones ambientales de baja temperatura, un dispositivo para mantener la temperatura de edificaciones en niveles aceptables es un sistema de calefacción. Así, un sistema de calefacción utiliza calor de una fuente de energía para variar la temperatura de un espacio definido. Considerando el caso de estudio de este trabajo, existen varias alternativas para la calefacción de refugios de montaña.

Actualmente, los refugios utilizan principalmente dos formas de calefacción [4]: por medio de fuego de leña en estufas o chimeneas y [6] por medio de radiadores eléctricos cuando se dispone de energía eléctrica suficiente. Sin embargo, estas alternativas no son las más adecuadas para las condiciones de un refugio de montaña, debido a que, en el caso de un sistema de calefacción por estufa a leña, el rendimiento es malo debido a la menor cantidad de oxígeno disponible a 3606 msnm, su combustión y cenizas contaminan el ambiente y consumen importantes cantidades de leña, la misma que debe tener la menor cantidad de humedad posible para usar eficientemente su poder calórico. Por otro lado, un sistema de calefacción por radiadores eléctricos es inadecuado por la limitada energía eléctrica con que se puede contar en el lugar. Además, en ambos casos la distribución de calor no es adecuada en el espacio calentado y se evidencia “puntos calientes” [7] junto a las fuentes de calor: chimenea o radiador, según el caso. Esto da lugar a que no se registre la misma temperatura en toda la habitación. Finalmente, el consumo energético es alto en los dos sistemas.

Otra alternativa más eficiente, es el uso de agua a una temperatura mayor a la del ambiente como medio de calefacción. Esta agua fluye por tuberías, y se distribuye al espacio calentado por medio de radiadores u otros dispositivos conocidos como pisos radiantes. Un sistema por piso radiante, en este caso, es un sistema de calefacción con agua caliente con o sin aditivos que fluye por una red de tuberías ubicadas debajo del suelo; las tuberías están ocultas, por tal razón, un nombre alternativo de estos sistemas es sistema de calefacción invisible [8] [9]. Generalmente, las tuberías se cubren con una capa de mortero de cemento y la superficie final tipo cerámico, parquet, piedra, etc. Los mecanismos de transferencia de calor en este sistema son conducción, convección y radiación. El calor del agua es transferido a las tuberías por convección, llega hasta el pavimento final por medio

de conducción y éste a su vez lo emite a las paredes y al ambiente de la habitación por medio de radiación y convección en menor medida. De esta manera, se puede modificar la temperatura del espacio acondicionado y obtener una sensación de confort térmico. En secciones posteriores se da una descripción más detallada de este sistema.

## 1.2. Confort térmico

Al construir edificaciones es necesario considerar ciertos criterios para brindar comodidad al usuario. Estos factores permiten una mejor interacción con la edificación y algunos pueden ser: los niveles de luz, calidad del aire, control de ruido y confort térmico o sensación térmica.

El confort térmico se define según la norma ISO 7730, como: “aquella condición en la que existe satisfacción respecto del ambiente térmico” [10], es decir, es una condición psicológica de bienestar que depende de cada individuo que interactúa con dicho ambiente. Para lograr el confort térmico en un individuo es necesario alcanzar como primera condición un equilibrio térmico corporal, es decir, que el calor ganado por el cuerpo sea igual al calor eliminado. El calor corporal ganado puede ser generado por el metabolismo o absorbido del entorno, mientras que las formas en que el cuerpo humano elimina calor son mediante radiación en mayor medida, por evaporación de sudor, por convección y en mínimo porcentaje por conducción. Sin embargo, el equilibrio térmico por sí solo no es suficiente para conseguir una sensación de confort, ya que el organismo puede alcanzarlo en una gran cantidad de combinaciones de actividades físicas y condiciones ambientales. Por lo que, se introduce la condición de mantener la temperatura de la piel y la cantidad de sudor evaporado dentro de ciertos límites. [11]

Teniendo en cuenta las dos condiciones anteriores se hace posible evaluar el confort térmico mediante seis variables o factores, dos de tipo personal y cuatro ambientales. Los factores personales son la vestimenta y la actividad física del individuo; y los factores ambientales corresponden a la temperatura del aire, temperatura radiante media, velocidad del aire y humedad del aire [10]. Considerando la importancia de estos factores, a continuación, se describen algunos aspectos relevantes.

**Vestimenta:** es una variable de gran influencia en la sensación de confort debido a la resistencia térmica de las fibras textiles, así, a mayor resistencia térmica de la ropa, menor es la pérdida del calor generado por el organismo. El aislamiento térmico de la ropa se mide en la unidad “clo”, donde:  $1 \text{ [clo]} = 0,155 \text{ [(m}^2 \cdot \text{K)/W]}$

Posteriormente, se indican los valores aproximados de resistencia térmica de los diferentes tipos de vestimenta:

- Desnudo: 0 [clo]

- Ligero: 0,5 [clo] (típico atuendo de verano que comprende ropa interior de algodón, pantalón y camisa abierta).
- Medio: 1,0 [clo] (traje completo).
- Pesado: 1,5 [clo] (uniforme militar de invierno). [11]

Para una evaluación detallada, el aislamiento de la vestimenta se puede estimar directamente de los datos de la tabla 4.3, e indirectamente de la tabla 4.4 (anexo II).

**Actividad física:** cada actividad física que se realiza genera calor, indistintamente de las condiciones ambientales. Cuanto más intensa es la actividad, mayor es el calor metabólico generado. La tasa metabólica se mide en “met”, donde:  $1[\text{met}] = 58[\text{W}/\text{m}^2]$  [12]. Los valores de las tasas metabólicas para diferentes actividades se detallan en la Tabla 1.1.

Tabla 1.1. Tasas metabólicas.

Actividad	Tasa metabólica	
	W/m <sup>2</sup>	Met
Reposo, tendido	46	0,8
Reposo, sentado	58	1,0
Actividad sedentaria (oficina, domicilio, escuela, laboratorio)	70	1,2
Actividad ligera, de pie (de compras, laboratorio, industria ligera)	93	1,6
Actividad media, de pie (dependiente de comercio, tareas domésticas, trabajo con máquinas)	116	2,0
Caminar en llano		
2 km/h	110	1,9
3 km/h	140	2,4
4 km/h	165	2,8
5 km/h	200	3,4

(Fuente: [10])

**Temperatura seca del aire:** es la temperatura del aire sin afección de la radiación que pueden emitir los objetos y superficies circundantes, ni la influencia de la velocidad del aire y la humedad relativa en un entorno. Se puede medir con un termómetro de mercurio cuyo bulbo no absorbe radiación. [9]

**Temperatura radiante media:** corresponde al calor emitido por radiación de los objetos y superficies que integran y rodean un entorno. Es posible estimar la temperatura radiante media,  $t_{mr}$ , aproximadamente midiendo las temperaturas de todas las superficies del local  $t_i$ , con un termómetro de infrarrojos, y sus respectivas áreas  $A_i$ , con la siguiente ecuación: [9]

$$t_{mr} = \frac{\sum t_i \times A_i}{A_i} \quad (1.1)$$

**Velocidad del aire:** es la velocidad del aire que rodea al individuo. A mayor velocidad de aire, mayor es la pérdida de calor por convección y evaporación de sudor. No existe una velocidad mínima para asegurar el bienestar térmico. Sin embargo, para ambientes fríos se recomienda velocidades entre 0,10 - 0,15 [m/s] y para ambientes calientes hasta de 1,5 [m/s], por cortos períodos de tiempo. [9]

**Humedad relativa:** es el porcentaje de vapor de agua en el aire, respecto del máximo que admitiría sin producir condensación a las mismas condiciones de presión atmosférica y temperatura. La humedad relativa influye directamente en la pérdida de calor del cuerpo humano por evaporación. A mayor humedad, mayor dificultad para eliminar calor corporal por evaporación. Por esta razón, se tiene una sensación térmica de mayor temperatura. “A temperaturas moderadas (< 26 °C) y niveles de actividad moderados (< 2 met) la influencia de la humedad del aire sobre la sensación térmica es limitada. Un aumento del 10% en la humedad relativa, produce una sensación de calor equivalente al incremento de 0,3°C en la temperatura operativa” [10]. En un entorno de confort térmico la humedad puede variar aceptablemente entre 30[%] -70[%]. [13]

Para el diseño de un ambiente térmico resulta conveniente predecir los factores personales, tomando en cuenta el tipo y funcionalidad de la edificación, para planificar y modificar los cuatro factores ambientales en la etapa de construcción o controlarlos mediante equipos técnicos. En el anexo I se detallan varios métodos para el diseño de ambientes térmicos.

Cabe mencionar que la sensación de temperatura que siente el individuo no es la temperatura del aire, sino que corresponde a la temperatura operativa. La temperatura operativa  $t_o$  es un indicador de confort térmico, que se define como “la temperatura uniforme de un recinto radiante negro en el cual un ocupante intercambiaría la misma cantidad de calor por radiación y convección que en el ambiente no uniforme real. En la mayor parte de los casos prácticos, si la velocidad relativa del aire  $v_{ra}$ , es baja (< 0,2 m/s), o si la diferencia entre la temperatura radiante media  $t_{mr}$ , y la temperatura del aire  $t_a$ , es pequeña (< 4°C), la temperatura operativa puede calcularse, con suficiente aproximación, como el valor medio de  $t_a$  y  $t_{mr}$ ”. [13]

$$t_o = \frac{t_a + t_{mr}}{2} \quad (1.2)$$

Debido a esto, en ambientes fríos se puede lograr una temperatura operativa determinada aumentando la temperatura radiante media y disminuyendo la temperatura del aire.

Para establecer una sensación de confort térmico en una habitación en la que se encontrarán grupos diferentes de personas con diferentes metabolismos y perspectivas de temperatura, unas más sensibles que otras, es necesario establecer un rango de

temperatura que pueda satisfacer a la mayoría estableciendo categorías de ambientes térmicos, para lo cual se utiliza los índices PMV y PPD.

### 1.2.1. Índices PMV y PPD

El voto medio estimado, PMV por sus siglas en inglés (predicted mean vote), es un índice que refleja el valor medio de los votos emitidos por un grupo numeroso de personas respecto de una escala de sensación térmica de 7 niveles (Tabla 1.2), basado en el equilibrio térmico del cuerpo humano [10].

Tabla 1.2. Escala de sensación térmica de siete niveles PMV.

<b>Nivel</b>	<b>Ambiente Térmico</b>
3	Muy caluroso
2	Caluroso
1	Ligeramente caluroso
0	Neutro
-1	Ligeramente fresco
-2	Frio
-3	Muy frio

(Fuente: [10])

Incluso cuando el PMV tiene un valor de 0, existirá un grupo de personas que sientan disconformidad con el nivel de temperatura, asumiendo que vistan ropa similar y tengan el mismo nivel de actividad, ya que la sensación de confort térmico difiere de persona a persona. Para predecir cuanta gente está disconforme en un ambiente térmico determinado se utiliza el índice PPD.

El porcentaje estimado de insatisfechos, PPD por sus siglas en inglés (predicted percentage of dissatisfied), es un índice que refleja el porcentaje de personas que sentirían insatisfacción térmica por demasiado frío o demasiado calor, o habrían votado con valores de -3, -2, +2, +3 en la escala del PMV. El PPD estima la dispersión de votos alrededor del PMV, este comportamiento se puede observar en Figura 1.1.

Los índices PMV y PPD expresan la incomodidad global del cuerpo humano, por tanto, se pueden usar para evaluar o diseñar un ambiente térmico. Debido a que el confort térmico es una condición individual, siempre existirá un porcentaje de individuos insatisfechos en todo ambiente térmico, sin embargo, se pueden definir ambientes aceptables para ciertos porcentajes de ocupantes. En el anexo I, se indican las categorías de ambientes térmicos y los criterios para el diseño de diferentes tipos de recintos.

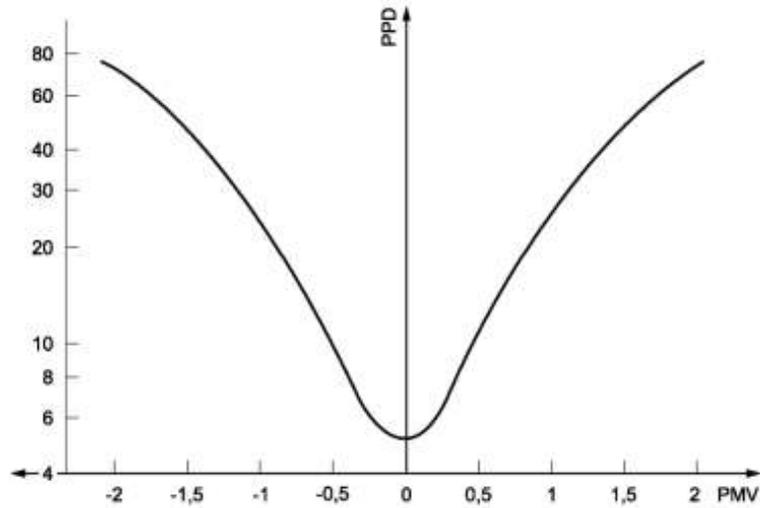


Figura 1.1. PPD en función del PMV.  
(Fuente: [10])

### 1.3. Calefacción por piso radiante

El sistema de piso radiante tal como se lo conoce es relativamente nuevo, aunque su principio de funcionamiento tiene origen hace miles de años. La radiación de calor a través del piso fue inventada alrededor de 5000 años A.C. por los coreanos. Otras civilizaciones como la romana también adoptaron este sistema en el cual gases calientes fluyen por los espacios ubicados debajo del piso como se muestra en la figura 1.2 [14]. Desde el siglo pasado, en EE. UU. y Europa, el sistema se modernizó con la utilización de agua caliente que circulaba por tuberías de acero que, más adelante en los años 60 y 70, fueron reemplazadas por tuberías de cobre [17]. Sin embargo, estas tuberías al ser metálicas presentaban muchos problemas con el paso del tiempo como fugas, corrosión, deterioro, entre otras.



Figura 1.2. Hipocausto de las termas romanas de Álcora (Castellón, Siglo I).  
(Fuente: [18])

El actual sistema de piso radiante utiliza el mismo principio físico, para el proceso de calefacción, que empleaba el invento en sus orígenes, al tomar el calor de un fluido caliente y transferirlo desde abajo hasta la superficie del suelo para que éste lo irradie al ambiente. Sin embargo, el avance tecnológico ha permitido que actualmente el sistema consiga mayor renombre en el mercado gracias a la introducción de algunas mejoras. Por ejemplo, este sistema es muy flexible y puede ser colocado en pisos de cualquier material como concreto, madera, piedra, etc. Además, han incorporado la utilización de nuevos materiales para la tubería y con ello resolver los problemas que se presentaban las tuberías metálicas. El material principalmente utilizado hoy en día es polietileno reticulado (PEX). Esto ha contribuido a una reducción de costos y una mayor facilidad de instalación [17]. Estos sistemas tienen mayor eficiencia energética y compatibilidad con energías renovables. Por todo esto, la aplicabilidad del sistema de piso radiante ha aumentado tanto en instalaciones residenciales como industriales.

Los pisos radiantes pueden ser aplicados en cualquier tipo de edificación, que requiera de calefacción o incluso refrescamiento en verano, por esto ha ganado popularidad en las últimas décadas en Europa y EE UU a nivel global, y a nivel regional en Chile y Argentina. Sin embargo, en Ecuador no existe experiencia en el diseño dicho sistema.

#### **1.4. Descripción del sistema de calefacción por piso radiante.**

El sistema de piso radiante se puede definir como: “sistema de calefacción por el suelo, en el que los tubos, que transportan agua con o sin aditivos como fluido calefactor, están ocultos bajo dicho suelo” [8].

##### **1.4.1. Principio de funcionamiento**

El funcionamiento del sistema de piso radiante consiste en el aumento de temperatura del agua en una fuente de calor de baja temperatura como: una caldera, una bomba de calor, colectores solares planos, una combinación de ellas, etc. El agua caliente es impulsada con la ayuda de un sistema de bombeo, por un circuito de tuberías que se encuentra instalado o embebido dentro del suelo, y sobre el cual se coloca un pavimento final tipo cerámico, parquet, piedra, etc. Dentro del sistema, el agua caliente ingresa y recorre el circuito entregando calor a la tubería por medio de convección. Este calor fluye a través de todo el espesor de suelo llegando a la superficie del pavimento final por medio de conducción, en donde es emitido al ambiente y superficies cercanas por medio de radiación y en menor medida por convección.

## 1.4.2. Ventajas

Las ventajas de la calefacción por piso radiante sobre otros sistemas son:

- Incidencia directa en la temperatura radiante media. De esta manera, “si deseamos mantener una temperatura de confort determinada, podríamos influir sobre la temperatura del aire o la temperatura radiante de las superficies de la habitación. Por tratarse de un sistema radiante, bastaría con mantener la temperatura del aire y aumentar la temperatura radiante media de la habitación para lograr la temperatura de confort deseada” [9].
- Excelente distribución de temperatura en la zona a calentar.
- Perfil óptimo de temperatura, es decir, una distribución vertical de la temperatura óptima, como se muestra en la Figura 1.3.

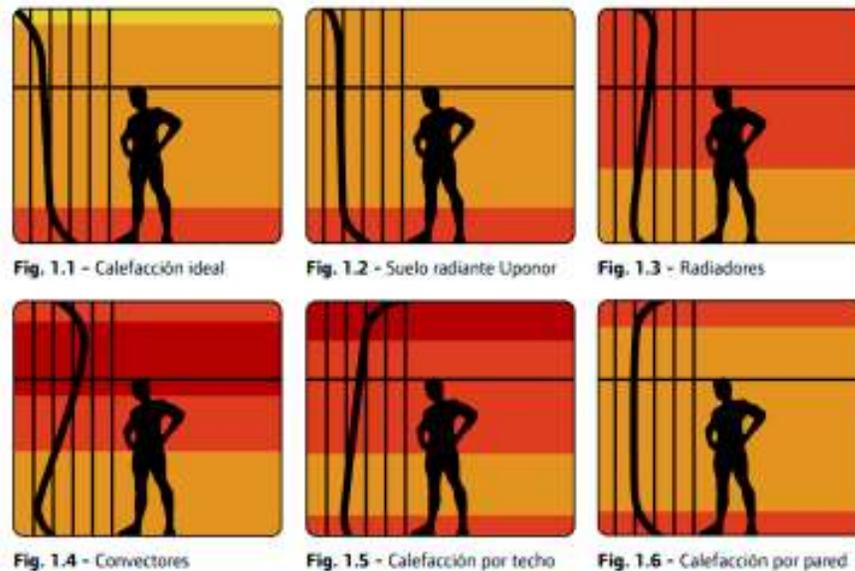


Figura 1.3. Perfil de temperaturas de diferentes tipos de calefacción.  
(Fuente: [9])

- Gran inercia térmica, esto significa menores variaciones térmicas.
- Ahorro energético, debido a que el sistema radiante no incide sobre la temperatura del aire, la diferencia de temperaturas entre el aire exterior y el interior del recinto es menor, por lo tanto son menores las pérdidas por ventilación e infiltración, ya que las mismas son proporcionales a dicha diferencia de temperaturas. Además, la temperatura del agua de entrada es relativamente baja (entre 30°C y 50°C).
- Es compatible con energías renovables, debido a la moderada temperatura del agua de entrada es posible utilizar en el sistema cualquier tipo de energía (energía eléctrica, energía solar, energía geotérmica, biomasa, gas natural, combustibles derivados del petróleo, etc.).

- No produce movimiento de polvos por tratarse de un sistema de calefacción sin movimientos de aire.
- Otros beneficios son que no produce ruido, no ocupa espacio, no ensucia paredes o cortinas y garantiza mayor salubridad al ambiente [19].

### 1.4.3. Componentes

Los componentes principales de un sistema de piso radiante son: la tubería y sus anclajes, los paneles aislantes, bandas perimetrales, film de protección antihumedad, juntas de dilatación intermedia, la capa o losa de concreto que compone el suelo y el recubrimiento o pavimento final. Los componentes complementarios al sistema son: el equipo de suministro de calor, la bomba de impulsión, los colectores-distribuidores.

**Las tuberías:** son fabricadas de materiales termoplásticos como el polietileno reticulado (PEX), el polipropileno copolímero (PP-c) o el polibutileno (PB), ya que son más rentables y adecuadas para el sistema que los materiales metálicos usados anteriormente. Estos materiales son insensibles a la corrosión, tienen gran flexibilidad y facilidad de instalación, mayor tiempo de vida útil y menor costo. Además, la tubería debe ser continua, de esta manera se previenen fugas. Los diámetros más empleados son de 16 x 2 [mm] y 20 x 2 [mm] [20].

**Los paneles aislantes:** se colocan para reducir las pérdidas de calor hacia abajo a través de la losa. Generalmente se usa poliestireno expandido de alta densidad (mayor a 20 [Kg/m<sup>3</sup>]) para obtener estabilidad en capas superiores. [21]

Distintos fabricantes europeos han desarrollado paneles con tetones, pequeñas formas salientes de la superficie del panel, que cumplen la doble función de aislamiento y sujeción de las tuberías. Estos paneles ayudan a una fácil instalación y mantienen a la tubería nivelada paralelamente a la superficie del suelo, prescindiendo de guías o anclajes para su fijación.

**El film antihumedad:** es una delgada capa de polietileno que se coloca entre la losa y los paneles aislantes para impedir que la humedad ingrese al sistema. La colocación de este film se puede omitir en los casos en que la losa no presente riesgos de humedad o cuando los paneles aislantes integren protección antihumedad [9].

**Las bandas perimetrales:** son de espuma de polietileno extruido, y se colocan en todas las intersecciones del sistema con elementos constructivos verticales como paredes o columnas. Las bandas sirven para aislar térmica y acústicamente el sistema, y además absorben la dilatación que sufre la losa debido a su calentamiento.

**Las juntas de dilatación:** se colocan para seccionar superficies con área mayor o igual a 40 m<sup>2</sup> con una de las longitudes mayor a 8 m, o espacios que tengan un lado de longitud

mayor a 8 m y la relación entre sus lados sea menor a 2 a 1. No deben ser atravesadas por las tuberías del sistema. En caso de que no sea posible no atravesar las juntas, los tubos deberán ser envainados con una cobertura de longitud no menor a 20 cm. [19]

**La losa o capa de concreto:** es donde la tubería queda embebida, está compuesta por arena, cemento, agua y aditivos. En ocasiones puede contener otros compuestos como la anhidrita que brinda una característica autonivelante al hormigón, sin embargo, ésta puede reducirle las prestaciones térmicas. Para no comprometer el rendimiento energético del sistema la losa deberá ser totalmente nivelada, sin diferencias de espesor significativos, y sin presencia de burbujas de aire, para lo cual se emplea aditivos que mejoran la fluidez de la mezcla. Además, se debe tener en cuenta que la conductividad térmica de la losa depende de las proporciones de la mezcla. Los aditivos que se apliquen deberán tener características de plastificante y fluidificador, para aumentar la fluidez de la mezcla, y eliminar la formación de burbujas de aire que actúan como aislantes térmicos [22].

**El pavimento o recubrimiento:** es el último elemento que atraviesa el flujo de calor por conducción y desde su superficie la energía es irradiada al ambiente. El pavimento puede ser de cualquier tipo de material, ya sea cerámico, plástico, madera o sus derivados.

**Bomba de impulsión:** la bomba hidráulica se encarga de hacer circular el agua por los diferentes circuitos de tuberías bajo las condiciones de presión y caudal requeridas por el sistema. Debe ser capaz de funcionar a la temperatura de impulsión del agua.

**Los colectores-distribuidores:** son los dispositivos que se encargan de distribuir el agua hacia los diferentes circuitos de tubería y recolectarla de los mismos. Cuentan con dos ramales, el de distribución de agua caliente y el de recolección de agua de retorno, además, en la mayoría de los casos los distribuidores-colectores incorporan purgadores, termostatos y caudalímetros para cada circuito. Puesto que, la temperatura del agua que ingresa al distribuidor es la misma para todos los circuitos, la regulación de aporte de calor para cada circuito se da por medio de la variación del caudal en los distribuidores [23].

**Fuentes de calor:** Las fuentes de calor para sistemas de piso radiante no son limitadas, debido a que la temperatura de entrada del agua al sistema es relativamente baja. Las calderas de biomasa, son las más comunes, especialmente de gas aunque también se usa leña para el calentamiento del agua. Las fuentes de calor geotérmicas también son aplicables a sistemas de piso radiante, sin embargo su uso es muy poco común debido a su costo y dificultad para el calentamiento del agua en ciertos climas severos. Sistemas de calentamiento solar también es otra de las opciones compatible con pisos radiantes, aunque su funcionamiento depende de la ubicación y el clima, en las condiciones propicias puede ser muy buena opción. Además, cualquier fuente de calor accionada por electricidad

puede usarse. En general, cualquier fuente de calor rentable, ya sea renovable o no renovable, es posible usar en sistemas de piso radiante [17].

De las fuentes de calor mencionadas las opciones más adecuadas actualmente para sistemas de calefacción radiante en el Ecuador son:

- **Caldera:** las calderas generalmente trabajan con gas o con biomasa (leña principalmente). Las calderas de condensación a gas son las más utilizadas para calefacción debido a los altos rendimientos, entorno al 110%. [9]
- **Bomba de calor:** generalmente se usan las bombas de calor aire-agua, en las cuales el calor es absorbido del aire del exterior en un evaporador y es entregado a través de un condensador al acumulador de agua en el interior del recinto. También, se puede optar por bombas de calor agua-agua o bombas de calor geotérmicas, si se dispone de los recursos energéticos. [23]
- **Colectores solares planos:** en los cuales el calor es absorbido de la radiación del sol, es transportado por el agua a través del circuito dentro del panel y luego cedido en el interior en un intercambiador de calor. Dependen de la incidencia de luz solar y requieren de espacio en techo. [24]

#### **1.4.4. Tipos de pisos radiantes.**

Se distinguen tres tipos de pisos radiantes según el elemento calefactor: el piso radiante calentado por agua, el piso radiante eléctrico y el piso radiante calentado por vapor.

La norma UNE EN 1264 especifica cuatro tipos de estructuras para pisos radiantes con agua como fluido calefactor:

- Tipo A y C: son sistemas con la tubería de calefacción totalmente integrada en la capa de cemento o losa.
- Tipo B: sistema con tubos colocados debajo del pavimento, con placas conductoras para difusión de calor.
- Tipo D: son sistemas con secciones planas y huecas actuando como canales como las detalladas en figura 1.4. [24].

El sistema de piso radiante eléctrico en lugar de una red de tuberías, utiliza una malla metálica por donde fluye la corriente eléctrica disipando el calor por medio del efecto Joule. La superficie radiante se cubre con un material aislante eléctrico para evitar descargas eléctricas. [25]

Por último el piso radiante con vapor sigue el mismo principio en la transmisión de calor que el piso radiante con agua, pero en este caso el elemento portador del calor es el vapor. [26]

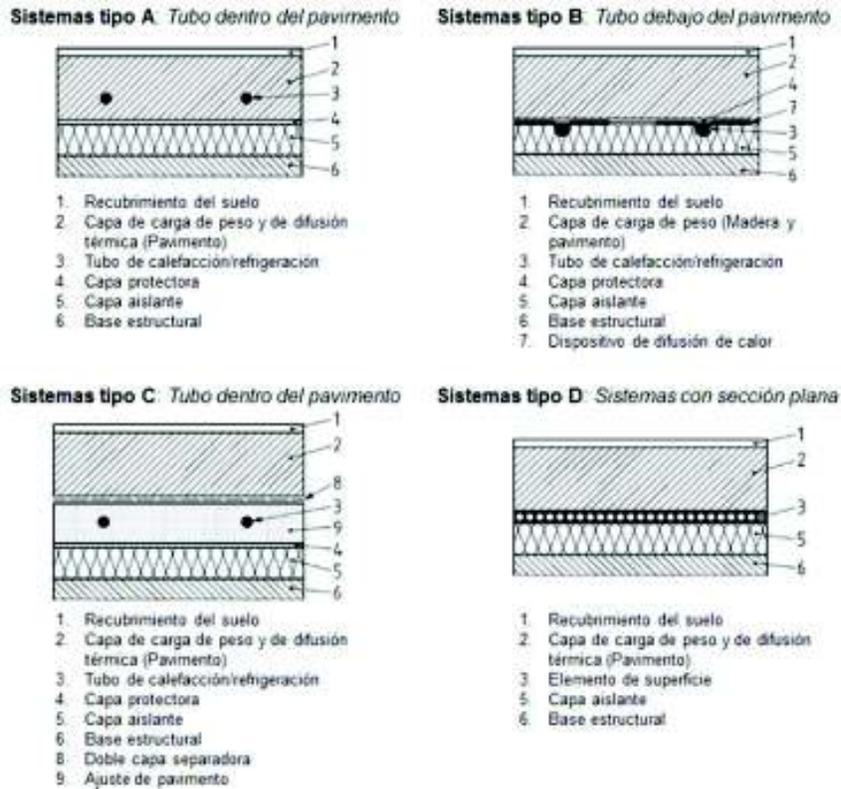


Figura 1.4. Tipos de sistemas radiantes según EN 1264-1.  
 (Fuente: [24])

## 1.5. Simulaciones de sistemas de piso radiante

Numerosos estudios han sido llevados a cabo en diferentes métodos para el análisis del rendimiento energético de sistemas de piso radiante. El primer punto en el análisis de energía es el mecanismo de transferencia de calor, el cual ha sido investigado usando soluciones analíticas [56,57], soluciones numéricas tales como, el método de diferencias finitas [58] o el método de volúmenes finitos [59], y herramientas de simulación energética de construcciones. En general, el sistema de piso radiante está incluido en la mayoría de programas de simulación dinámica de edificios para el análisis del rendimiento energético y del ambiente interior [60].

Strand y Pedersen [61] integraron un modelo de calefacción y refrigeración radiante dentro de un programa de simulación energética de edificaciones, basado en el método de transferencia de calor por conducción. El modelo de acondicionamiento radiante es definido como un “equipo de zona”, el cual puede conectarse con un circuito de tuberías de agua, un termostato, una válvula de control, y diferentes elementos mecánicos para su simulación [62].

Laouadi [48] implementó un modelo semi-analítico del sistema de acondicionamiento radiante, el mismo que se compone de dos partes: un modelo numérico unidimensional

para analizar la transferencia de calor dentro de la edificación y un modelo analítico bidimensional para el cálculo de la transferencia de calor dentro del sistema radiante.

Weber y Jóhannesson [63] adoptaron un modelo de red resistor-capacitor para simular un sistema de superficie radiante. Para el análisis del acondicionamiento por suelo, un modelo de intercambiador de calor es insertado en la capa de tuberías, la misma que divide a la construcción del piso en dos partes. La transferencia de calor es calculada con una diferencia logarítmica de temperatura entre el agua y la capa superficial.

La simulación mediante Dinámica de Fluidos Computacional (CFD) puede ser aplicada para el estudio de diferentes características de interés del aire en la habitación, como son: la estratificación térmica y la uniformidad térmica en el espacio, el efecto del movimiento del aire debido a la ventilación, etc. [47]

En un estudio numérico usando simulación CFD, Myhren y Holmberg concluyeron que los sistemas de calefacción de baja temperatura mejoran el clima interior, reducen la velocidad del aire y reducen la diferencia de temperatura en la habitación en comparación con un sistema de radiador convencional, y por lo tanto, los sistemas de baja temperatura como lo son los sistemas de piso radiante, conducen a un ahorro energético [64].

Ning estableció un modelo de CFD para calcular la distribución de temperatura superficial y capacidad de enfriamiento de un panel de techo. Los resultados del análisis mostraron que la distribución de temperatura superficial uniforme podía incrementar la capacidad de enfriamiento por 43%-46% [65].

Para análisis más completos y precisos de comportamiento energético, se han realizado estudios combinando simulación energética de edificaciones (BES) y dinámica de fluidos computacional (CFD), e integrando métodos experimentales y diferentes herramientas de simulación [66].

En este trabajo, se realiza el estudio computacional de la transferencia de calor dentro de todo el sistema de piso radiante, mediante un paquete computacional para simulación de procesos de ingeniería basado en el método de volúmenes finitos [67]. La simulación se lleva a cabo para verificar los resultados del dimensionamiento del piso radiante aplicando la norma EN 1264, en donde los datos obtenidos en el diseño se utilizan como condiciones de frontera en el análisis computacional. Como resultado de todo se puede conocer el grado de precisión que tiene la norma EN 1264 al ser aplicada en un país con un clima que difiere muy poco sus condiciones a lo largo del año, como es Ecuador.

## 2. METODOLOGÍA

Este trabajo presenta el diseño del sistema de piso radiante para un refugio de montaña ubicado en el volcán Cayambe aplicando la norma UNE 1264. El proceso de diseño inicia con la recolección de todos los datos del refugio de utilidad para los cálculos. Se detallan los datos de ubicación geográfica, orientación y datos climáticos, a partir de los cuales se determina la temperatura exterior de diseño. Además, se describe la edificación y la función de cada espacio con lo cual se determina si la habitación será calentada o no, y la temperatura interior de diseño de cada una. Adicionalmente, se indican los datos dimensionales de los espacios a calentar necesarios para el cálculo de cargas térmicas. El cálculo de cargas térmicas se realiza de acuerdo al método simplificado de la norma EN 12831, en el cual se asume una excelente hermeticidad en las puertas y ventadas del edificio.

Una vez conocidas las necesidades de flujo térmico en cada espacio, se procede al diseño del sistema de piso radiante partiendo de las condiciones térmicas límites para cada habitación, de acuerdo a la norma UNE 1264. Se calcula el flujo térmico de diseño a partir de las cargas térmicas y se determina la temperatura de impulsión del agua en base a la habitación de máximo flujo térmico. Luego, se diseña los circuitos de cada habitación, se fija el paso de tubería, tipo de configuración de la tubería y pavimento. Finalmente, se obtiene los flujos máxicos de cada circuito.

Seguidamente, se ejecuta una simulación del estado estable de uno de los circuitos de mayor emisión térmica para evaluar su comportamiento. En el estudio se utiliza los datos obtenidos en el diseño, como condiciones de frontera del volumen de control, para verificar los resultados de temperatura superficial, densidad de flujo térmico y salto térmico obtenidos en el diseño, así se podrá determinar la aplicabilidad de la norma en el país.

Además, se dimensiona las bombas hidráulicas para la impulsión del agua a través de los circuitos en base al cálculo de pérdidas de carga en los mismos. También se realiza un análisis cualitativo para la selección de la fuente de calor más adecuada para las condiciones del refugio, teniendo en cuenta que se encuentra dentro de un parque nacional. Por último, se describe el procedimiento para la instalación del piso radiante y el vertido del concreto.

## 2.1. Recolección de datos del refugio

### 2.1.1. Ubicación

El refugio hotel Cónдор Lodge se encuentra ubicado en la ladera sur occidental del volcán Cayambe a una altura de 3606 msnm. Sus coordenadas geográficas son: 00°03'10.3"S y 78°03'40.2"O (ver anexo III). El volcán Cayambe pertenece al cantón Cayambe provincia de Pichincha. Además, el volcán Cayambe se encuentra dentro del Parque Nacional Cayambe Coca (PNCC). Actualmente el refugio se encuentra en proceso de construcción (ver figura 2.1).



Figura 2.1. Refugio Cónдор Lodge en proceso de construcción.  
(Fuente: propia)

### 2.1.2. Orientación

El refugio está orientado con la fachada principal al Oeste (ver figura 2.2), lo que le permite mayor captación de la energía solar. En la mañana, los rayos solares serán aprovechados por los grandes ventanales en la cara este y en la tarde los recibirá el lado oeste. La fachada este además tiene influencia del viento dominante es esta dirección, lo que implica asegurar una excelente hermeticidad en sus ventanas, para reducir las pérdidas térmicas por infiltraciones de aire. La incidencia solar es muy similar en verano y en invierno, ya que, la línea equinoccial pasa muy pocos kilómetros al norte del refugio (ver anexo III).

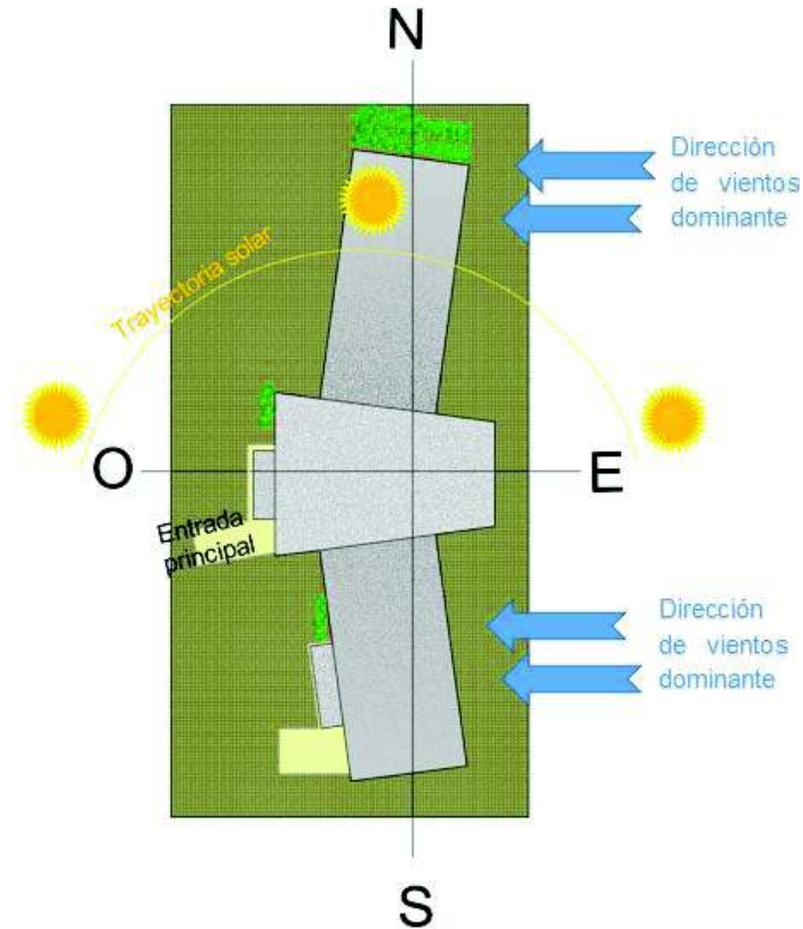


Figura 2.2. Orientación del refugio.  
(Fuente: propia)

### 2.1.3. Datos climáticos

El refugio al encontrarse a una altura de 3606 msnm se ve afectado por bajas temperaturas durante todo el año, como se observa en la figura 2.3, en la que se muestran las temperaturas mínimas, medias y máximas mensuales de un año típico registradas en la zona del refugio. En la figura se observa que la temperatura mínima puede llegar a niveles críticos, mientras que la máxima temperatura que se registra en la zona apenas llega a un nivel de confort aceptable. Este comportamiento térmico se mantiene similar anualmente, como indica la figura 2.4, en la cual se evidencia que los valores mínimos, medios y máximos en el período de 1998 al 2014 se mantienen casi constantes.

En la figura 2.4, se identifica el valor de 1,94 °C, que representa la temperatura mínima histórica registrada durante tal período de tiempo. Este valor de temperatura corresponde a nuestra temperatura exterior de diseño y posteriormente será utilizado para el cálculo de cargas térmicas. [28]

Los datos que muestran las figuras 2.3 y 2.4 son descargados del National Renewable Energy Laboratory (NREL) para las coordenadas geográficas del refugio.

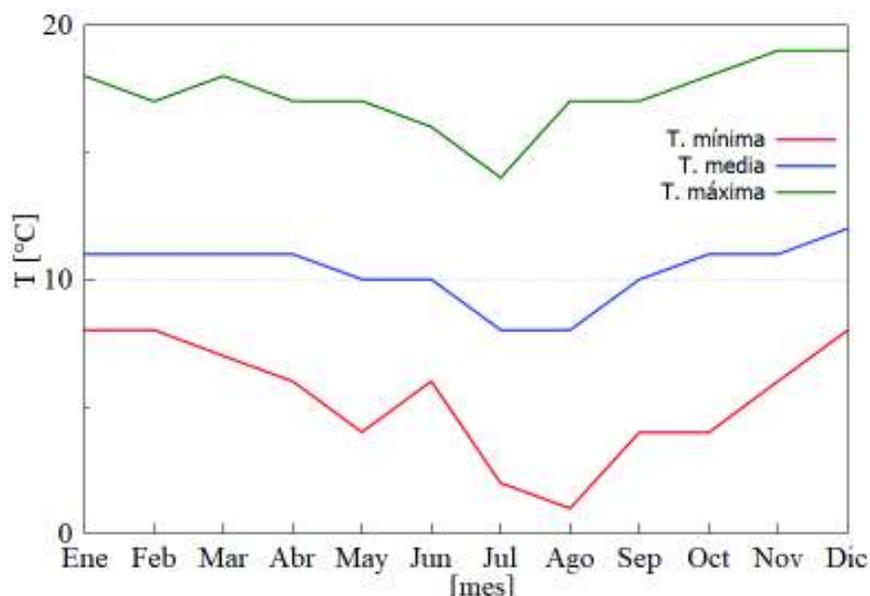


Figura 2.3. Temperaturas mínimas, medias y máximas mensuales de un año típico. (Fuente: [2])

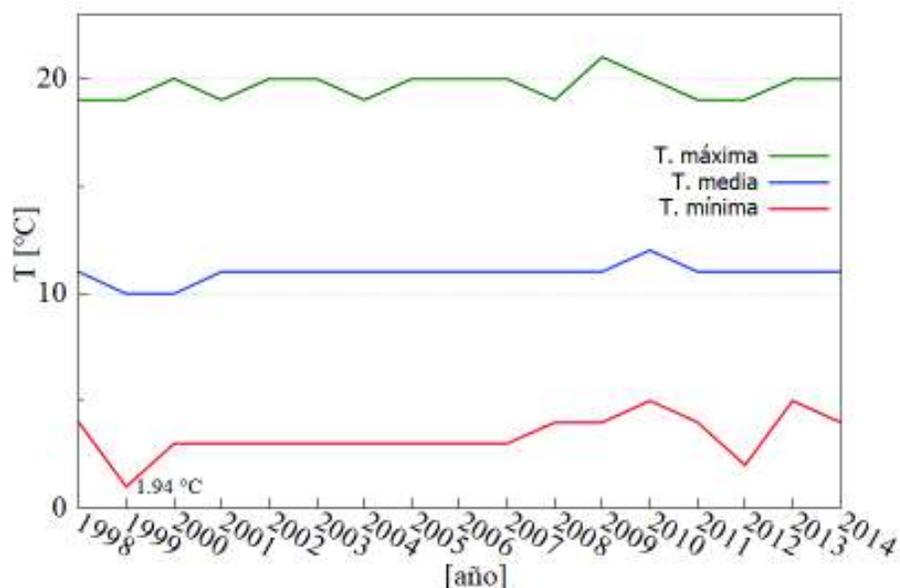


Figura 2.4. Temperaturas mínimas, medias y máximas en la serie anual 1998-2014. (Fuente: [2])

#### 2.1.4. Descripción del refugio

El refugio Cónдор Lodge es un refugio-hotel de montaña de dos plantas, destinado a brindar hospedaje a deportistas de montaña que busquen aclimatarse o bien descansar, así como también acoger turistas que visiten los atractivos turísticos en los alrededores del volcán. La planificación de construcción del lugar contempla la siguiente distribución, en la planta

alta: dos dormitorios generales, un baño general, un área de capacitación y entrenamiento, sala de lectura, dormitorio para guardia y dos suites de lujo. En la planta baja se ubica la sala-comedor, con el muro norte en contacto con el terreno, la cocina y su despensa, un área de lavado y secado, y un baño común. Considerando esta distribución, los espacios seleccionados para la calefacción se muestran como áreas sombreadas en la figura 2.5. Para considerar un apropiado aprovechamiento energético, las paredes de los espacios acondicionados tendrán aislamiento térmico.



Figura 2.5. Vistas de planta del refugio.  
(Fuente: Club de ascensionismo del colegio San Gabriel)

### 2.1.5. Temperatura interior de diseño

La temperatura interior de diseño de los espacios se seleccionó según el método descrito en la norma ISO 7730 (ver anexo I), en donde determinando el tipo de vestimenta que se utilizará dentro del refugio y la actividad física que realizarán sus ocupantes, se obtiene los valores de 1,0 [clo] y 1,2 [met] respectivamente. Utilizando estos datos como entrada para la figura 4.1 del anexo I, se determinó que el rango de la temperatura operativa para un ambiente térmico de categoría B, en el cual menos del 10% de personas sentirían

insatisfacción térmica, es de 20 [°C] a 24 [°C]. Por lo tanto, se fija la temperatura de diseño en 20 [°C] para habitaciones y salas y 24 [°C] para baños.

### 2.1.6. Datos de los espacios a calentar

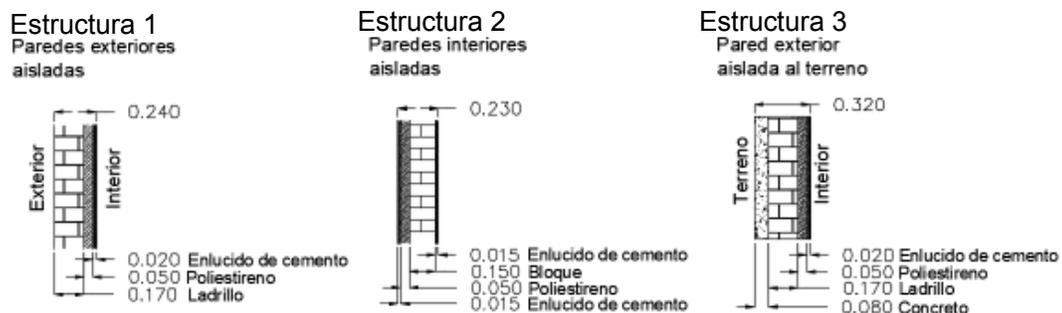
Los datos dimensionales y térmicos, de los espacios a calentar, útiles para el cálculo de cargas térmicas se presentan a continuación. La tabla 2.1 presenta un resumen de las dimensiones de cada sector. Además, la figura 2.6 muestra esquemas de la configuración de los elementos estructurales de la edificación. Los planos del refugio se muestran en el anexo IV. Finalmente, las conductividades térmicas de los materiales constructivos usados, se detallan en la tabla 4.10, anexo VI.

Tabla 2.1. Datos de los espacios a calentar.

Habitación	Temperatura interior de diseño $\theta_{int}$ °C	Superficie de la habitación $A_i$ m <sup>2</sup>	Volumen interior $V_i$ m <sup>3</sup>
Sala-comedor	20	120,4	397,2
Dormitorio general 1	20	38,2	199,9
Dormitorio general 2	20	40,7	173,3
Baño general	24	16,0	55,2
Suite 1	20	28,2	83,9
Baño suite 1	24	5,9	18,1
Suite 2	20	25,0	74,4
Baño suite 2	24	6,1	18,6
Hall P.A.	20	43,1	128,6
Dormitorio guardia	20	12,7	41,9
<b>Total</b>		<b>336,2</b>	<b>1191,1</b>

(Fuente: propia)

La composición y espesor de las estructuras del refugio (paredes, pisos y techos) se presenta en la figura 2.6. Estos datos se utilizarán para el cálculo de la transmitancia térmica,  $U_K$ , en la sección de cálculo de cargas térmicas.



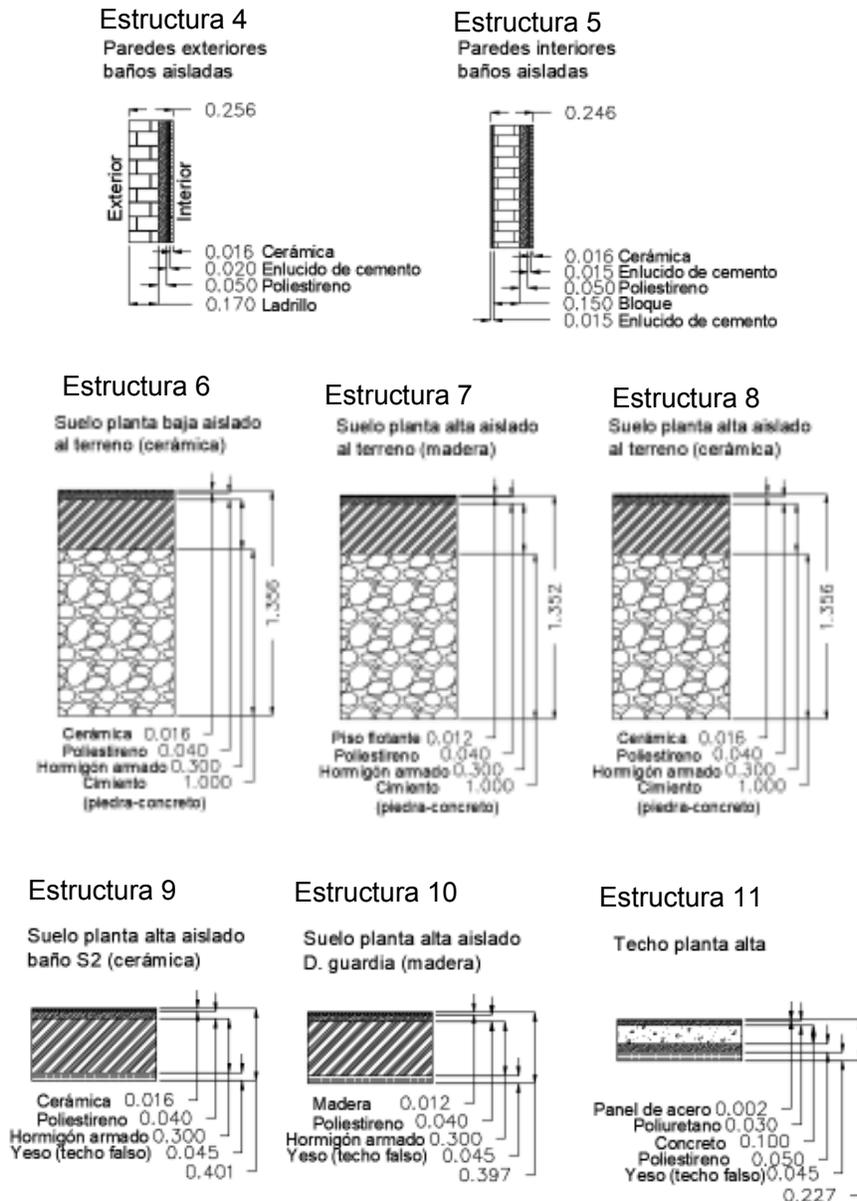


Figura 2.6. Elementos estructurales del refugio.

(Fuente: propia)

## 2.2. Cálculo de las cargas térmicas de diseño

El propósito del cálculo de cargas térmicas es obtener los datos necesarios para el dimensionamiento del sistema de calefacción y equipo de suministro de calor que provea niveles de confort utilizando eficientemente la energía disponible. El resultado final de este cálculo es la capacidad nominal de diseño del sistema de calefacción. [29]

El cálculo de cargas térmicas se realizará en base al método simplificado especificado en la norma UNE EN 12831. Para la aplicación de este método el recinto en cuestión debe presentar un grado de estanqueidad al aire de la envolvente medio-alto, es decir que

deberá tener una muy buena o excelente hermeticidad y aislamiento en puertas y ventanas [27]. Las restricciones de utilización de este método se encuentran en el anexo V. En este caso, el refugio se encuentra en proceso de construcción, pero se asume que cumplirá con este requisito, debido a las condiciones geográficas y climáticas en que se encuentra.

Para determinar las cargas térmicas de diseño se calcula primero las pérdidas térmicas. Según la norma, las pérdidas térmicas de diseño se componen de:

- Pérdidas térmicas por transmisión, que corresponde a la pérdida de calor por conducción a través de las superficies que forman el recinto a calentar.
- Pérdidas térmicas por ventilación, que corresponde a la pérdida de calor por ventilación o infiltraciones del aire envolvente del edificio.

El método requiere de la utilización de las dimensiones exteriores del edificio (ver figura 2.7). Las dimensiones verticales se miden desde la superficie del piso hasta la superficie del piso superior siguiente (el espesor de piso de la planta baja no se toma en cuenta). Las dimensiones horizontales consideran las paredes interiores hasta la mitad de su espesor.

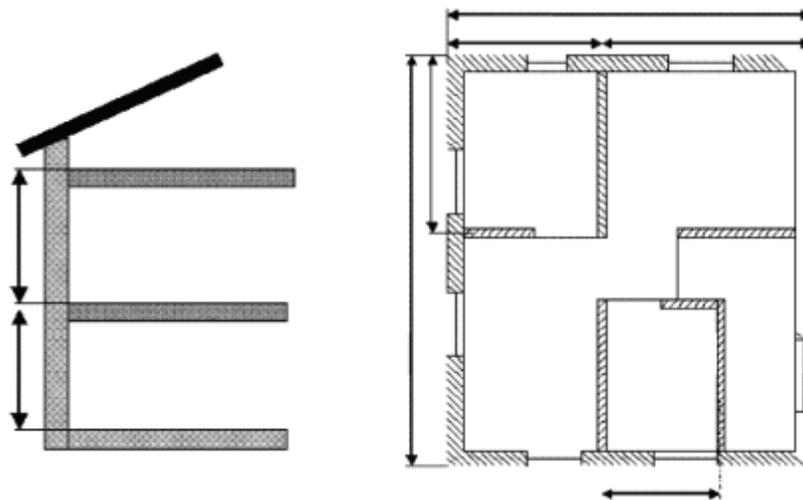


Figura 2.7. Dimensiones exteriores para aplicación del método de cálculo simplificado.  
(Fuente: [27])

### 2.2.1. Procedimiento para el cálculo de cargas térmicas

Para determinar las cargas térmicas de un edificio se suman las cargas térmicas de cada espacio calentado (sea este dormitorio, sala, cocina, baño, etc.), sin tomar en cuenta la transferencia de calor entre espacios calentados a la misma temperatura.

El procedimiento para el cálculo de cargas térmicas de un espacio calentado de acuerdo con la norma es:

- Paso 1. Obtener los datos climáticos: temperatura exterior de diseño y temperatura media anual.

- Paso 2. Definir cada espacio del edificio si será calentado o no, y la temperatura interior de diseño para cada espacio calentado.
- Paso 3. Obtener los datos del edificio como dimensiones y propiedades térmicas de todos los elementos estructurales del edificio.
- Paso 4. Calcular de pérdidas térmicas por transmisión.
- Paso 5. Calcular de pérdidas térmicas por ventilación.
- Paso 6. Calcular de pérdida térmica total: sumando las pérdidas térmicas por transmisión más las pérdidas térmicas por ventilación.
- Paso 7. Calcular la capacidad de calentamiento: potencia extra necesaria para compensar los efectos de un calentamiento intermitente.
- Paso 8. Calcular la carga térmica de diseño, que corresponde a la suma de la pérdida térmica de diseño total más la capacidad de calentamiento.

Una vez completados los pasos 1, 2 y 3 detallados anteriormente, en esta sección se continúa con el procedimiento desde el cálculo de las pérdidas térmicas.

### 2.2.2. Pérdida térmica de diseño total de un espacio a calentar

Es la suma de las pérdidas térmicas por transmisión más las pérdidas térmicas por ventilación. Las pérdidas totales se calculan según la fórmula:

$$Q_i = (Q_{T,i} + Q_{V,i}) \cdot f_{\Delta\theta,i} \text{ [W]} \quad (2.1)$$

Donde,  $Q_{T,i}$  es la pérdida térmica por transmisión de un espacio a calentar (i) en [W];  $Q_{V,i}$  es la pérdida térmica por ventilación de un espacio a calentar (i) en [W];  $f_{\Delta\theta,i}$  es el factor de corrección de temperatura, debido a la mayor pérdida de los espacios calentados a mayor temperatura [26]. Los valores por defecto de  $f_{\Delta\theta,i}$  se encuentran en el anexo V.

### 2.2.3. Pérdida térmica de diseño por transmisión

Es la pérdida de calor dada por conducción a través de paredes, techo, piso, ventanas y puertas de la habitación debida a la diferencia entre temperaturas exterior e interior. La pérdida térmica por transmisión para un espacio a calentar se obtiene con la siguiente relación:

$$Q_{T,i} = \sum_k f_k \cdot A_k \cdot U_k \cdot (\theta_{int,i} - \theta_e) \text{ [W]}, \quad (2.2)$$

Donde,  $f_k$  es el factor de corrección por la diferencia de temperaturas entre la temperatura en el interior del espacio (i) y la temperatura en el lado exterior del elemento estructural (k).

Los valores por defecto  $f_k$  se dan en el anexo V;  $A_k$  es la superficie del elemento estructural (k), en  $[m^2]$ , obtenida de acuerdo a los planos del refugio en el anexo IV;  $U_k$  es la transmitancia térmica del elemento (k), en  $[W/m^2K]$ ;  $\theta_{int,i}$  es la temperatura interior de diseño del espacio (i), en  $[^\circ C]$ ;  $\theta_e$  es la temperatura exterior de diseño, en  $[^\circ C]$ . La transmitancia térmica  $U_k$ , se calcula como el inverso de la suma de resistencias térmicas de todos los componentes del elemento estructural (ecuación 2.3), y la resistencia térmica depende, a su vez, del espesor y conductividad térmica del componente (j), como sigue:

$$U_k = 1/\sum R_j \quad (2.3)$$

$$\sum R_j = s_j/\lambda_j \quad [m^2 \cdot K/W] . \quad (2.4)$$

Donde,  $s_j$  es el espesor del componente (j), en  $[m]$ ;  $\lambda_j$  es la conductividad térmica del componente (j), en  $[W/m K]$  [27]

#### 2.2.4. Pérdida térmica de diseño por ventilación

Es la pérdida de calor debido a las infiltraciones del aire exterior a menor temperatura a través de grietas y uniones. La pérdida térmica por ventilación para un espacio a calentar se calcula como sigue:

$$Q_{V,i} = 0,34 \cdot \dot{V}_{min,i} \cdot (\theta_{int,i} - \theta_e) [W] \quad (2.5)$$

Donde,  $\dot{V}_{min,i}$  es el mínimo caudal de aire requerido por el espacio a calentar (i), en  $[m^3/h]$ . Esta cantidad se puede calcular con la siguiente relación:

$$\dot{V}_{min,i} = n_{min} \cdot V_i [m^3/h] \quad (2.6)$$

Donde,  $n_{min}$  es el índice de renovación mínima del aire exterior por hora  $[h^{-1}]$ , depende del tipo de espacio a calentar (dormitorio, cocina, sala, etc.) y  $V_i$  es el volumen del espacio (i), en  $[m^3]$ , obtenido en base a las dimensiones interiores. El coeficiente de 0,34 es un valor que relaciona el calor específico y la densidad del aire medidos a nivel del mar. Para este caso el coeficiente se obtendrá a 0,639 atm de presión atmosférica, que corresponde a la altitud de 3 606 msnm donde se ubica el refugio, con esto la ecuación para este estudio es:

$$Q_{V,i} = 0,217 \cdot \dot{V}_{min,i} \cdot (\theta_{int,i} - \theta_e) [W] \quad (2.7)$$

Los valores por defecto de  $n_{min}$  se dan en el anexo V. [27]

### 2.2.5. Carga térmica de diseño de un espacio

La carga térmica de diseño de un espacio a calentar (i),  $Q_{HL,i}$ , se obtiene de acuerdo con:

$$Q_{HL,i} = Q_i + Q_{RL,i} \text{ [W]}. \quad (2.8)$$

Donde,  $Q_i$  es la pérdida térmica de diseño total del espacio (i), en [W], y  $Q_{RL,i}$  es la capacidad de calentamiento del espacio (i), en [W]. [27]

### 2.2.6. Capacidad de calentamiento

La capacidad de calentamiento,  $Q_{RL,i}$ , de un espacio a calentar (i), se determina para compensar los efectos de un calentamiento intermitente.

$$Q_{RL,i} = A_i \cdot f_{RH} \text{ [W]}. \quad (2.9)$$

Donde,  $A_i$  es la superficie del piso del espacio (i), en [m<sup>2</sup>],  $f_{RH}$  es el factor de recalentamiento, depende del tipo de edificio, tipo de construcción, tiempo de recalentamiento y de la caída de temperatura asumida durante la desconexión, en [W/m<sup>2</sup>]. [27] Los valores por defecto de  $f_{RH}$  se dan en el anexo V.

### 2.2.7. Carga térmica de diseño total de un edificio

La carga térmica de diseño total de un edificio,  $Q_{HL}$ , se obtiene como sigue:

$$Q_{HL} = \sum Q_{T,i} + \sum Q_{V,i} + \sum Q_{RL} \text{ [W]}. \quad (2.10)$$

Donde,  $\sum Q_{T,i}$  es la sumatoria de pérdidas térmicas por transmisión de todos los espacios calentados (i), sin tener en cuenta la transferencia de calor entre ellos;  $\sum Q_{V,i}$  es la sumatoria de pérdidas térmicas por ventilación de todos los espacios calentados (i), sin tener en cuenta la transferencia de calor entre ellos; y  $\sum Q_{RL}$  es la sumatoria de las capacidades de calentamiento. [27]

## 2.3. Dimensionamiento del piso radiante

El dimensionamiento del sistema de piso radiante se realizará según la norma UNE EN 1264: *Sistemas de calefacción y refrigeración de circulación de agua integrados en superficies*, que establece: las definiciones y símbolos, el método para la determinación de la emisión térmica, el método de dimensionamiento, y las indicaciones para instalación del sistema.

El método de cálculo que proporciona esta norma tiene su base en la determinación de un conjunto de curvas características propias del sistema, que dan la relación entre la emisión térmica y la desviación de temperatura aire-agua, las mismas que permiten obtener la temperatura de impulsión del sistema y la caída de temperatura del agua en cada circuito necesaria para el cálculo de los respectivos caudales. En el conjunto de curvas características también se señalan los límites térmicos a los cuales se debe sujetar el diseño para no comprometer el confort térmico deseado. Por lo tanto, la adecuada obtención del conjunto de curvas características del sistema se convierte en una parte importante en el proceso de cálculo, puesto que de ellas se obtienen las variables que definen el funcionamiento del piso radiante. Por ello, conocer los principios y parámetros que influyen en la determinación de las curvas y que caracterizan al sistema, es el primer paso en el método.

### 2.3.1. Principios básicos

#### 2.3.1.1. Condiciones térmicas límites

El diseño de un sistema de piso radiante parte de la restricción de la temperatura máxima admisible para la superficie del piso. En el caso de zonas normalmente ocupadas (zonas de permanencia), por razones fisiológicas, la temperatura establecida es  $\theta_{F,max} = 29$  [°C]. Para las zonas periféricas, zonas de mayor aporte de calor en una menor área, la temperatura es  $\theta_{F,max} = 35$  [°C]. Estas temperaturas varían según el tipo de ambiente a calentar, como se indica en la Tabla 2.2. La temperatura máxima superficial,  $\theta_{F,max}$ , determina el flujo térmico límite,  $q_G$ , que se emite a una habitación de temperatura interior,  $\theta_i$ , mediante la ecuación (2.11):

$$q = 8,92(\theta_{F,max} - \theta_i)^{1,1} \left[ \frac{W}{m^2} \right], \quad (2.11)$$

Donde,  $\theta_{F,max}$  es la temperatura máxima de la superficie del piso, y  $\theta_i$  es la temperatura interior estándar. Con la ecuación (2.11), también es posible determinar la temperatura

media de la superficie,  $\theta_{F,m}$ , cuando se conoce la densidad de flujo térmico. Además, tomando como temperatura interior estándar  $\theta_i=20[^\circ\text{C}]$ , y considerando una caída de temperatura de  $\sigma=0$  [K] (caso límite) entre la entrada y salida del circuito, se obtiene los flujos térmicos límites para las diferentes estancias (ver tabla 2.2). [31]

Tabla 2.2. Condiciones térmicas límites

Tipo de recinto	$\theta_{F,max}[^\circ\text{C}]$	$\theta_i[^\circ\text{C}]$	$q_G[\text{W}/\text{m}^2]$
Zona de permanencia (habitualmente ocupada)	29	20	100
Cuartos de baño o similares	33	24	100
Zona periférica	35	20	175

(Fuente: [9])

La máxima diferencia de temperaturas admisible entre la superficie del piso y el aire de la habitación es de 9 [K] y 15 [K], para zonas de permanencia y zonas periféricas respectivamente. [31]

### 2.3.1.2. Curvas características de rendimiento

Son curvas que representan al sistema de piso radiante y permiten el diseño del mismo. En su determinación tienen en cuenta las características dimensionales y termo físicas del concreto o losa, de la tubería y del pavimento que son los principales elementos que conforman el piso. Esta curva expresa la relación directamente proporcional entre el flujo térmico,  $q$ , del sistema y la desviación media de temperatura aire-agua  $\Delta\theta_H$ , ver figura 2.8, de acuerdo a la ecuación 2.12:

$$q = B \cdot a_B \cdot a_T \cdot a_T^{m_T} \cdot a_u^{m_u} \cdot a_D^{m_D} \cdot \Delta\theta_H \quad (2.12)$$

$$a_B = \frac{\frac{1}{\alpha} + \frac{s_{u,0}}{\lambda_{u,0}}}{\frac{1}{\alpha} + \frac{s_{u,0}}{\lambda_E} + R_{\lambda,B}} \quad (2.13)$$

Dónde:  $B= 6,7$  [W/(m<sup>2</sup>.K)], para tuberías de conductividad 0,35 [W/(m.K)] y espesor de 0,002 [m];  $\alpha = 10,8$  [W/(m<sup>2</sup>.K)];  $\lambda_{u,0}=1$  [W/(m.K)];  $s_{u,0}=0,045$  [m];  $R_{\lambda,B}$ , es la resistencia térmica del pavimento, en [W/(m<sup>2</sup>.K)];  $\lambda_E$ , es la conductividad térmica de la capa de concreto, en [W/(m.K)];  $a_T$  es factor de paso en función de la resistencia térmica;  $a_u$ , es factor de recubrimiento en función de la resistencia térmica;  $a_D$ , es factor de diámetro exterior de la tubería en función de la resistencia;

$$m_T = 1 - \frac{T}{0,075} \quad \text{para } 0,050 \text{ m} \leq T \leq 0,375 \text{ m} \quad (2.14)$$

$$m_u = 100 (0,045 - s_u) \quad \text{para } s_u \geq 0,010 \text{ m} \quad (2.15)$$

$$m_D = 250(D - 0,020) \quad \text{para } 0,008 \text{ m} \leq D \leq 0,030 \text{ m} \quad (2.16)$$

Para un paso de tubería  $T > 0,375 \text{ m}$  la densidad de flujo térmico se calcula, según:

$$q = q_{0,375} \frac{0,375}{T} \quad (2.17)$$

Los valores de  $a_T$ ,  $a_u$  y  $a_D$ , se encuentran en las tablas 4.12; 4.13 y 4.14 respectivamente en el anexo VII.

Para la realización de la curva de rendimiento se deben definir previamente o asumir los factores mencionados que caracterizan al sistema e influyen en la ecuación 2.12 de acuerdo con el apartado 2 de la norma UNE 1264 [31].

### 2.3.1.3. Curvas límites

Estas curvas expresan la relación entre la densidad de flujo térmico y la desviación media de temperatura aire-agua para los casos límites, cuando la caída de temperatura es  $\sigma = 0$  [K] y la temperatura de la superficie del piso es de  $29^\circ\text{C}$  en zonas de permanencia y  $35^\circ\text{C}$  en zonas periféricas [31], ver figura 2.8. Las curvas límites se calculan según la ecuación:

$$q_G = \varphi \cdot B_G \cdot \left[ \frac{\Delta\theta_H}{\varphi} \right]^{n_G} \quad (2.18)$$

Donde:  $B_G$ , es el coeficiente, de acuerdo a la tabla 4.15 para  $s_u/\lambda_E \leq 0,0792$  y de acuerdo a la tabla 4.16 para  $s_u/\lambda_E > 0,0792$ ;  $n_G$ , es el exponente, de acuerdo a la tabla 4.17 para  $s_u/\lambda_E \leq 0,0792$  y de acuerdo a la tabla 4.18 para  $s_u/\lambda_E > 0,0792$ ;  $\varphi$ , factor de conversión para todos los valores de temperaturas  $\theta_{F,\max}$  y  $\theta_i$

$$\varphi = \left[ \frac{\theta_{F,\max} - \theta_i}{\Delta\theta_0} \right] \quad \text{con} \quad \Delta\theta_0 = 9\text{K y } 15\text{K} \quad \text{para curvas límites de } 29^\circ\text{C y } 35^\circ\text{C} \quad (2.19)$$

Los valores de  $B_G$  y  $n_G$ , se encuentran en el anexo VII.

### 2.3.1.4. Conjunto de curvas características del sistema

El conjunto de curvas características de un sistema para un paso de tubería específico,  $T$ , es la reunión de las cuatro curvas características de rendimiento de diferentes resistencias térmicas del pavimento, incluida la resistencia térmica  $R_{\lambda,B} = 0$ , y las curvas límites, (Figura 2.8). El conjunto de curvas características permite la obtención de densidades de flujo térmico y las desviaciones de temperatura respectivas. [30]

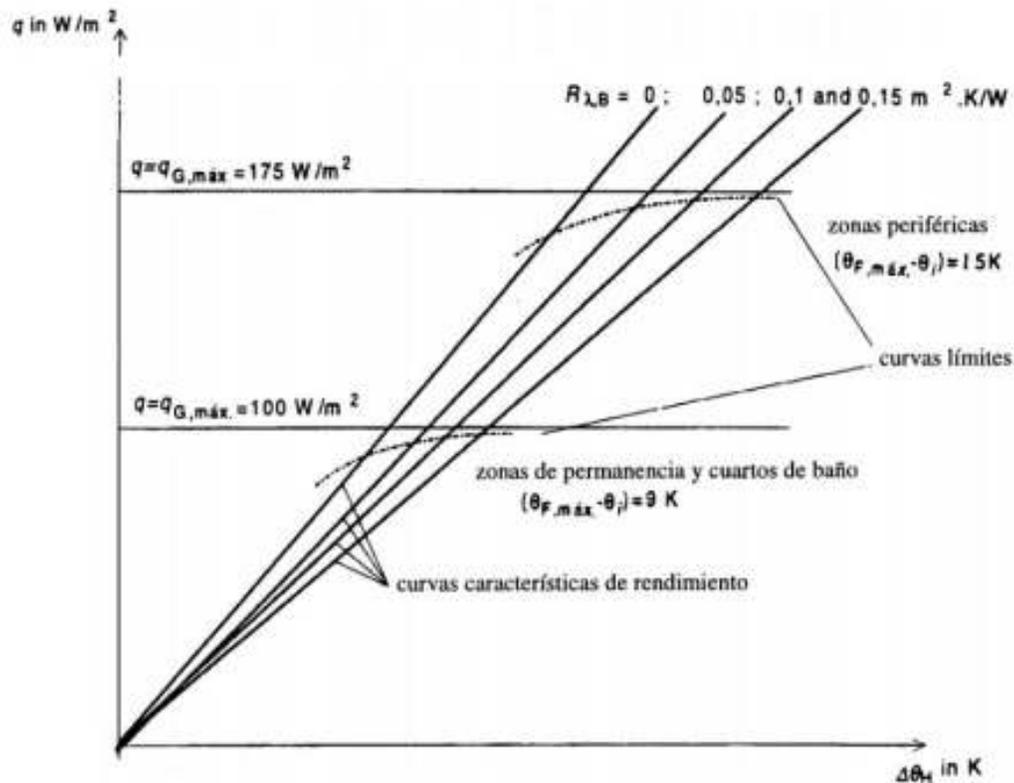


Figura 2.8. Conjunto de curvas características para T=constante.  
(Fuente: [30])

### 2.3.1.5. Desviación media de temperatura aire-agua

Es una desviación media logarítmica de temperatura entre el aire de la habitación y el fluido portador de calor, permite tener en cuenta la caída de temperatura del agua a lo largo del circuito. Se calcula según la ecuación:

$$\Delta\theta_{H,des} = \frac{\theta_V - \theta_R}{\ln \frac{\theta_V - \theta_i}{\theta_R - \theta_i}}, \quad (2.20)$$

Donde,  $\theta_V$  es la temperatura del agua en la entrada al circuito,  $\theta_R$  es la temperatura del agua a la salida del circuito y  $\theta_i$  es la temperatura interior de diseño. [30]

La desviación media de temperatura aire-agua,  $\Delta\theta_{H,j}$ , de cada circuito se obtiene utilizando el flujo térmico,  $q_j$ , del circuito como dato de entrada en el conjunto de curvas características que corresponde al paso del circuito y en la curva característica de rendimiento correspondiente a la resistencia del pavimento de la habitación.

### 2.3.1.6. Aislamiento térmico descendente

Para reducir al máximo las pérdidas de calor hacia abajo se requiere una resistencia térmica mínima,  $R_{ins}$ , de los paneles de aislamiento térmico, según el recinto que se encuentra inmediatamente debajo, como se resume en la tabla 2.3.

Tabla 2.3. Resistencia térmica mínima del aislamiento.

Resistencia térmica $m^2 \cdot K/W$	Recinto inferior calefactado	Recinto inferior no calefactado o calefactado intermitentemente por debajo o en contacto con el terreno	Temperatura del aire del recinto subyacente Temperatura de diseño o nominal		
			$T_d \geq 0^\circ C$	$0^\circ C > T_d \geq -5^\circ C$	$-5^\circ C > T_d \geq -15^\circ C$
	0,75	1,25	1,25	1,50	2,00

(Fuente: [32])

La resistencia térmica para paneles aislantes planos se calcula según:

$$R_{ins} = \frac{S_{ins}}{\lambda_{ins}} \quad (2.21)$$

Donde  $S_{ins}$  es el espesor del panel aislante en [m] y  $\lambda_{ins}$  es la conductividad térmica del panel aislante, en [W/(m.K)]. La figura 2.9 detalla un esquema del aislamiento térmico.

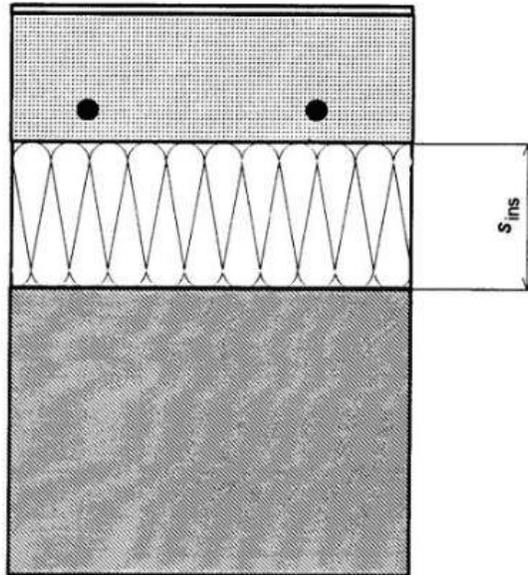


Figura 2.9. Espesor de la capa de aislamiento para paneles aislantes planos.  
(Fuente: [30])

### 2.3.1.7. Resistencia térmica del pavimento

Las prestaciones del sistema dependen en gran medida del material que se utiliza en el pavimento. Para su selección hay que tomar en cuenta la resistencia térmica del material, misma que depende del espesor y la conductividad, como se vio anteriormente. No se recomienda la colocación de pavimentos con resistencia mayor a 0,15 [(m<sup>2</sup>.K)/W] [21]. En el anexo VI se muestran las resistencias térmicas de diferentes tipos de materiales.

### 2.3.2. Metodología de diseño

El procedimiento usado en este trabajo para el diseño del sistema de piso radiante aplicando la norma UNE 1264 se describe a continuación:

**Paso 1.** Elegir, de entre los tipos de piso radiante especificados en la sección 1.4.4, el que se va a diseñar.

**Paso 2.** Definir, las características dimensionales y propiedades termofísicas de los elementos que componen el piso radiante (capa de concreto, tubería y pavimento) e influyen en el cálculo de las curvas características.

**Paso 3.** Obtener, el conjunto de curvas características del sistema para diferentes pasos de tubería.

**Paso 4.** Calcular, el flujo térmico de diseño de cada habitación a partir de las cargas térmicas correspondientes, mediante la ecuación 2.22 detallada en la sección posterior.

**Paso 5.** Determinar el sistema de piso radiante, el paso de tubería, tipo de pavimento y la desviación media de temperatura de cada habitación, usando los conjuntos de curvas características.

**Paso 6.** Si el flujo térmico de diseño, de alguna habitación, no se puede alcanzar con ningún paso de tubería, se puede incluir una zona periférica, en este caso el flujo térmico de diseño se obtiene con la ecuación 2.23.

**Paso 7.** Trazar, la configuración de los circuitos y calcular su longitud.

**Paso 8.** Obtener, la desviación media de temperatura máxima, correspondiente al circuito de flujo térmico máximo.

**Paso 9.** Calcular, la temperatura de impulsión del agua para el sistema, a partir de la desviación de temperatura máxima.

**Paso 10.** Determinar, la resistencia térmica de los paneles aislantes de cada habitación, de acuerdo a la tabla 2.3.

**Paso 11.** Calcular, los caudales de los circuitos.

Los pasos 1, 2 y 3 de éste procedimiento ya han sido tratados anteriormente, a continuación se explica desde el paso 4: cálculo del flujo térmico.

#### 2.3.2.1. Cálculo de la densidad de flujo térmico de diseño

La densidad de flujo térmico de diseño,  $q_{des}$ , para cada habitación, se determina dividiendo la carga térmica nominal,  $Q_{N,f}$ , de la habitación, entre la superficie de instalación del piso radiante  $A_F$ , como sigue:

$$q_{des} = \frac{Q_{N,f}}{A_F} \quad (2.22)$$

Para los casos en que la potencia térmica del piso radiante  $Q_F$  no cubra la totalidad de la carga de térmica nominal  $Q_{N,f}$ , es decir que el  $q_{des}$  excedería al flujo térmico límite  $q_G$ , se puede utilizar una zona periférica de mayor aporte de calor para tratar de cubrir la pérdida total de calor. En este caso, la densidad de flujo térmico  $q_{des}$ , se debe calcular de la siguiente manera:

$$q_{des} = \frac{A_R}{A_F} \cdot q_R + \frac{A_A}{A_F} \cdot q_A \quad (2.23)$$

Donde,  $q_R$  es la densidad de flujo térmico en zonas periféricas,  $q_A$  es la densidad de flujo térmico en zonas de permanencia,  $A_R$  es la superficie de zonas periféricas, y  $A_A$  es la superficie de zona de permanencia [31].

Las zonas periféricas se pueden colocar debajo de grandes ventanas o puertas que den al exterior en donde se esperaría una mayor pérdida de calor o en habitaciones en las que la carga térmica es demasiado alta y no es posible suplirla con un solo circuito de permanencia.

Otra manera de cubrir el flujo de calor requerido es fijar el flujo térmico límite,  $q_G$ , como el flujo térmico de diseño e instalar equipos de calefacción adicionales. [30]

En circuitos de zonas de permanencia que se encuentran en serie con circuitos de zonas periféricas se debe tener especial atención en la determinación de  $q_R$  y  $q_A$  de modo que la desviación de temperatura aire-agua determinada a partir de la curva límite más baja, sea la misma para los dos circuitos, y no se incremente debido a la entrada del fluido caliente, en la zona de permanencia procedente de la zona periférica. [30]

### 2.3.2.2. Cálculo de longitud de tubería

La longitud de tubería de un circuito se calcula en función del paso,  $T$ , de la tubería y de la superficie,  $A_F$ , cubierta por el sistema:

$$L = \frac{A_F}{T} \quad (2.24)$$

La longitud total de tubería para cada circuito se determina según:

$$L = \frac{A_F}{T} + 2l_d \quad (2.25)$$

Donde,  $l_d$  es la distancia entre distribuidor y habitación. Para seleccionar el paso de los tubos se debe determinar el conjunto de curvas características para diferentes pasos y se selecciona el paso que mantenga el  $q_{max}$  menor o igual al flujo térmico límite  $q_G$  [30].

### 2.3.2.3. Cálculo de la temperatura de impulsión

Para calcular la temperatura de ida del sistema se considera la desviación media de temperatura aire-agua,  $\Delta\theta_{H,des}$ , correspondiente al circuito que tenga la más alta densidad de flujo térmico,  $q_{max}$ , excluyendo los cuartos de baño, en el cual se fija una caída de temperatura menor o igual  $\sigma = 5$  [K] y se calcula según:

$$\Delta\theta_{V,des} \leq \Delta\theta_{H,des} + \frac{\sigma}{2} \quad (2.26)$$

Donde:

$$\Delta\theta_{V,des} = \frac{\theta_V - \theta_R}{\ln \frac{\theta_V - \theta_i}{\theta_R - \theta_i}} \quad (2.27)$$

Simplificando y reemplazando la ecuación 2.27 en la ecuación 2.26, resulta:

$$\frac{\sigma}{\Delta\theta_{H,des} + \frac{\sigma}{2}} = \ln \frac{\theta_V - \theta_i}{\theta_V - \sigma - \theta_i} \quad (2.28)$$

En este sistema la temperatura de impulsión corresponde a la temperatura a la cual el agua es tomada del equipo suministro de calor y distribuida a los diferentes circuitos, es decir el agua ingresa a la misma temperatura a todos los circuitos del sistema y el aporte de calor para cada habitación es regulado mediante el flujo másico que ingresa a cada circuito.

### 2.3.2.4. Cálculo de flujos másicos.

El flujo másico  $m_H$ , de un circuito es el encargado de transportar la energía térmica del agua caliente, a lo largo del circuito, en mayor o menor medida. Esto se evidencia en la ecuación 2.29, donde se observa que el flujo másico es directamente proporcional a la potencia térmica  $A_F \cdot q$ , que entregará el piso radiante, sin embargo es inversamente proporcional al salto térmico  $\sigma$ , esto quiere decir que si esperamos un mayor aporte de calor asumiríamos un salto térmico pequeño y viceversa. El flujo másico se obtiene con las siguientes ecuaciones:

$$m_H = \frac{A_F \cdot q}{\sigma \cdot c_w} \left( 1 + \frac{R_o}{Ru} + \frac{\theta_i - \theta_u}{q \cdot Ru} \right) \quad (2.29)$$

$$R_o = \frac{1}{\alpha} + R_{\lambda,B} + \frac{s_u}{\lambda_u} \quad (2.30)$$

$$Ru = R_{\lambda,ins} + R_{\lambda,techo} + R_{\lambda,entucido} + R_{\alpha,techo} \quad (2.31)$$

Donde,  $A_F$  es la superficie de instalación del circuito de piso radiante,  $q$  es la densidad de flujo térmico,  $\sigma$  es el salto térmico entre la ida y el retorno del agua, seleccionado de acuerdo al tipo de habitación,  $\theta_i$  es la temperatura interior de diseño,  $\theta_u$  es la temperatura del recinto inferior,  $R_o$  es la resistencia térmica por encima de la tubería, el factor,  $\frac{1}{\alpha}$ , es  $0,0093 \left[ \frac{\text{m}^2\text{K}}{\text{W}} \right]$ ,  $R_{\lambda,B}$  es la resistencia térmica del pavimento,  $s_u$  es el espesor de losa sobre los tubos,  $\lambda_u$  es la conductividad térmica de la capa de concreto por encima de los tubos,  $R_u$  es la resistencia térmica por debajo de la tubería,  $R_{\lambda,ins}$  es la resistencia térmica del aislante,  $R_{\lambda,techo}$  es la resistencia térmica del forjado (estructura de la habitación),  $R_{\lambda,entucido}$  es la resistencia térmica del enlucido del techo (habitación inferior) y  $R_{\alpha,techo}$  es la resistencia térmica de la capa de aire exterior, y su valor para este caso es  $0,17 \left[ \frac{\text{m}^2\text{K}}{\text{W}} \right]$ ,  $c_w$  es el calor específico del agua igual a  $4.190 \text{ [J/(kg.K)]}$  [30]. Un esquema de la configuración descrita se encuentra detallado en la figura 2.10.

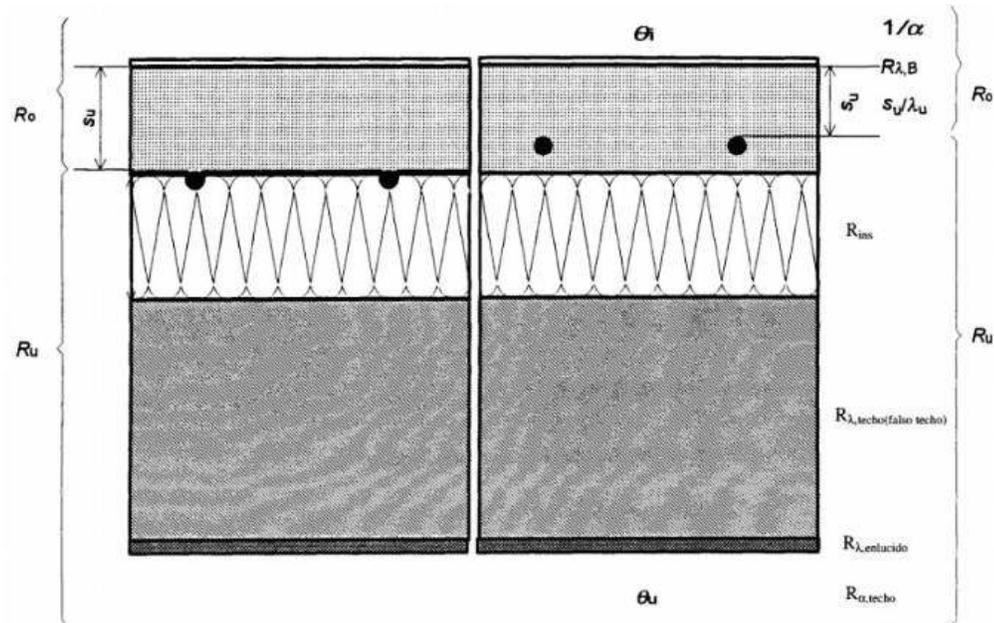


Figura 2.10. Esquema de estructura de un sistema de piso radiante.  
(Fuente: [30])

Para el salto térmico,  $\sigma$ , en cada circuito se adopta valores referenciales de acuerdo a la recomendación de Uponor [9]. De esta manera, el salto en los circuitos será de  $10 \text{ [}^\circ\text{C]}$  en las habitaciones y  $5 \text{ [}^\circ\text{C]}$  en baños y circuitos perimetrales.

## 2.4. Dimensionamiento del sistema de bombeo

El sistema de bombeo es muy importante en el diseño de un sistema de calefacción por piso radiante. Las bombas son las encargadas de proveer la energía necesaria para transportar el fluido caliente por las tuberías. De acuerdo a criterios ingenieriles, para el dimensionamiento de las bombas de impulsión del sistema se toma la máxima caída de presión entre los circuitos de cada colector y la suma de caudales de cada colector. [9]

### 2.4.1. Cálculo de las pérdidas de carga en los circuitos

Para el cálculo de pérdidas se consideran las pérdidas debidas a la fricción en la tubería, y las pérdidas que se presentan debido a los accesorios distribuidos a lo largo de tubería. En esta sección se describe brevemente estos parámetros.

#### 2.4.1.1. Pérdidas por fricción

El cálculo de las pérdidas por fricción en las tuberías se calcula mediante la ecuación de Darcy-Weisbach. [43]

$$H_L = f \cdot \frac{V^2 \cdot L}{2 \cdot D \cdot g} \quad [\text{m}] \quad (2.32)$$

Donde,  $f$  es el coeficiente de fricción,  $V$  es la velocidad del flujo,  $L$  es la longitud de la tubería,  $D$  es el diámetro nominal del tubo, y  $g$  es la gravedad. El coeficiente de fricción,  $f$ , se calcula en función del número de Reynolds,  $Re$ , que caracteriza el régimen de flujo, según la tabla 2.4:

Tabla 2.4. Correlaciones para el factor de fricción.

Correlación para el factor de fricción	Reynolds	Régimen de flujo
$f = \frac{64}{Re}$ (2.33)	$Re < 2\,500$	Laminar
$f = \frac{0,3164}{Re^{0,25}}$ (2.34)	$Re \leq 10^5$	Turbulento en tubería lisa

(Fuente: [44])

Donde el número de Reynolds está definido por la siguiente relación:

$$Re = \frac{4 \cdot m_H}{\mu \cdot \pi \cdot D^2}, \quad (2.35)$$

Donde,  $m_H$  es el flujo másico en [kg/s], y  $\mu$  es la viscosidad media en [(N.s)/m<sup>2</sup>].

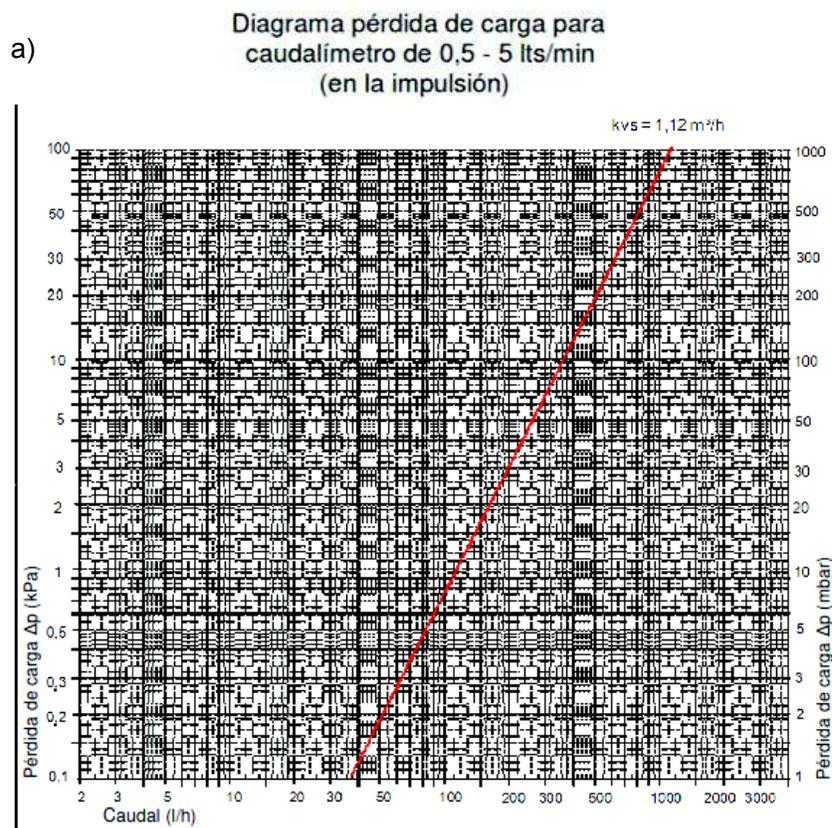
### 2.4.1.2. Pérdidas por accesorios

Las pérdidas por accesorios se calculan mediante la siguiente ecuación:

$$h_l = k \cdot \frac{V^2}{2 \cdot g} \quad [\text{m}] \quad (2.36)$$

Donde,  $k$  es el coeficiente de resistencia que depende del tipo de accesorio, y  $g$  es la gravedad. Los valores de  $k$  para los diferentes accesorios se obtienen de Cengel [43].

Las pérdidas de carga totales se calculan sumando las pérdidas por fricción más las pérdidas por accesorios. Para determinar las pérdidas de carga en cada circuito se tiene en cuenta que los distribuidores colectores incorporan caudalímetros (en la ida) y válvulas termostáticas (en el retorno). Para no despreciar los efectos de las pérdidas de carga en estos dispositivos se determinó los valores correspondientes a cada circuito de las curvas proporcionadas por el manual técnico Polytherm para caudalímetros regulados entre 0,5 y 5 [litros/min] y válvulas termostáticas, detallados en las figuras 2.11a y 2.11b. [7]



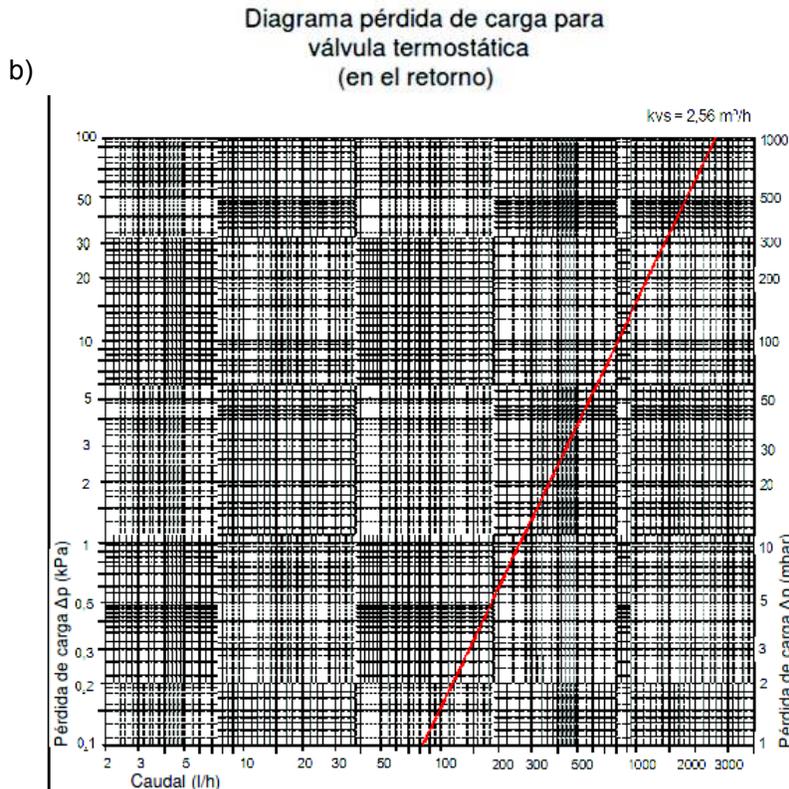


Figura 2.11.a) Diagrama de pérdida de carga en caudalímetro de 0,5 – 5 [litros/min].  
b) Diagrama de pérdida de carga en válvula termostática.  
(Fuente: [7])

De esta manera se determinará las pérdidas de carga totales de cada circuito y la bomba de impulsión de cada colector-distribuidor será seleccionada en base a la pérdida de carga del circuito más desfavorable y al caudal total del colector. Con estos datos se ingresará en la curva de rendimiento de diferentes bombas y se seleccionará aquella con un sobredimensionamiento del 10 al 20 % de lo requerido [17].

## 2.5. Simulación del sistema

La simulación de los circuitos de tubería se realiza para evaluar los resultados obtenidos con el método de la norma UNE 1264 en el diseño del sistema. Para este propósito se utiliza Ansys que es un paquete computacional de simulación que en su módulo Fluent fundamenta su análisis en la Dinámica de Fluidos Computacional, CFD, por sus siglas en inglés. Debido a la gran demanda que representa una simulación completa del sistema, se selecciona únicamente una zona. El circuito analizado corresponde al dormitorio de guardia. Se selecciona este espacio porque presenta la mayor demanda de calor de todo el refugio. Los resultados se analizan en función de la temperatura superficial del piso, la densidad de flujo térmico y la caída de temperatura del agua.

El análisis computacional se realiza con el módulo Fluent-Ansys. Para este caso se modela el estado estable de operación del sistema. Además, el aire de la habitación no es considerado en el modelo, ya que el principal objetivo de esta sección es verificar el comportamiento térmico del piso.

La figura 2.12 muestra la configuración del circuito modelado. El mismo que está formado por dos circuitos en serie, el de la zona de permanencia y el de la zona periférica. En el circuito periférico la configuración es en espiral, con un paso de 0,1 [m], y está colocado debajo de la ventana, donde se esperaría una mayor pérdida de calor. El circuito de la zona de permanencia, con un paso de 0,225 [m], forma un serpentín con la tubería de retorno. El radio mínimo de curvatura de la tubería en toda la configuración es de 0,1 [m].

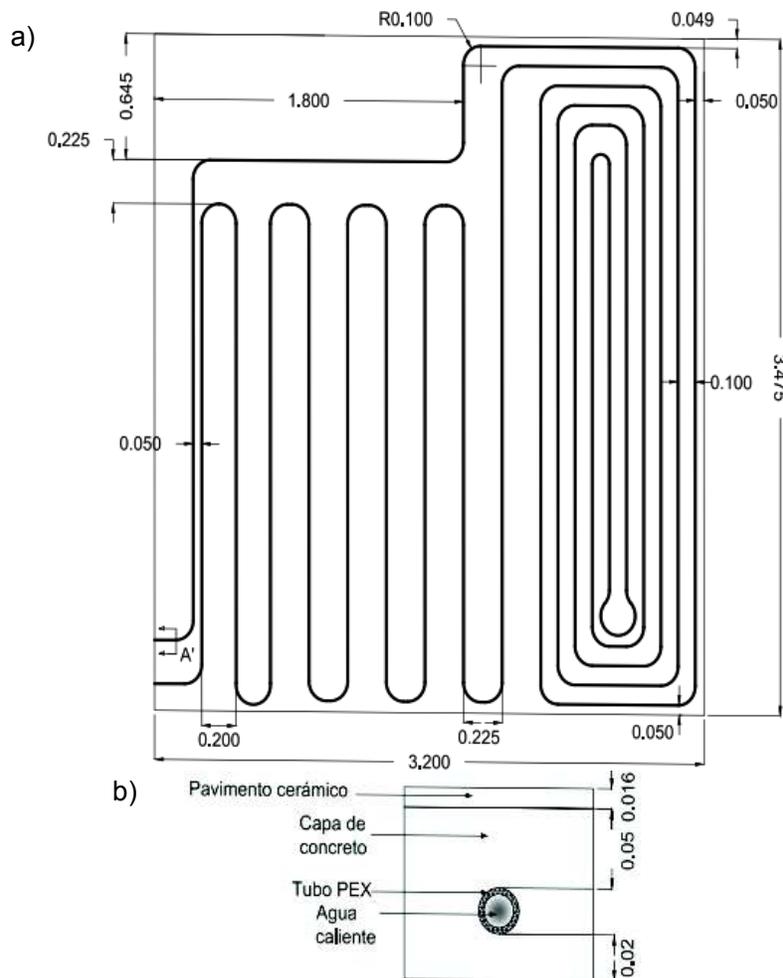


Figura 2.12. Configuración del circuito.  
a) Vista de plano del modelo de circuito; b) Vista de la sección A'.  
(Fuente: propia)

Los datos de construcción, propiedades térmicas y operación del piso radiante, para el análisis computacional son los mismos utilizados en la fase de diseño del sistema,

incluyendo los resultados obtenidos en dicha fase, como la temperatura de impulsión de 50 [°C], flujo másico de 0,02746 [kg/s], excepto el espesor de la losa, de 0,106 [m].

### 2.5.1. Modelo matemático y condiciones de frontera

El módulo Fluent de Ansys se basa en el método de volúmenes finitos y resuelve, para todos los flujos, las ecuaciones de conservación de masa y conservación del momento lineal, además para otros procesos que involucren fenómenos como transferencia de calor, compresibilidad, viscosidad térmica, turbulencia, entre otras características de flujo se resuelven ecuaciones adicionales correspondientes que modelen los procesos físicos del problema [67].

El análisis computacional realizado en este trabajo se resuelve aplicando dos consideraciones, las ecuaciones de conservación y un modelo de turbulencia para el fluido. En la primera consideración, se resuelven las ecuaciones de Navier Stokes (ecuaciones de conservación de masa, momento y energía) en todo el volumen de control, mientras que en la segunda se aplica el modelo de turbulencia  $k-\varepsilon$  estándar para representar los efectos de turbulencia en el dominio del agua y se resuelven ecuaciones adicionales de transporte para satisfacer la evolución de los parámetros  $k$  y  $\varepsilon$ .

El volumen de control es rectangular, en el cual están embebidos los circuitos de tuberías por donde circula el fluido caliente, ver figura 2.13.

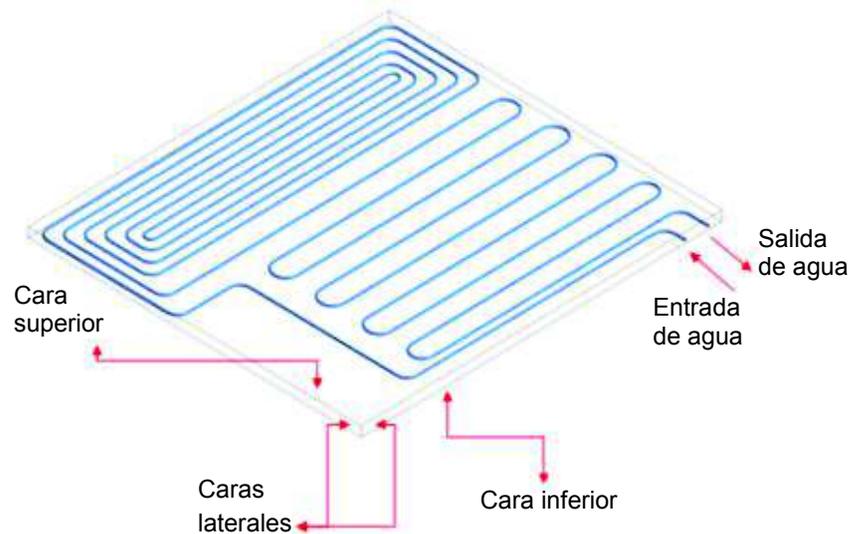


Figura 2.13. Vista isométrica del volumen de control.  
(Fuente: propia)

De esta manera, las condiciones de frontera se definen en las seis caras del volumen de control. Así, para las caras laterales y la cara inferior de la losa se asume una condición adiabática porque se considera que físicamente estas caras deben ser perfectamente

aisladas, en concordancia con Dong & Wang [47]. Por otro lado, la condición de frontera en la superficie superior del volumen de control, cara superior de la losa, se asume una condición combinada de convección y radiación, de acuerdo a Abdelaziz [48]. Este modelo matemático se detalla en esquema en la tabla 2.5.

Tabla 2.5. Modelo matemático de la simulación.

Dominio	Modelo matemático			
agua	<p><b>Ec. de conservación de la masa:</b></p> $\nabla \cdot \vec{V} = 0 \quad (2.37)$			
	<p><b>Ec. de conservación del momento:</b>  <b>Componente en x:</b></p> $\nabla \cdot (\rho u \vec{V}) = -\frac{\partial p}{\partial x} + \mu \nabla^2 u \quad (2.38)$			
	<p><b>Componente en y:</b></p> $\nabla \cdot (\rho v \vec{V}) = -\frac{\partial p}{\partial y} + \mu \nabla^2 v + \rho g \quad (2.39)$			
	<p><b>Componente en z:</b></p> $\nabla \cdot (\rho w \vec{V}) = -\frac{\partial p}{\partial z} + \mu \nabla^2 w \quad (2.40)$			
	<p><b>Ec. de la energía:</b></p> $\nabla \cdot (\rho E_t \vec{V}) = k \nabla^2 T + \mu \left\{ 2 \left[ \left( \frac{\partial u}{\partial x} \right)^2 + \left( \frac{\partial v}{\partial y} \right)^2 + \left( \frac{\partial w}{\partial z} \right)^2 \right] + \left( \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right)^2 + \left( \frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \right)^2 + \left( \frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \right)^2 \right\} \quad (2.41)$			
	<p><b>Ecuaciones adicionales de transporte (modelo <math>k</math>-<math>\varepsilon</math> estándar):</b></p> $\nabla \cdot (\rho k \vec{V}) = \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \nabla^2 k + G_k + G_b - \rho \varepsilon \quad (2.42)$			
	$\nabla \cdot (\rho \varepsilon \vec{V}) = \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \nabla^2 \varepsilon + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} (G_k + C_{3\varepsilon} G_b) - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (2.43)$			
	$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (2.44)$			
	<p><b>Donde:</b></p> <table border="0" style="width: 100%;"> <tr> <td style="vertical-align: top; width: 33%;"> <p>Coordenadas: (x,y,z)  <math>\vec{V} = u\vec{i} + v\vec{j} + w\vec{k}</math>  <math>\nabla \equiv \vec{i} \frac{\partial}{\partial x} + \vec{j} \frac{\partial}{\partial y} + \vec{k} \frac{\partial}{\partial z}</math>  <math>\nabla^2 \equiv \frac{\partial^2}{\partial x^2} + \frac{\partial^2}{\partial y^2} + \frac{\partial^2}{\partial z^2}</math>  <math>\mu</math>: viscosidad  <math>\rho</math>: densidad  <math>p</math>: presión</p> </td> <td style="vertical-align: top; width: 33%;"> <p><math>g</math>: gravedad  <math>E_t</math>: energía total  <math>k</math>: conductividad térmica  <math>T</math>: temperatura  <math>k</math>: energía cinética de turbulencia  <math>\varepsilon</math>: tasa de disipación de <math>k</math>  <math>\mu_t</math>: viscosidad de Eddy  <math>C_{1\varepsilon}, C_{2\varepsilon}, C_{3\varepsilon}</math>: constantes</p> </td> <td style="vertical-align: top; width: 33%;"> <p><math>G_b</math>: generación de <math>k</math> por empuje  <math>G_k</math>: generación de <math>k</math> por gradientes de velocidad  <math>\sigma_k</math> y <math>\sigma_\varepsilon</math>: números de Prandtl de turbulencia para <math>k</math> y <math>\varepsilon</math> respectivamente  <math>C_\mu</math>: constante</p> </td> </tr> </table>	<p>Coordenadas: (x,y,z)  <math>\vec{V} = u\vec{i} + v\vec{j} + w\vec{k}</math>  <math>\nabla \equiv \vec{i} \frac{\partial}{\partial x} + \vec{j} \frac{\partial}{\partial y} + \vec{k} \frac{\partial}{\partial z}</math>  <math>\nabla^2 \equiv \frac{\partial^2}{\partial x^2} + \frac{\partial^2}{\partial y^2} + \frac{\partial^2}{\partial z^2}</math>  <math>\mu</math>: viscosidad  <math>\rho</math>: densidad  <math>p</math>: presión</p>	<p><math>g</math>: gravedad  <math>E_t</math>: energía total  <math>k</math>: conductividad térmica  <math>T</math>: temperatura  <math>k</math>: energía cinética de turbulencia  <math>\varepsilon</math>: tasa de disipación de <math>k</math>  <math>\mu_t</math>: viscosidad de Eddy  <math>C_{1\varepsilon}, C_{2\varepsilon}, C_{3\varepsilon}</math>: constantes</p>	<p><math>G_b</math>: generación de <math>k</math> por empuje  <math>G_k</math>: generación de <math>k</math> por gradientes de velocidad  <math>\sigma_k</math> y <math>\sigma_\varepsilon</math>: números de Prandtl de turbulencia para <math>k</math> y <math>\varepsilon</math> respectivamente  <math>C_\mu</math>: constante</p>
	<p>Coordenadas: (x,y,z)  <math>\vec{V} = u\vec{i} + v\vec{j} + w\vec{k}</math>  <math>\nabla \equiv \vec{i} \frac{\partial}{\partial x} + \vec{j} \frac{\partial}{\partial y} + \vec{k} \frac{\partial}{\partial z}</math>  <math>\nabla^2 \equiv \frac{\partial^2}{\partial x^2} + \frac{\partial^2}{\partial y^2} + \frac{\partial^2}{\partial z^2}</math>  <math>\mu</math>: viscosidad  <math>\rho</math>: densidad  <math>p</math>: presión</p>	<p><math>g</math>: gravedad  <math>E_t</math>: energía total  <math>k</math>: conductividad térmica  <math>T</math>: temperatura  <math>k</math>: energía cinética de turbulencia  <math>\varepsilon</math>: tasa de disipación de <math>k</math>  <math>\mu_t</math>: viscosidad de Eddy  <math>C_{1\varepsilon}, C_{2\varepsilon}, C_{3\varepsilon}</math>: constantes</p>	<p><math>G_b</math>: generación de <math>k</math> por empuje  <math>G_k</math>: generación de <math>k</math> por gradientes de velocidad  <math>\sigma_k</math> y <math>\sigma_\varepsilon</math>: números de Prandtl de turbulencia para <math>k</math> y <math>\varepsilon</math> respectivamente  <math>C_\mu</math>: constante</p>	

	<p><b>Condiciones de frontera:</b>  -Entrada: velocidad mediante flujo másico, temperatura de entrada del agua.  -Salida: presión atmosférica.</p>															
concreto tubería cerámica	<p><b>Ec. difusión de calor:</b></p> $\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} = 0 \quad (2.45)$ <p><b>Condiciones de frontera</b>  -Cara superior: convección y radiación</p> $-k \frac{\partial T}{\partial y} = h_{conv}(T_{\infty} - T_s) + h_{rad}(T_s - T_{mr}) \quad (2.46)$ <p>El <math>h_{conv}</math> se calcula con la correlación para una placa plana [45], mediante las expresiones:</p> $Nu_L = h_{conv} \cdot \frac{L}{k} \quad (2.47)$ $Nu_L = 0,54Ra_L^{1/4} \quad (2.48)$ $Ra_L = \left(\frac{g\beta}{\nu\alpha}\right)(T_s - T_{\infty})L^3 \quad (2.49)$ <p>El <math>h_{rad}</math> se calcula mediante:</p> $h_{rad} = \epsilon\sigma(T_s + T_{mr})(T_s^2 + T_{mr}^2) \quad (2.50)$ <p>-Caras laterales e inferior: adiabáticas (superficies aisladas)</p> $\frac{\partial T}{\partial x} = 0; \frac{\partial T}{\partial y} = 0; \frac{\partial T}{\partial z} = 0 \quad (2.51)$ <p><b>Donde:</b></p> <table border="0"> <tr> <td><math>h_{conv}</math>: coeficiente de convección</td> <td><math>\beta = 1/T</math>: coef. expansión térmica</td> <td><math>A_{piso}</math>: area del piso</td> </tr> <tr> <td><math>T_{\infty}</math>: temperatura del aire</td> <td><math>\nu</math>: viscosidad cinemática</td> <td><math>P_{piso}</math>: perímetro del piso</td> </tr> <tr> <td><math>T_s</math>: temperatura de superficie cerámica</td> <td><math>\alpha</math>: coef. difusión térmica</td> <td><math>\epsilon</math>: emisividad térmica sup. cerámica</td> </tr> <tr> <td><math>h_{rad}</math>: coeficiente de radiación</td> <td><math>k</math>: conductividad térmica aire</td> <td><math>\sigma</math>: constante de Boltzmann</td> </tr> <tr> <td><math>T_{mr}</math>: temperatura radiante media</td> <td><math>L = A_{piso}/P_{piso}</math>: longitud característica</td> <td></td> </tr> </table>	$h_{conv}$ : coeficiente de convección	$\beta = 1/T$ : coef. expansión térmica	$A_{piso}$ : area del piso	$T_{\infty}$ : temperatura del aire	$\nu$ : viscosidad cinemática	$P_{piso}$ : perímetro del piso	$T_s$ : temperatura de superficie cerámica	$\alpha$ : coef. difusión térmica	$\epsilon$ : emisividad térmica sup. cerámica	$h_{rad}$ : coeficiente de radiación	$k$ : conductividad térmica aire	$\sigma$ : constante de Boltzmann	$T_{mr}$ : temperatura radiante media	$L = A_{piso}/P_{piso}$ : longitud característica	
$h_{conv}$ : coeficiente de convección	$\beta = 1/T$ : coef. expansión térmica	$A_{piso}$ : area del piso														
$T_{\infty}$ : temperatura del aire	$\nu$ : viscosidad cinemática	$P_{piso}$ : perímetro del piso														
$T_s$ : temperatura de superficie cerámica	$\alpha$ : coef. difusión térmica	$\epsilon$ : emisividad térmica sup. cerámica														
$h_{rad}$ : coeficiente de radiación	$k$ : conductividad térmica aire	$\sigma$ : constante de Boltzmann														
$T_{mr}$ : temperatura radiante media	$L = A_{piso}/P_{piso}$ : longitud característica															

(Fuente: [67]-[70])

Los parámetros requeridos por el paquete computacional para resolver la condición de frontera combinada (ecuación 2.46) son: la temperatura de flujo libre correspondiente temperatura interior de diseño (20 [°C]) para la parte de convección y para la condición de radiación se utiliza una emisividad característica de un material cerámico (0,92) [49]; y la temperatura radiante media de 18,2 [°C], obtenida de forma similar al valor *AUST*- area-weighted average unheated surface temperature, usando el código de posición de la habitación dentro del refugio, *d*, y la temperatura exterior, según Shin [50] (*d* = 3 por ser

una habitación con dos o más lados expuestos al exterior y el valor de temperatura exterior de 2 [°C]). La figura 2.14, resume las condiciones de frontera.

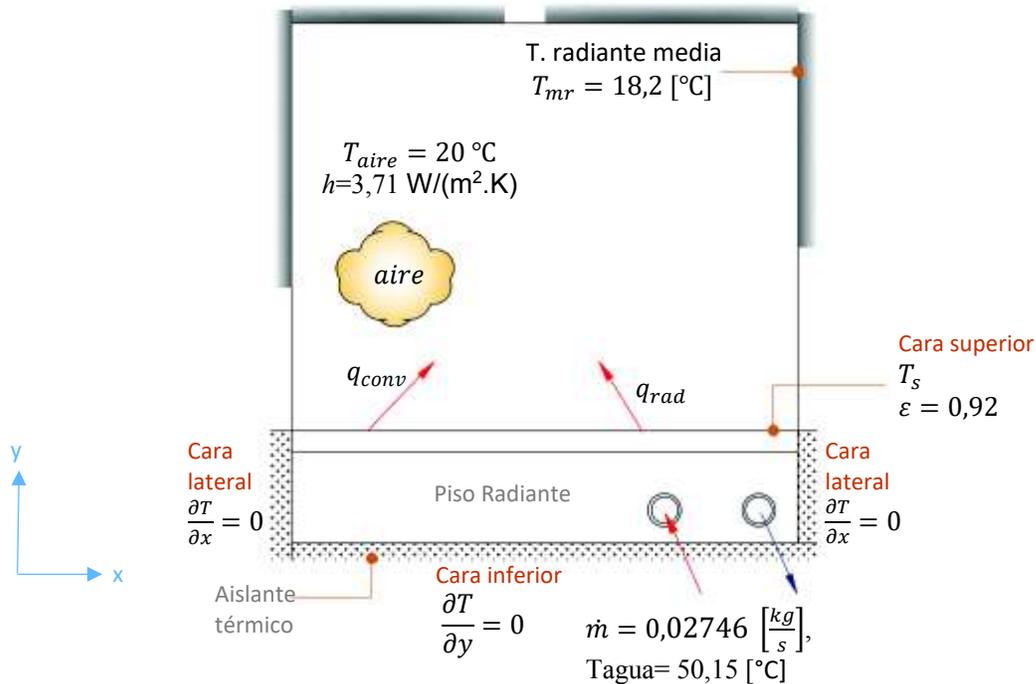


Figura 2.14. Condiciones de frontera del piso radiante.  
(Fuente: propia)

Todos los datos constructivos, propiedades térmicas y condiciones de frontera y de operación del sistema se resumen en la tabla 2.6.

Tabla 2.6. Condiciones de simulación del Sistema en estado estable.

Parámetro	Valor
<b>Construcción</b>	
Longitud de tubería [m]	61,5
Paso [m]	0,225 / 0,1
Diámetro exterior de tubería [m]	0,020
Espesor de tubería [m]	0,002
Espesor de concreto [m]	0,09
Espesor pavimento cerámico [m]	0,016
<b>Propiedades térmicas</b>	
Conductividad térmica del concreto [W/(m.K)]	1,2
Conductividad térmica del tubo [W/(m.K)]	0,35
Conductividad térmica del pavimento [W/(m.K)]	1,1
<b>Operación del sistema</b>	
Temperatura de entrada de agua [°C]	50
Flujo másico [kg/s]	0,02746
Temperatura del aire interior [°C]	20

Temperatura del aire exterior [°C]	2
Condiciones de frontera	
Caras laterales de la losa	Adiabática
Cara inferior de la losa	Adiabática
Superficie de losa convección	
Coeficiente de convección [W/(m <sup>2</sup> .K)]	3,71
Temperatura de flujo libre [°C]	20
Superficie de la losa radiación	
Emisividad de la superficie	0,92
Temperatura radiante media, T <sub>mr</sub> [°C]	18,2

(Fuente: propia)

### 2.5.2. Discretización

La configuración geométrica y discretización del sistema se realiza con la herramienta de dibujo de Ansys. Así, el sistema es discretizado con una malla estructurada en su mayoría. Una malla de este tipo utiliza menor número de celdas comparada con una malla con elementos no estructurados, reduce el tiempo de ejecución de la simulación y lo más importante es que los elementos alineados en dirección del flujo reducen el error numérico para este estudio [51]. La malla contiene elementos hexaédricos en su mayoría, excepto en el límite entre la tubería y el concreto, donde se encuentran elementos tetraédricos y piramidales. La malla final está compuesta por 1'304 127 celdas. El rango de volumen está entre 2,996073e-10 y 1,183043 e-05 [m<sup>3</sup>].

### 2.5.3. Análisis de independencia de malla

Incluso cuando se ha obtenido la convergencia de la solución es necesario un paso más para alcanzar una buena precisión de resultados. Chen y Srebric [52] recomiendan una verificación de los resultados obtenidos realizando un refinamiento sistemático de la malla. Este proceso se lo realiza hasta verificar que los resultados no presenten una variación significativa. El método recomendado es repetir la simulación con el doble de elementos en la malla y comparar los resultados.

En este estudio, el test de independencia de malla se realizó al correr simulaciones adicionales en las que el número de elementos de la malla se aumentó en más del doble y en cerca del triple. Los resultados de las variables de interés fueron comparados con los del mallado original, obteniendo que la densidad de malla seleccionada presenta una solución lo suficiente independiente del tamaño de las celdas que conforman la malla. Es decir, la variación de resultados no es considerable. La tabla 2.7 muestra que todas las discrepancias son menores que 0,145 [W/m<sup>2</sup>], el cual es un valor bastante pequeño en una escala física de dimensionamiento.

Tabla 2.7. Test de independencia de malla

<b>Malla N° celdas</b>	<b>Tiempo de ejecución</b>	<b>T. hab. promedio</b>	<b>Salto térmico</b>	<b>Flujo térmico habitación</b>
1'304 127	Aprox. 6 [min]	30,209 [°C]	10,40 [°C]	105,189 [W/m <sup>2</sup> ]
2'738 074	Aprox. 16 [min]	30,221 [°C]	10,41 [°C]	105,3 [W/m <sup>2</sup> ]
3'778 168	Aprox. 22 [min]	30,225 [°C]	10,41 [°C]	105,334 [W/m <sup>2</sup> ]
<b>Mayor discrepancia</b>	-	<b>0,016 [°C]</b>	<b>0,01 [°C]</b>	<b>0,145 [W/m<sup>2</sup>]</b>

(Fuente: propia)

#### 2.5.4. Validación del modelo

La simulación en estado estable del modelo del dormitorio de guardia puede ser validada con otros estudios con características geométricas similares y variables equivalentes como el flujo térmico requerido y temperatura superficial [53]. Por ejemplo, un estudio realizado por Chae [53] considera una habitación de 9 [m<sup>2</sup>] que requiere de un flujo térmico de 100 [W/m<sup>2</sup>], para lo cual el agua es impulsada a 45 [°C] y un flujo másico de 0,025 [kg/s] por una tubería separada a 0,3 [m], cuando la temperatura media del aire se fija a la temperatura interior de diseño (23 [°C]), obteniéndose en una caída de temperatura del agua de 8,46 [°C] y una temperatura superficial promedio del piso de 30 [°C] [53]. En este trabajo, aplicando las mismas condiciones de frontera (flujo másico, temperatura de impulsión, temperatura interior, etc.) del estudio de Chae sobre nuestro volumen de control, se obtiene un flujo térmico de 97,26 [W/m<sup>2</sup>] y la temperatura superficial promedio de la habitación de 29,281 [°C], con una caída de temperatura de 10,5 [°C]. Los resultados de la comparación están en buena concordancia con los resultados numéricos descritos previamente, es decir que, la presente simulación reproduce las mismas tendencias, con flujos térmicos semejantes y temperaturas superficiales comparables. Por lo tanto nuestro modelo predecirá adecuadamente el comportamiento del piso radiante, aun cuando existen pequeñas discrepancias debidas a las diferencias climáticas y dimensionales. La tabla 2.8 muestra las discrepancias en la validación del modelo.

Tabla 2.8. Discrepancias en validación de modelo.

<b>Modelo</b>	<b>Flujo térmico</b>	<b>Temperatura superficial promedio</b>
Chae	100 [W/m <sup>2</sup> ]	30 [°C]
Estudio propio	97,26 [W/m <sup>2</sup> ]	29,281 [°C]
<b>Discrepancia</b>	<b>2,74 %</b>	<b>2,4 %</b>

(Fuente: propia)

## 2.6. Selección del suministro de calor

Los sistemas de calefacción por piso radiante son compatibles con la mayoría de tipos de fuente de calor. Esto se debe a las bajas temperaturas de operación del sistema. Tal es así que, se pueden usar fuentes de calor: geotérmicas, a partir de biomasa (madera, gas natural), a partir de energía solar, fuentes de calor accionadas por electricidad, etc.

Por otra parte, el hecho de que el refugio se encuentre dentro de un parque nacional, impulsa a buscar una alternativa que reduzca al mínimo cualquier tipo de contaminación del entorno. En este sentido, se realiza un análisis multicriterio de forma cualitativa para determinar la fuente de calor más idónea para tales condiciones. Las tres alternativas para el análisis, y además las más comunes en el país para calentamiento de agua, son: colectores solares planos, bomba de calor aire-agua y caldera de gas GLP.

**Alternativa 1: Sistema de colectores solares planos indirecto.** Este sistema trabaja con un circuito exclusivo para la captación de la energía solar. Este sistema de colectores es el más adecuado para este caso, puesto que se pueden utilizar anticongelantes en el fluido de trabajo para proteger al sistema de posibles congelaciones [33]. El sistema cuenta con un tanque acumulador en donde el circuito primario entrega el calor al agua del circuito de piso radiante al recorrer una tubería en serpentín, posee también una resistencia eléctrica que se usará para el calentamiento del agua en días en que la radiación solar sea mínima.

**Alternativa 2: Bomba de calor aire-agua.** Este sistema es accionado por energía eléctrica y trabaja con un ciclo frigorífico inverso, tomando la energía del aire en exteriores y entregándola al agua en un condensador [34]. La bomba de calor para acoplarse al sistema de piso radiante incorpora un tanque depósito de inercia necesario para reducir los paros y arranques de la misma debido al bala salto térmico entre la ida y retorno de todo el sistema de piso radiante [9].

**Alternativa 3: Caldera de gas GLP.** El sistema con caldera de gas es el más simple, no requiere de otros componentes. Sin embargo, puede ser el menos eficiente debido al mayor gasto energético. En nuestro caso, la caldera de biomasa será reemplazada por una caldera de gas licuado de petróleo, ya que no es posible recurrir al uso de leña o matorrales en el sector. El sistema con caldera no requiere de un tanque de almacenamiento de energía, ya que su funcionamiento no depende de las condiciones climáticas y puede ser accionada a cualquier hora del día [35].

### 2.6.1. Análisis multicriterio

Para el análisis de alternativas se utiliza el *método ordinal corregido de criterios ponderados* [36]. En este método, no es necesario utilizar valores exactos de cada

propiedad a evaluar y no se necesita asignar ponderaciones numéricas al peso de los criterios, sin embargo, permite lograr resultados globales muy significativos. [36]. Para el análisis, se emplean tablas en las que se evalúa el peso específico de cada criterio respecto a los demás criterios y respecto a cada alternativa de solución asignando valores de la siguiente manera:

- 1 Si el criterio (o alternativa) de las filas es superior (o mejor;  $>$ ) que el de las columnas
- 0,5 Si el criterio (o alternativa) de las filas es equivalente ( $=$ ) al de las columnas
- 0 Si el criterio (o alternativa) de las filas es inferior (o peor;  $<$ ) que el de las columnas

Luego, a cada criterio (o alternativa) se le añade la unidad para que ningún criterio tenga una valoración nula y se suman los valores de comparación con el resto de criterios (o alternativas). En la siguiente columna de la tabla se calculan ponderaciones para cada criterio (o alternativa), es decir, el porcentaje que representa. El resultado de evaluación de cada alternativa se obtiene del sumatorio de productos entre el peso específico de la alternativa por el peso específico de cada criterio. Finalmente, el orden de prioridad para la selección de cada alternativa empieza por la alternativa con mayor resultado de evaluación [36]. El procedimiento detallado del análisis multicriterio se encuentra en el anexo XII.

## 2.7. Procedimiento para la instalación del piso radiante

Para garantizar el buen funcionamiento del sistema, y obtener las prestaciones de confort térmico deseadas, es de gran importancia llevar a cabo la instalación del piso radiante de la manera más adecuada. Para ello se especifica el siguiente procedimiento, cuyas etapas se deben realizar en orden:

**Preparación:** de la superficie donde se colocará el piso radiante.

**Colocación del film antihumedad:** sobre la superficie limpia se coloca una lámina de polietileno, en las habitaciones que se ubican por encima de un espacio no calefactado.

**Colocación de bandas perimetrales:** las mismas que realizan la doble función, de aislamiento térmico y la de permitir la dilatación térmica del sistema.

**Colocación de paneles aislantes:** por encima del film antihumedad, de tal manera que se eviten los puentes térmicos. Su resistencia térmica se determina en base al ambiente térmico ubicado por debajo.

**Colocación de juntas de dilatación:** para permitir la dilatación térmica de superficies mayores a 40 [m<sup>2</sup>] y entre habitaciones.

**Ubicación de colectores:** en una posición central, dentro del refugio, y más elevada que el tendido de circuitos a los que alimentará.

**Tendido de los circuitos:** de acuerdo a lo determinado en el proyecto, siguiendo la configuración del circuito y el paso de tubería definidos.

**Ensayo de fugas:** debe ser realizado antes del vertido del concreto para evidenciar posibles fugas en la tubería, y se debe mantener durante la colocación del concreto para brindarle al tubo espacio para dilatarse [19].

**Vertido del concreto (Fundición):** a realizar cuando la temperatura del concreto y de la habitación sea mayor a 5 [°C] y el vertido del concreto se realizará en sentido longitudinal al circuito de tubería. Posterior al vertido tomar precauciones contra la sequedad [32].

**Calentamiento inicial:** una vez seca la capa de concreto, se recomienda realizar un calentamiento inicial del sistema 21 días después del vertido del concreto [32].

**Colocación del pavimento final:** se realizará 28 días después del calentamiento inicial del sistema [19].

La descripción detalla de cada etapa incluida en este procedimiento se encuentra en el anexo VIII.

### 3. RESULTADOS Y DISCUSIÓN

En esta sección se presenta el diseño completo del sistema de piso radiante para todo el refugio, con las cargas térmicas que afectan a cada espacio, las dimensiones y características térmicas de los componentes del piso radiante, las variables que rigen el funcionamiento del sistema, el modelo computacional del circuito CC 2.10 (dormitorio de guardia) y los equipos de impulsión y suministro de calor que complementan el funcionamiento del sistema.

#### 3.1. Cargas térmicas

Las cargas térmicas se calcularon para la condición climática más desfavorable registrada en el periodo de 1998 a 2014, con una temperatura exterior de 1,9 [°C] y una temperatura interior de diseño, fijada en 20 [°C] para habitaciones y 24 [°C] para baños, asumiendo que la vestimenta a usar ofrecerá una resistencia térmica de 1 [clo] y la actividad física llevada a cabo alcanza una tasa metabólica de 1,2 [met]. En el cálculo se asumió que todas las paredes externas e internas de los espacios calentados contarán con aislamiento térmico de 5 [cm] de poliestireno. A continuación se presenta un ejemplo de cálculo:

##### 3.1.1. Ejemplo de cálculo de cargas

En esta sección se detalla el cálculo de cargas térmicas para el dormitorio de guardia, de acuerdo a la sección 2.2, indicando de donde se obtuvieron los valores para calcular las pérdidas por transmisión, por ventilación y la capacidad de calentamiento. Las pérdidas por transmisión se obtuvieron con la ecuación 2.2 (ver tabla 3.2), donde, los datos de  $f_k$  se toman del anexo V, las superficies de los elementos estructurales,  $A_k$ , se consiguen directamente del plano anexo IV, y los valores  $U_k$ , calculados con la ecuación 2.3 y 2.4 para todos los elementos estructurales se detallan en el anexo XI. En la tabla 3.1, se muestra como ejemplo el cálculo de  $U_k$ , para las paredes exteriores del refugio.

Tabla 3.1. Ejemplo de cálculo de  $U_k$ .

Código	Cálculo de $U_k$	espesor $s_i$ [m]	$\lambda_i$ $\left[\frac{W}{m.K}\right]$	$R_i=s_i/\lambda_i$ $\left[\frac{m^2.K}{W}\right]$	$U_k=1/\sum R_i$ $\left[\frac{W}{m^2.K}\right]$
<b>01</b>	<b>Paredes exteriores aisladas</b>				
	Resistencia superficie interior (flujo térmico horizontal)			0,13	
	Enlucido de cemento interior	0,02	1,4	0,01	
	Ladrillo macizo	0,17	0,87	0,20	
	Poliestireno	0,05	0,057	0,88	
	Resistencia superficie exterior (flujo térmico horizontal)			0,04	
	<b>Espesor total y <math>U_k</math></b>	<b>0,24</b>		<b>1,13</b>	<b>0,89</b>

(Fuente: propia)

Las pérdidas por ventilación (ver tabla 3.2) se obtuvieron mediante la ecuación 2.5, donde, el volumen interior  $V_i$ , se toma de la tabla 2.1, el índice de renovación mínima  $n_{min}$ , corresponde al valor para una habitación y se encuentra en la tabla 4.8 en el anexo V y el factor  $f_{\Delta\theta}$  solo se aplica en baños y se obtiene de la tabla 4.6 en el anexo V.

La capacidad de calentamiento se obtiene con la ecuación 2.9, donde, el factor  $f_{RH}$  se toma de la tabla 4.9 del anexo V, teniendo en cuenta que el recalentamiento tardará 4 horas y la caída de temperatura durante la desconexión será de 3 [K]. El área para este cálculo es en base a las dimensiones interiores del piso. Una buena aproximación del área interior es igual a 0,9 veces el área exterior de la habitación tomada del plano.

Tabla 3.2. Ejemplo de cálculo de la carga térmica dormitorio guardia.

**Datos de temperatura**

Temperatura exterior de diseño	$\theta_e$ [°C]	1,9
Temperatura interior de diseño	$\theta_{int}$ [°C]	20
Diferencia de temperatura de diseño	$\theta_{int}-\theta_e$ [°C]	18,1

**Pérdidas térmicas por transmisión**

Código	Elemento	$f_k$	$A_k$	$U_k$	$f_k \cdot A_k \cdot U_k$
		p.u	m <sup>2</sup>	W/m <sup>2</sup> .K	W/K
01	Pared exterior frontal Oeste	1,4	11,28	0,89	14,01
14	Ventana pared frontal	1,6	1,05	2,77	4,66
02	Pared interior Norte	1,12	10,35	0,68	7,91
02	Pared interior Este	1,12	10,53	0,68	8,05
12	Puerta interior Este	1,6	1,80	1,69	4,85
02	Pared interior Sur	1,12	12,77	0,68	9,76
10	Suelo planta alta D. guardia	0,3	12,70	0,66	2,50
11	Techo planta alta	0,9	12,70	0,38	4,39
Coeficiente de pérdida térmica por transmisión total		$H_T = \sum f_k \cdot A_k \cdot U_k$		[W/K]	<b>56,14</b>
Pérdida térmica por transmisión total		$Q_T = H_T \cdot (\theta_{int} - \theta_e)$		[W]	<b>1016,1</b>

**Pérdidas térmicas por ventilación.**

Volumen interior	$V_i$	m <sup>3</sup>	41,90	
Índice de renovación mínima de aire	$n_{min}$	1/h	0,5	
Coeficiente de pérdida térmica por ventilación total	$H_V = 0,217 \cdot V_i \cdot n_{min}$		[W/K]	<b>4,55</b>
Pérdida térmica por ventilación total	$Q_V = H_V \cdot (\theta_{int} - \theta_e)$		[W]	<b>82,28</b>

**Pérdida térmica de diseño por transmisión y ventilación**  $Q_T + Q_V$  [W]

Factor de corrección por temperatura más alta	$f_{\Delta\theta}$	1		
<b>Pérdida térmica de diseño total</b>	$Q = (Q_T + Q_V) \cdot f_{\Delta\theta}$		[W]	<b>1098,34</b>

**Capacidad de calentamiento.**

Superficie del suelo	A	m <sup>2</sup>	10,43	
Factor de recalentamiento	$f_{RH}$	W/m <sup>2</sup>	13	
Capacidad de calentamiento total	$Q_{RH} = A \cdot f_{RH}$		[W]	<b>135,59</b>
<b>CARGA TÉRMICA DE DISEÑO TOTAL</b>	$Q_{HL} = Q + Q_{RH}$		[W]	<b>1233,93</b>

(Fuente: propia)

El cálculo de cargas térmicas de todas las habitaciones se muestra en el anexo IX.

### 3.1.2. Cargas térmicas totales

Para el dimensionamiento del sistema no se utilizan las cargas térmicas totales, ya que no es posible establecer una relación con el tamaño del espacio a acondicionar. Para encontrar una relación apropiada entre la carga térmica y el área del recinto, se calcula el flujo térmico requerido para cada sector. El flujo térmico requerido se obtiene al dividir las cargas totales para el área de instalación del piso radiante. Estos resultados se encuentran tabulados en la tabla 3.3.

Tabla 3.3. Cargas térmicas totales de diseño.

Habitación	$Q_T$ [W]	$Q_V$ [W]	$Q_{RH}$ [W]	Carga térmica total de diseño $Q_{HL}$ [W]	Superficie efectiva Piso radiante $A_F$ [m <sup>2</sup> ]	Densidad de flujo térmico requerido $q_{req}$ [W/m <sup>2</sup> ]
Sala-comedor	4760	3120	1408	9 288	110,6	84,0
Dormitorio General 1	3218	392	447	4 058	34,2	118,6
Dormitorio General 2	1897	340	476	2 713	38,5	70,5
Baño general	792	397	187	2 089	14,1	148,2
Suite 1	1242	165	330	1 736	25,6	67,8
Baño suite 1	434	130	69	972	3,13	310,5
Suite 2	1045	146	292	1 484	21,0	70,7
Baño suite 2	633	134	61	1 289	3,9	330,4
Hall P.A.	1725	252	505	2 482	43,1	57,6
Dormitorio guardia	1016	82	136	1 234	9,48	130,17
	<b>16763</b>	<b>5159</b>	<b>3911</b>	<b>27 345</b>	<b>303,56</b>	

(Fuente: propia)

Un breve análisis de esta tabla permite observar que la mitad de los espacios requieren flujos térmicos que superan el límite fijado ( $q_G = 100$  [W/m<sup>2</sup>] para zonas de permanencia), por lo que se evidencia que las cargas térmicas totales son elevadas en el refugio en general. Esto puede ser causa principalmente de las grandes dimensiones verticales de los espacios en el refugio (entre 3 y 5,5 [m]) (ver planos, anexo IV). Una posible solución a este problema es colocar un mejor aislamiento térmico en las paredes exteriores y techos. Por otra parte, las cargas elevadas también se deben al sobredimensionamiento que se puede introducir al utilizar el método simplificado de cálculo de cargas.

### 3.2. Curvas características del sistema de piso radiante

Una vez obtenidas las cargas térmicas de diseño se inicia el dimensionamiento del piso radiante aplicando la norma UNE 1264. El primer paso fue realizar el conjunto de curvas

características de nuestro sistema, el mismo que posteriormente se utilizó para determinar el flujo térmico de diseño de cada habitación y la temperatura de impulsión. El conjunto de curvas características se hizo de acuerdo a un sistema de piso radiante tipo A, con la tubería completamente embebida en la capa de concreto, para los pasos de tubería de: 0,1; 0,2; 0,225 y 0,3 [m]. Cada conjunto de curvas contiene cinco curvas características de rendimiento, obtenidas mediante las ecuaciones (2.12) a (2.16), para las resistencias térmicas del pavimento de 0; 0,01; 0,05; 0,1 y 0,15 [(m<sup>2</sup>.K)/W]; y las curvas límites, obtenidas mediante las ecuaciones (2.18) y (2.19), para  $q_G = 100$  [w/m<sup>2</sup>] y  $q_G = 135$  [w/m<sup>2</sup>]. Ver figuras 3.1a, 3.1b, 3.1c, y 3.1d.

Los valores asumidos para la aplicación de las ecuaciones (2.12) a (2.16), fueron los siguientes:

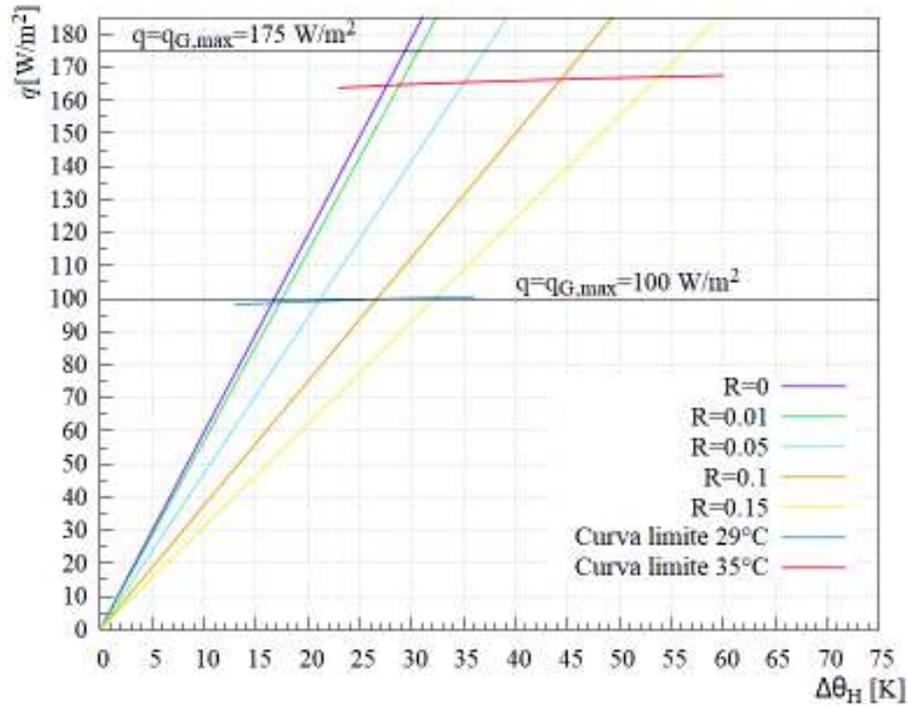
- Tubería: de 0,02 [m] de diámetro exterior, espesor 0,002 [m], material PEX de conductividad 0,35 [W/m.K].
- Capa de concreto: de 0,05 [m] de espesor por encima de los tubos (excluido el revestimiento de suelo), conductividad térmica de 1,2 [W/m.K] (valor estándar aplicado por la norma).
- Pavimento o revestimiento de suelo: valores de resistencia descritos, de acuerdo a la tabla 4.11, anexo VI.

Para la tubería, sus datos fueron conocidos y fijos en el diseño, ya que la misma fue adquirida por el refugio antes del diseño del sistema, de esta manera se conocía la longitud total disponible (1800 [m]). Esto a su vez, limitó el diseño de los circuitos, ya que el paso  $T$  al ser inversamente proporcional a la longitud (ver ecuación 2.24, solo pudo reducirse hasta que la longitud de tubería llegue a un valor cercano a su máximo disponible.

La influencia del paso de tubería en el rendimiento del sistema se observa al comparar entre los conjuntos de curvas. A menor paso, mayor es el flujo térmico máximo y menor es la diferencia de temperatura media entre aire y agua, para una misma resistencia de pavimento. Este comportamiento se comprueba al observar las curvas características para diferentes pasos en la figura 3.1.

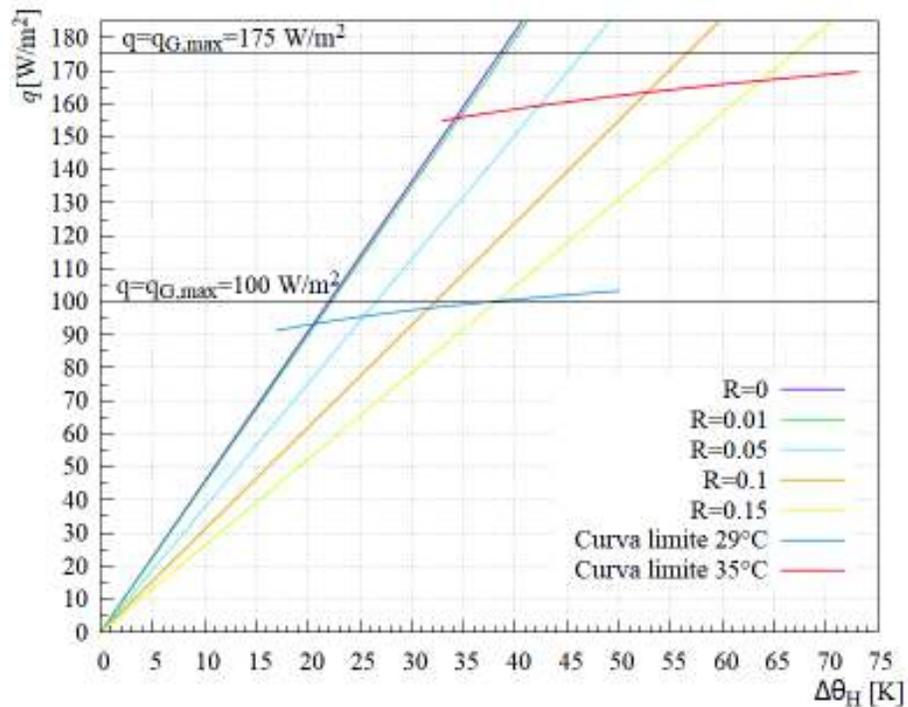
El espesor del concreto por encima de los tubos se fijó en 0,05 [m], conociendo que un mayor espesor, disminuye el aporte térmico pero aumenta la inercia térmica [7]. Para evidenciar su efecto sobre el aporte de calor se pueden comparar las curvas características del sistema propuesto, con las curvas características para un espesor de 0,045 [m], incluidas en el anexo IX, para una misma resistencia y desviación media de temperatura. Por último, se observa que la resistencia térmica del pavimento influye inversamente en el aporte de calor del sistema. Mientras mayor es la resistencia del pavimento, menor es el flujo térmico que se puede obtener.

Conjunto de curvas características para T=0.10 [m]



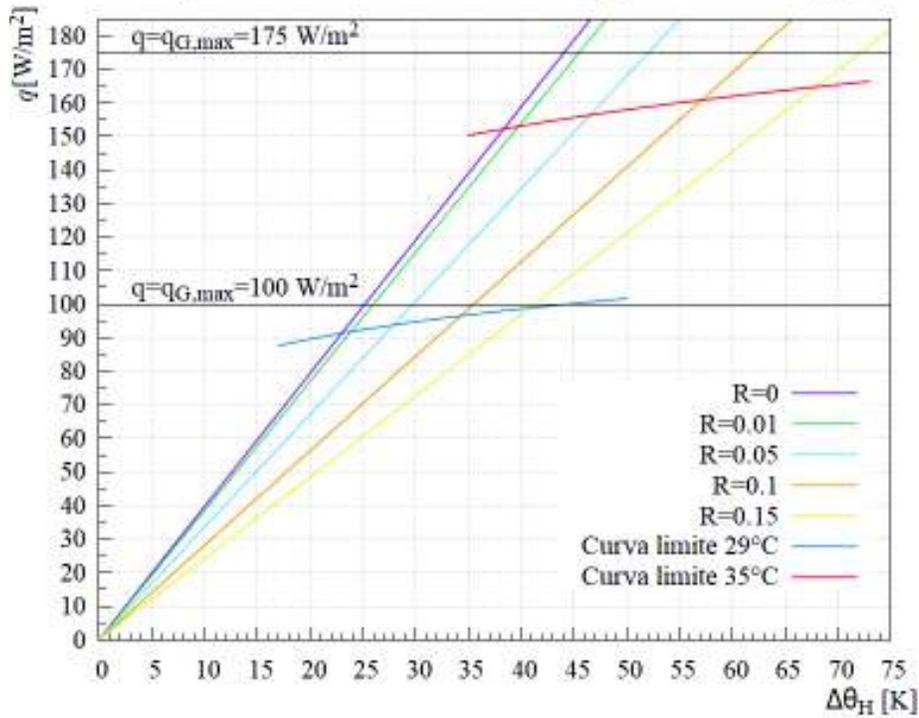
a)

Conjunto de curvas características para T=0.2 [m]



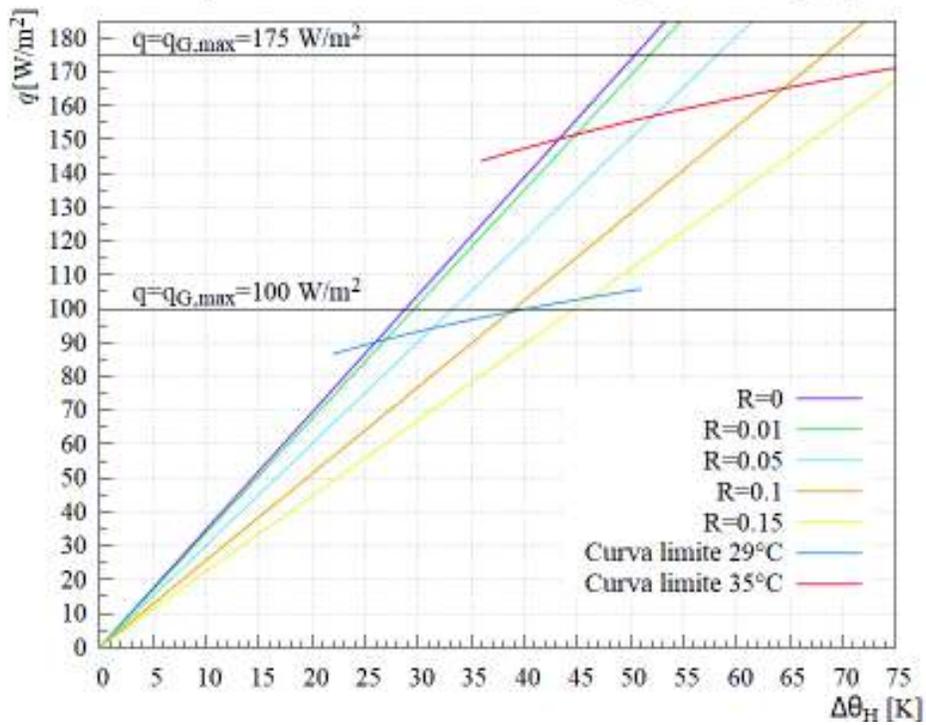
b)

Conjunto de curvas características para  $T=0.225$  [m]



c)

Conjunto de curvas características para  $T=0.3$  [m]



d)

Figura 3.1. Conjunto de curvas características del sistema.  
Para: a)  $T=0,1$  [m]; b)  $T=0,2$  [m]; c)  $T=0,225$  [m];  $T=0,30$  [m].  
(Fuente: propia)

### 3.3. Sistema de piso radiante

Para determinar la densidad de flujo térmico de diseño para cada habitación se aplicó primero la ecuación 2.22, en donde el área efectiva de piso radiante representa la superficie cubierta por la tubería, excluyendo las superficies donde se prevé colocar muebles fijos como los closets en dormitorios y suites, muebles de baño, inodoros, bañeras, librero u otro mueble en el hall y la chimenea en la sala comedor. Sin embargo, la mitad de los valores así obtenidos superan el límite de flujo térmico para zonas de permanencia, como se observa en la tabla 3.3, lo que implica haber superado la temperatura superficial máxima admisible. Este inconveniente se presenta en todos los cuartos de baño, en el dormitorio general 1 y en el dormitorio de guardia. Las causas evidentes son el reducido espacio disponible para la instalación de la tubería en los baños y en los casos de los dormitorios podría deberse a su ubicación dentro del refugio, ya que tienen 5 de sus 6 caras expuestas a ambientes térmicos de menor temperatura. Como soluciones, para los baños se fijó el flujo térmico de diseño como el flujo límite  $q_G$ , y para los dormitorios se optó por instalar zonas periféricas que aportaran mayor calor en una menor zona y que en conjunto con las zonas de permanencia se logrará un flujo térmico de diseño más cercano al flujo térmico requerido.

El cálculo del  $q_{des}$  para las habitaciones que requieren de zonas periféricas se realizó utilizando la ecuación 2.23. A continuación, se presenta dicho cálculo para el dormitorio de guardia, donde se instaló una zona periférica junto a la ventana de 1 [m] de ancho por 3,4 [m] de largo, con los siguientes datos:  $A_R = 3,48$  [m<sup>2</sup>];  $A_A = 6$  [m<sup>2</sup>];  $A_F = 9,48$  [m<sup>2</sup>];  $q_R = 140$  [ $\frac{W}{m^2}$ ];  $q_A = 91,81$  [ $\frac{W}{m^2}$ ].

$$q_{des} = \frac{3,48}{9,48} \cdot 140 + \frac{6}{9,48} \cdot 91,81$$
$$q_{des} = 109,5 \left[ \frac{W}{m^2} \right]$$

Se obtuvo un flujo térmico de diseño de 109,5 [W/m<sup>2</sup>] que si bien no lo cubre pero se encuentra aceptablemente cercano al valor requerido en la habitación, teniendo en cuenta que dicho valor no era alcanzable con ningún paso de tubería, y la zona periférica debe tener un ancho máximo de 1 metro [32]. Este circuito de zona periférica se encuentra instalado en serie con el circuito de la zona de permanencia, por lo que su diseño se hace para una misma desviación de temperatura  $\Delta\theta_H$ . En este tipo de circuitos, la determinación de los flujos  $q_A$  y  $q_R$  para las zonas de permanencia y periféricas, respectivamente, que se encuentran instaladas en serie se realiza de la siguiente manera. Primero, seleccionamos

el flujo térmico máximo para la zona de permanencia,  $q_A$ , en el conjunto de curvas características de un paso determinado para esa zona y en la curva de rendimiento de la resistencia térmica del pavimento para tal habitación y se obtiene su diferencia de temperatura media,  $\Delta\theta_H$ , correspondiente. Luego, con el valor de  $\Delta\theta_H$ , se realiza el proceso inverso en un conjunto de curvas características de un paso mucho menor y en la curva de rendimiento de la misma resistencia térmica se obtiene el valor de flujo térmico correspondiente. Este valor es el flujo térmico de la zona periférica,  $q_R$ .

También se utilizaron zonas periféricas, en circuitos en serie, en las suites y en la sala-comedor, cerca de los ventanales donde la pérdida de calor es mayor, como se muestra en los trazados de circuitos (ver figuras 3.2 y 3.3). La zona periférica del dormitorio general 1 tiene su propio circuito.

Los flujos térmicos de diseño de todas las habitaciones se encuentran tabulados en la tabla 3.4.

### 3.3.1. Diseño de circuitos

Para el diseño de los circuitos se utilizó principalmente una configuración de espiral doble porque este arreglo permite una distribución de temperatura más uniforme. Además, los radios de curvatura no son reducidos como en el caso de una configuración de serpentín o serpentín doble. En algunos casos, se utilizó estas configuraciones debido a las limitaciones del diseño. Por ejemplo, para el baño general, las zonas periféricas de las suites y dormitorio de guardia se utilizaron circuitos en espiral conectados en serie con una configuración de serpentín, ver figura 3.2 y 3.3. El radio mínimo de curvatura es de 5 veces el diámetro exterior de la tubería, en este caso 0,10 [m], de acuerdo al apartado 4 de la norma UNE 1264. La distribución de tubería en los circuitos de zonas periféricas y de los baños están colocados con un paso de 0,10 [m], en los circuitos de zona de permanencia del dormitorio general 1 y del dormitorio de guardia con paso de 0,225 [m], y de 0,3 [m] en el resto de los circuitos (ver figuras 3.2 y 3.3).

El número de circuitos de cada habitación se seleccionó en base a los requerimientos de flujo térmico y a la longitud máxima recomendada para una tubería de 20 [mm] de diámetro exterior, correspondiente a 160 [m], según el manual técnico Polytherm. [7]

La longitud de tubería se calculó en base a la ecuación (2.25), teniendo en cuenta 0.7 [m] de altura del piso al colector. A continuación, se presenta el ejemplo de cálculo para el dormitorio de guardia:

$$L = \frac{3,48}{0,1} + \frac{6}{0,225} + 2 * (9 + 0,7)$$
$$L = 80,9 \text{ [m]}$$

Donde el área de cada zona es dividida por su respectivo paso y sumada al doble de la distancia al colector. La distancia al colector se obtiene de los planos de los circuitos, ver figuras 3.2 y 3.3.

La longitud al distribuidor de los circuitos de la sala comedor considera la tubería que llega de la planta baja, por tanto, se suma la altura de la planta baja debido que los colectores-distribuidores irían instalados en la planta alta del refugio. Se instalarán dos colectores. Cada colector distribuidor contiene 10 ramales y deben contar con caudalímetros y válvulas de regulación termostática. Una descripción completa de los circuitos para cada habitación se puede encontrar en la tabla 3.4.

### 3.3.2. Temperatura de impulsión

El cálculo de la temperatura de impulsión se realizó en base al circuito de la zona periférica del dormitorio general 1, ya que es el valor más alto de flujo térmico y por lo tanto también el de mayor desviación de temperatura aire-agua ( $\Delta\theta_{H,des}=25$ ). Se asumió una caída de temperatura del agua en el circuito de 5 [K]. Reemplazando los valores  $\Delta\theta_{H,des}=25$ ,  $\sigma = 5$  [K] y  $\theta_i = 20$  [°C], en la ecuación (2.28), se obtiene:

$$\frac{5}{25 + \frac{5}{2}} = \ln \frac{\theta_V - 20}{\theta_V - 5 - 20}$$

$$\theta_V = 50,15 \text{ [°C]}$$

Se obtuvo el valor de 50,15 [°C] para la temperatura de impulsión del agua del sistema, valor que se considera coherente con los altos requerimientos del refugio.

### 3.3.3. Flujos máxicos

Los flujos máxicos para los circuitos del sistema se calcularon mediante las ecuaciones (2.29), (2.30) y (2.31), y se utilizaron los datos descritos a continuación. Los valores de salto térmico,  $\sigma$ , se tomaron de acuerdo a la recomendación de Uponor [9], esto es, de 10 [°C] en las habitaciones y 5 [°C] en baños y circuitos perimetrales. Los valores de  $R_u$ ,  $R_o$  y  $\theta_u$  dependen de cada habitación, de su ubicación dentro del edificio y la resistencia térmica de los componentes del piso. De esta manera, las resistencias térmicas de pavimento, según el tipo de material usado en cada habitación, se toman de la tabla 4.11 descrita en el anexo VI. Las resistencias de aislamiento se toman de la tabla 2.3, según el tipo de

ambiente térmico ubicado por debajo. Las características de la capa de concreto se describieron anteriormente para el cálculo de curvas características. Las resistencias térmicas por debajo de la tubería,  $R_u$ , se calculan utilizando la figura 2.10, donde se detalla la composición de las diferentes estructuras de losa, y las conductividades térmicas de los materiales respectivos de la tabla 4.10. Para los valores de temperatura del recinto inferior  $\theta_u$ , se asumió una temperatura de 15 [°C] para las habitaciones no calentadas y una temperatura de la superficie del suelo igual a la temperatura promedio anual 11,5 [°C], tomada de la figura 2.4. A continuación, se presenta el ejemplo de cálculo para el dormitorio del guardia:

$$m_H = \frac{9,48[\text{m}^2] * 109,5 \left[ \frac{\text{W}}{\text{m}^2} \right]}{10 * 4190 \left[ \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \right]} \left( 1 + \frac{R_o [(m^2 \cdot K)/W]}{R_u [(m^2 \cdot K)/W]} + \frac{(20 - 15) [K]}{109,5 \left[ \frac{\text{W}}{\text{m}^2} \right] * R_u [(m^2 \cdot K)/W]} \right)$$

Donde:

$$R_o = 0,093 + 0,01 + \frac{0,05}{1,2} = 0,14 [(m^2 \cdot K)/W];$$

$$R_u = 1,25 + 0,18 + 0,15 + 0,17 = 1,8 [(m^2 \cdot K)/W]$$

Reemplazando los valores de  $R_o$  y  $R_u$ , obtenemos:

$$m_H = 0,02747 \left[ \frac{\text{kg}}{\text{s}} \right]$$

Este valor representa la masa de agua que ingresará al circuito en un segundo, sin embargo, una dimensión más útil para posteriores análisis es el flujo volumétrico o caudal,  $Q$  en [litros/hora], obtenido a partir de los flujos máscicos al dividirlos entre la densidad del agua,  $\rho = 989,12 [\text{kg}/\text{m}^3]$ , y multiplicarlos por un factor de conversión de 36000. Así, el caudal para el dormitorio de guardia es:

$$Q = 100 \left[ \frac{\text{l}}{\text{h}} \right]$$

El caudal total de cada colector-distribuidor se obtiene sumando los caudales de los circuitos que alimenta dicho colector.

Caudal total para el colector 1, CC 1:

$$Q_{TCC1} = 288,3 + 255,6 + 243,2 + 246,2 = 1033,3 [\text{litros/hora}].$$

Caudal total para el colector 2, CC 2:

$$\begin{aligned} Q_{TCC2} &= 240,6 + 203,4 + 273,8 + 274,7 + 173,0 + 61,0 + 148 + 76,6 + 247,5 + 100 \\ &= 1798,7 [\text{litros/hora}]. \end{aligned}$$

Los caudales de todos los circuitos se muestran en la tabla 3.4.

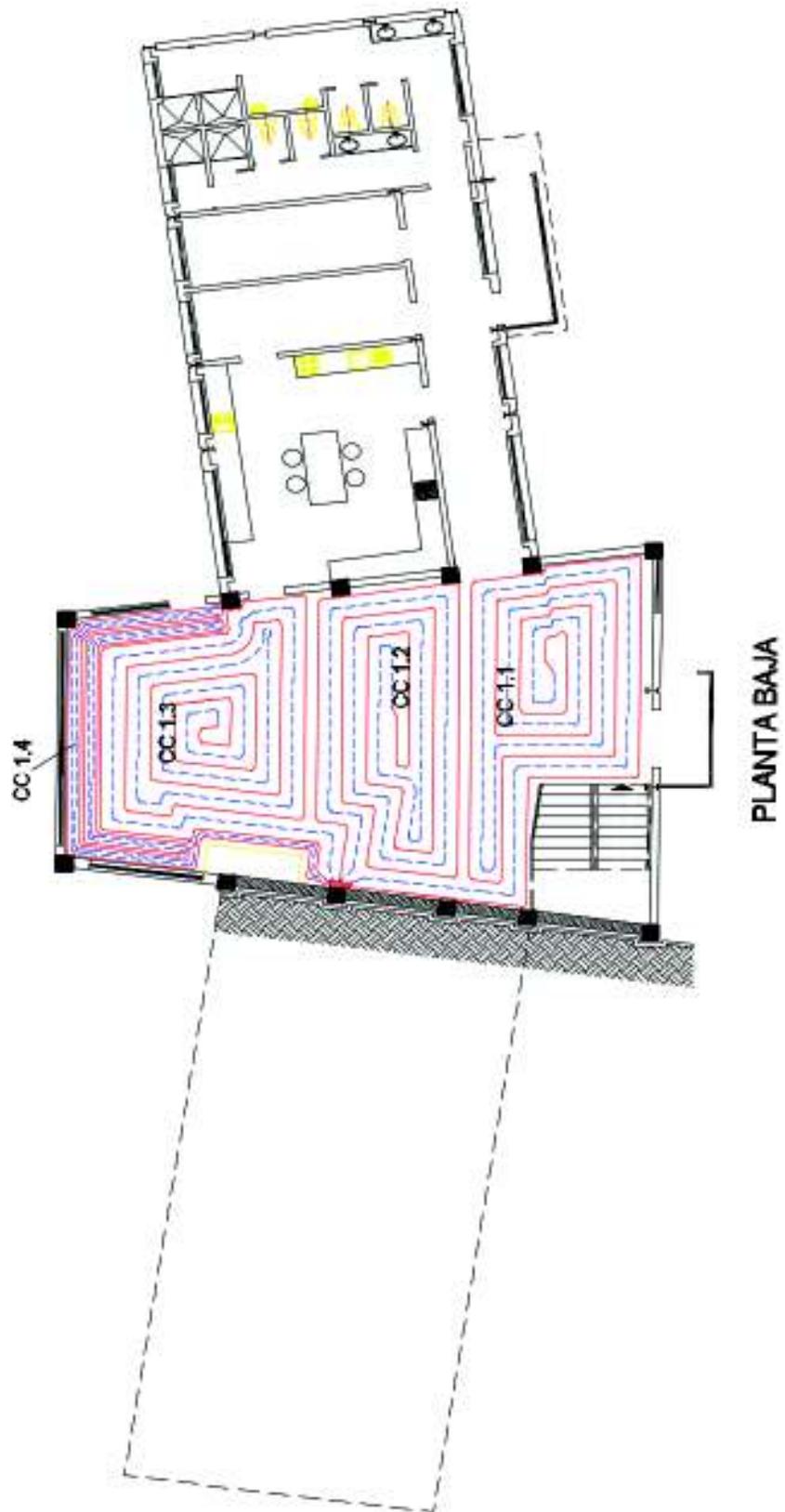


Figura 3.2. Plano de circuitos en la planta baja.  
(Fuente: propia)

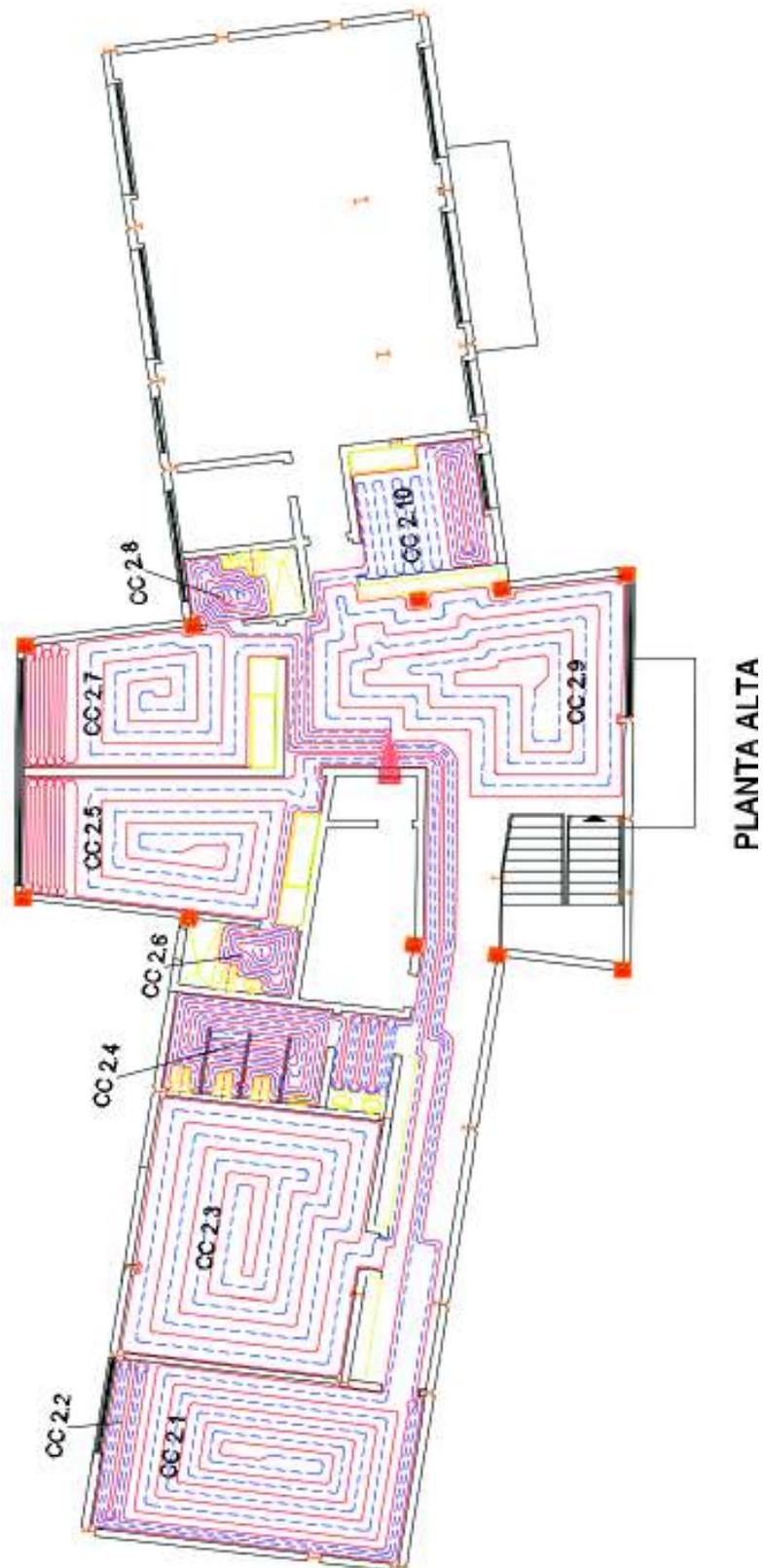


Figura 3.3. Plano de circuitos en la planta alta.  
(Fuente: propia)

En la tabla 3.4, se resume los datos que caracterizan a cada circuito. Como se muestra en esta tabla, el sistema funcionará con dos colectores-distribuidores que estarán ubicados en la planta alta. El colector 1, distribuye a los circuitos de la sala-comedor en la planta baja, los mismos que están dispuestos en configuración de espiral a excepción del circuito de la zona periférica que está colocado en forma de serpentín. EL caudal total en el colector 1 es de 1033,3 [l/h] y de 1798,7 [l/h] en el colector 2. En la planta alta, el colector 2 alimenta a todos los circuitos, en donde el tipo de pavimento se colocó de acuerdo a las necesidades de emisión térmica, pavimento cerámico para habitaciones con más necesidad térmica y de tipo madera para aquellas con menor requerimiento. Para algunas zonas como las suites y dormitorio del guardia es necesario colocar circuitos de zonas periféricas en serie con los circuitos de zonas de permanencia para satisfacer la demanda de flujo térmico. La zona periférica del dormitorio 1 tiene su propio circuito, en el cual se evidencia la máxima densidad de flujo térmico y máxima temperatura de superficie (32,4 [°C]), sin embargo bajo el límite de temperatura máxima para una zona periférica. Las temperaturas superficiales fueron calculadas con la ecuación 2.11, y en general presentan valores moderados por debajo de los límites determinados para ambas zonas. Los valores mayores a 29 [°C] corresponden a zonas periféricas. Se evidencian tres circuitos de longitud cercana a los 160 [m], valor límite para tubería de 20 [mm] de diámetro exterior [7]. Si existieran circuitos con longitud mayor, se deberá colocar dos circuitos de menor longitud reemplazando al que excede el límite.

El salto térmico en circuitos periféricos y en baños es de 5 [°C] y de 10 [°C] en el resto de los circuitos del refugio.

Tabla 3.4. Resumen de resultados del sistema diseñado.

Espacio	CC	Trazado	$R_{ins}$ $\frac{m^2 \cdot K}{W}$	$Q_F$ [W]	$q_{des}$ [w/m <sup>2</sup> ]	$q_{CC}$ [w/m <sup>2</sup> ]	$\Delta\theta_H$	A [m <sup>2</sup> ]	T [m]	L hab. [m]	L dist. [m]	L total [m]	$\theta_v$ [°C]	$\theta_R$ [°C]	$m_H$ $\frac{[kg]}{[s]}$	Caudal sup. [l/h]	T. sup. [°C]
C1.1	Espiral	Cerámica	1,25	2930,4		80	23	36,63	0,3	122,1	14,7	136,8	50,15	40,15	0,07922	283,3	27,3
C1.2	Espiral	Cerámica	1,25	2597,6		80	23	32,47	0,3	108,2	9,4	117,6	50,15	40,15	0,07023	255,6	27,3
C1.3	Espiral	Cerámica	1,25	2472,0	83,8	80	23	30,9	0,3	103,0	12,9	115,9	50,15	40,15	0,06683	243,2	27,3
C1.4	Serpentín	Cerámica	1,25	1272,0		120	21	10,6	0,1	106,0	17,6	123,6	50,15	45,15	0,06764	246,2	30,6
C2.1	Espiral	Cerámica	1,25	2460,5		91,81	24	26,8	0,225	119,1	40,2	159,4	50,15	40,15	0,06609	240,6	28,3
C2.2	Serpentín	Cerámica	1,25	1056,7	102,8	142,8	25	7,4	0,1	74,0	42,8	116,8	50,15	45,15	0,05589	203,4	32,4
Dormitorio General 2	Espiral	Piso flotante	1,25	2714,3	70,5	70,5	23	38,5	0,3	128,3	31,6	160,0	50,15	40,15	0,07524	273,8	26,5
Baño general	Espiral/Serpentín	Cerámica	1,25	1410,0	100	100	18	14,1	0,1	141,0	18,6	159,6	50,15	45,15	0,07548	274,7	29,0
Suite 1	Serpentín/Espiral	Piso flotante	0,75	1735,9	67,8	63,2/99	21	22,6/3,0	0,3/0,1	105,3	7,7	113,0	50,15	40,15	0,04754	173,0	25,9/28,9
Baño suite 1	Espiral	Cerámica	1,25	313,0	100	100	18	3,13	0,1	31,3	15,6	46,9	50,15	45,15	0,01676	61,0	29,0
Suite 2	Serpentín/Espiral	Piso flotante	0,75	1499,5	70,7	66/103,8	22	18/3,0	0,3/0,1	90,0	12,5	102,5	50,15	40,15	0,04067	148,0	26,2/29,3
Baño suite 2	Espiral	Cerámica	0,75	390,0	100	100	18	3,9	0,1	39,0	17,6	56,6	50,15	45,15	0,02106	76,6	29,0
Hall PA	Espiral	Piso flotante	0,75	2482,6	57,6	57,6	19	43,1	0,3	143,7	3,9	147,5	50,15	40,15	0,06800	247,5	25,5
Dormitorio guardia	Serpentín/Espiral	Cerámica	0,75	1038,1	109,5	91,81/140	24	6/3,48	0,225/0,1	61,5	19,4	80,9	50,15	40,15	0,02747	100,0	28,3/32,2

Valores críticos

(Fuente: propia)

### 3.3.4. Análisis paramétrico

Para observar la influencia de las variables, asumidas en el diseño  $T$  y  $s_u$ , sobre el flujo térmico, se realizó un breve análisis paramétrico. Para lo cual, se repitió el cálculo del sistema manteniendo todas las variables iniciales y variando solo una de las variables de interés a la vez.

**Primer caso: Reducción del paso.** En la tabla 3.5, se muestra el sistema resultante para el primer caso. Se redujo el paso de los circuitos de las habitaciones con mayor demanda de flujo térmico de 0,225 [m] a 0,2 [m], obteniéndose los siguientes datos:

Tabla 3.5. Resultados del sistema para  $T=0,20$  [m],  $s_u=0,05$  [m] y  $\theta_i=20$  [°C].

Lugar	CC	$Q_N$ [W]	$q_{des}$ [w/m <sup>2</sup> ]	$q_{cc}$ [w/m <sup>2</sup> ]	A [m <sup>2</sup> ]	Paso T [m]	L total [m]	$\theta_v$ [°C]	$\theta_R$ [°C]	Q [l/h]
Sala comedor	C1.1	2632,0	84,6	80	32,9	0,225	159,1	50,15	40,15	259,0
	C1.2	2677,6		80	33,47	0,225	158,2	50,15	40,15	263,5
	C1.3	2530,4		80	31,63	0,225	155,3	50,15	40,15	249,0
	C1.4	1512,0	120	12,6	0,1	143,6	50,15	45,15	292,6	
Dormitorio General 1	C1.5	1293,5	104,2	93,73	13,8	0,2	109,2	50,15	40,15	126,3
	C1.6	1218,5		93,73	13	0,2	105,2	50,15	40,15	119,0
	C1.7	888,0		142	7,4	0,1	116,8	50,15	45,15	202,3
Dormitorio General 2	C2.1	2714,3	70,5	70,5	38,5	0,3	160,0	50,15	40,15	268,9
Baño general	C2.2	1410,0	100	100	14,1	0,1	159,6	50,15	45,15	274,7
Suite 1	C2.3	1735,9	67,8	63,2/ 99	22,6/ 3,0	0,3/ 0,1	113,0	50,15	40,15	173,0
Baño suite 1	C2.4	313,0	100	100	3,13	0,1	46,9	50,15	45,15	61,0
Suite 2	C2.5	1499,5	70,7	66/ 103,8	18/ 3,0	0,3/ 0,1	102,5	50,15	40,15	148,0
Baño suite 2	C2.6	390,0	100	100	3,9	0,1	56,6	50,15	45,15	76,6
Hall PA	C2.7	2482,6	57,6	57,6	43,1	0,3	147,5	50,15	40,15	247,5
Dormitorio guardia	C2.8	970,4	103,2	93,73/ 120	6/3,4	0,2/ 0,1	80,9	50,15	40,15	93,6
Total							1814			

Valores importantes

(Fuente: propia)

Se observa que el flujo térmico de diseño para las habitaciones de mayor demanda ha cambiado inversamente. Mientras que en el dormitorio 1 aumentó, en el dormitorio de guardia disminuyó. Esto se debe a que los circuitos del dormitorio de guardia se encuentran en serie y el flujo máximo se selecciona en base a la desviación máxima  $\Delta\theta_H$  del circuito de permanencia, la misma que siendo menor que en el caso base permite un mayor flujo térmico (93,73 w/m<sup>2</sup>), con lo cual, el flujo de la zona periférica correspondiente es menor

(120 w/m<sup>2</sup>), y por tanto, al aplicar estos valores de flujos en la ecuación 2.23 se obtiene un flujo térmico de diseño menor. Lo opuesto sucede en el dormitorio 1, donde el flujo térmico de diseño si aumentó, ya que los circuitos son independientes. Sin embargo solo aumentó en 1,4 [W/m<sup>2</sup>]. Por otro lado, la longitud total de tubería supera la restricción de 1800 [m]. Por lo tanto no es la mejor opción.

**Segundo caso: Reducción del espesor de concreto.** Para este caso, se reduce el espesor de la capa de concreto a 0,045 [m], obteniéndose los siguientes resultados presentados en la tabla 3.6:

Tabla 3.6. Resultados del sistema para  $T=0,225$  [m],  $s_{it}=0,045$  [m] y  $\theta_i=20$  [°C].

Lugar	CC	Q <sub>N</sub> [W]	q <sub>des</sub> [w/m <sup>2</sup> ]	q <sub>cc</sub> [w/m <sup>2</sup> ]	A [m <sup>2</sup> ]	Paso T [m]	L total [m]	θ <sub>v</sub> [°C]	θ <sub>R</sub> [°C]	Q [l/h]
Sala comedor	C1.1	2472,0	83,8	80	30,9	0,3	115,9	50,15	40,15	243,2
	C1.2	2597,6		80	32,47	0,3	117,6	50,15	40,15	255,6
	C1.3	2930,4		80	36,63	0,3	136,8	50,15	40,15	288,3
	C1.4	1272,0		120	10,6	0,1	123,6	50,15	45,15	246,2
Dormitorio General 1	C2.1	2387,6	101,6	89,09	26,8	0,225	159,4	50,15	40,15	233,7
	C2.2	1088,5		147,1	7,4	0,1	116,8	50,15	45,15	209,4
Dormitorio General 2	C2.3	2714,3	70,5	70,5	38,5	0,3	160,0	50,15	40,15	273,8
Baño general	C2.4	1410,0	100	100	14,1	0,1	159,6	50,15	45,15	274,7
Suite 1	C2.5	1735,9	67,8	63,2/99	22,6/3,0	0,3/0,1	113,0	50,15	40,15	173,0
Baño suite 1	C2.6	313,0	100	100	3,13	0,1	46,9	50,15	45,15	61,0
Suite 2	C2.7	1499,5	70,7	66/103,8	18/3,0	0,3/0,1	102,5	50,15	40,15	148,0
Baño suite 2	C2.8	390,0	100	100	3,9	0,1	56,6	50,15	45,15	76,6
Hall PA	C2.9	2482,6	57,6	57,6	43,1	0,3	147,5	50,15	40,15	247,5
Dormitorio guardia	C2.10	1005,5	107,0	89,09/135	6/3,4	0,225/0,1	80,9	50,15	40,15	96,9

Valores importantes

(Fuente: propia)

En este caso, se observa que el flujo de diseño de las dos habitaciones ha disminuido respecto del caso base, es decir para estos espacios en específico, a menor espesor de concreto, menor también es el flujo térmico obtenido. Por otro lado, el efecto inverso proporcional del flujo térmico respecto del espesor de concreto si se puede evidenciar en el circuito periférico del dormitorio 1, mismo que aumento en 4,3 [W/m<sup>2</sup>]. Esto se da, porque para ese circuito obtenemos el flujo térmico partiendo de la misma diferencia de temperatura media aire-agua utilizada en el caso base, lo que no es posible hacer para los circuitos que trabajan con flujos térmicos máximos (C2.1 y C2.10 en la zona de permanencia), ya que las curvas límites de este caso se han colocado por debajo de las curvas límites del caso base. Es decir, el efecto de reducir el espesor de concreto no es

favorable cuando se diseña con los flujos térmicos máximos, ya que las curvas límite se ubicaran más abajo, y esto a su vez se debe a que naturalmente en un menor espesor será más fácil alcanzar la temperatura máxima admisible en la superficie (29 °C).

En conclusión, en ambos casos se encuentra que la influencia sobre el flujo térmico es mínima y que los valores de  $T$  y  $s_u$  asumidos en nuestro diseño fueron los más adecuados. La temperatura de impulsión del agua se ha mantenido constante en función de conseguir el mayor flujo térmico posible para las habitaciones de mayor demanda. Para disminuir la temperatura de impulsión del sistema se debería reducir el flujo térmico máximo (correspondiente al circuito periférico del dormitorio 1), lo que aumentaría la brecha entre el flujo entregado y el flujo térmico requerido.

### 3.4. Pérdidas de carga

La selección de bombas para los colectores se realizó de acuerdo a la sección 2.4, para ello calculamos primero las pérdidas por fricción y pérdidas por accesorios. A continuación se presenta el ejemplo de cálculo para el dormitorio de guardia:

Las propiedades físicas del fluido necesarias para el cálculo se obtienen de *Incropera* [45], séptima edición, a una temperatura media de:

$$\theta_m = \frac{50,15+40,15}{2} = 45,15 \text{ [}^\circ\text{C]}, \text{ equivalentes a } 318 \text{ [K]}$$

Con esta temperatura, las propiedades del fluido son: densidad  $\rho = 989,12 \text{ [kg/m}^3\text{]}$ , viscosidad  $\mu = 577 * 10^{-6} \text{ [(N.s) /m}^2\text{]}$ , gravedad  $g = 9,80665 \text{ [m/s}^2\text{]}$ . [45]

Se determina Reynolds en base a la ecuación (2.35):

$$Re = \frac{4 * 0,02747}{577 * 10^{-6} * \pi * 0,016^2} = 3788,4$$

Ya que corresponde a un flujo transitorio, se utiliza la ecuación (2.34):

$$f = \frac{0,3164}{3788,4^{(0,25)}} = 0,040$$

Obtenemos las pérdidas por fricción y por accesorios de las ecuaciones (2.32) y (2.36) respectivamente:

$$H_L = 0,040 * \frac{\left(\frac{0,02747}{989,12}\right)^2 * 80,9}{2 * 0,016 * 9,80665 * \left(2 * \pi * \frac{0,016^2}{4}\right)^2} = 0,20 \text{ [m]}$$

El circuito de dormitorio de guardia contiene 22 codos de 90° y 10 codos en U, entonces:

$$h_l = (22 * 0,3 + 10 * 0,2) * \frac{\left(\frac{0,02747}{989,12}\right)^2}{2 * 9,80665 * \left(2 * \pi * \frac{0,016^2}{4}\right)^2} = 0,008 \text{ [m]}$$

Las pérdidas de carga totales para el dormitorio de guardia son:

$$\Delta P = 0,20 + 0,008 + 0,077 + 0,015 = 0,30 \text{ [m]}$$

Las pérdidas de carga de cada circuito se presentan en la tabla 3.7.

Tabla 3.7. Pérdidas de carga en circuitos.

Recinto	CC	$H_L$ [m]	$h_l$ [m]	Pérdidas en caudalímetro [m]	Pérdidas en válvula termostática [m]	Pérdidas totales [m]
Sala comedor	CC 1.1	2,14	0,068	0,619	0,103	2,93
	CC 1.2	1,49	0,064	0,412	0,082	2,05
	CC 1.3	1,35	0,079	0,361	0,077	1,86
	CC 1.4	1,47	0,065	0,412	0,082	2,03
Dormitorio General 1	CC 2.1	1,82	0,069	0,412	0,082	2,38
	CC 2.2	0,99	0,030	0,299	0,057	1,38
Dormitorio General 2	CC 2.3	2,29	0,105	0,619	0,103	3,11
Baño general	CC 2.4	2,29	0,178	0,619	0,103	3,19
Suite 1	CC 2.5	0,72	0,030	0,206	0,036	1,00
Baño suite 1	CC 2.6	0,03	0,005	0,030	0,000	0,06
Suite 2	CC 2.7	0,50	0,026	0,144	0,026	0,70
Baño suite 2	CC 2.8	0,09	0,008	0,041	0,001	0,14
Hall PA	CC 2.9	1,77	0,121	0,412	0,103	2,40
Dormitorio guardia	CC 2.10	0,20	0,008	0,077	0,015	0,30

(Fuente: propia)

### 3.4.1. Selección de bombas

Para la selección de la bomba de un colector se utiliza la caída de presión del circuito más desfavorable, obtenido de la tabla 3.7 y el caudal total de todos los circuitos conectados a ese colector descrito en la tabla 3.4. Los datos para la sección de las bombas son: para el colector 1  $Q_{TCC1} = 1033,3 \text{ [lt/h]} = 17,22 \text{ [lt/min]}$ ,  $h_l = 2,93 \text{ [m]}$  y para el colector 2  $Q_{TCC2} = 1798,7 \text{ [lt/h]} = 29,98 \text{ [lt/min]}$ ,  $h_l = 3,19 \text{ [m]}$ .

A partir de la información antes descrita se ingresa en las curvas de funcionamiento de una bomba recirculadora de tres velocidades de marca Evans indicadas en la figura 3.4 [46].

En dichas curvas se observa que la bomba modelo BRAC 130/075 de tres velocidades y 80 [W], ver figura 3.5, cubre correctamente las pérdidas de carga en cada colector distribuidor con un sobredimensionamiento recomendado de 10 al 20%. Para el colector 1, la bomba debe funcionar en la segunda velocidad con un consumo de 65 [W], y la bomba del colector 2 funcionará en la tercera velocidad consumiendo 80 [W].

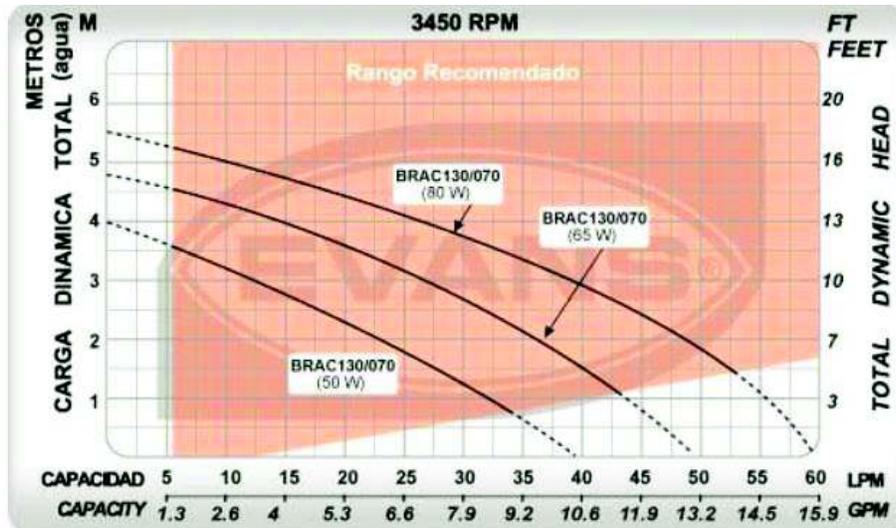


Figura 3.4. Curva de funcionamiento bomba Evans- BRAC 130/075.  
(Fuente: [46])



Figura 3.5. Bomba recirculadora de agua caliente Evans- BRAC 130/075.  
(Fuente: [46])

### 3.5. Resultados de la simulación del sistema en condiciones de estado estable

Los resultados de la simulación del piso radiante en estado estable para el circuito C2.10 se muestran en las Figuras 3.6, 3.7, 3.8 y 3.9. La Figura 3.6 muestra la distribución de la temperatura superficial del recinto, donde la escala roja representa los lugares con mayor temperatura y las zonas azules son los lugares de baja temperatura. En la figura es posible observar zonas con diferentes temperaturas. Así, en la zona de permanencia el promedio de temperatura es de 29,5 [°C] y zona periférica el promedio de temperatura es de 34,02 [°C]. La temperatura superficial promedio de todo el piso en la habitación es de 30.2 [°C]. La zona de color azul está reservada para un mueble fijo, por lo que no se incluye en la instalación del piso radiante.

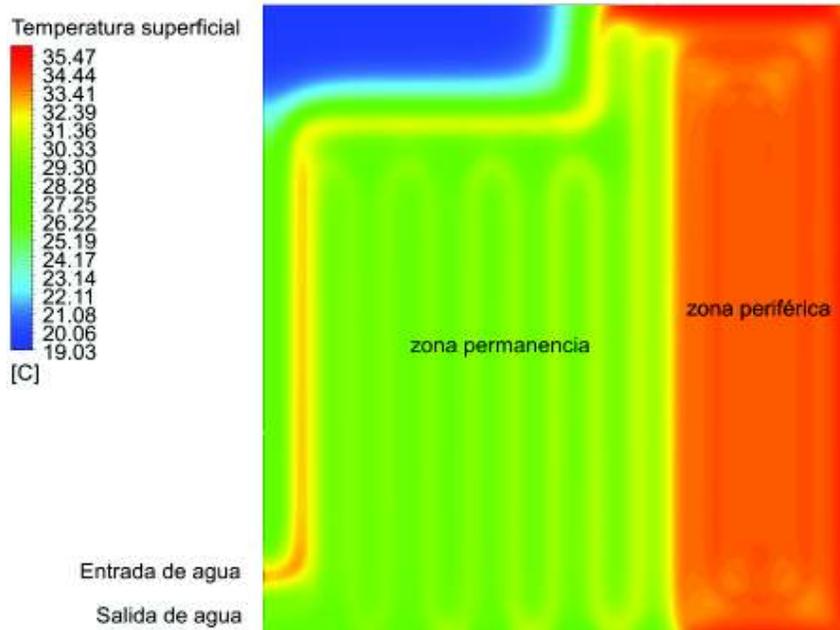


Figura 3.6. Distribución de temperatura superficial.  
(Fuente: propia)

Además, la figura 3.7 presenta la distribución vertical de temperatura en el volumen de control. De esta figura es posible determinar como la temperatura varía en la capa de concreto y la caída de temperatura a lo largo de la tubería.

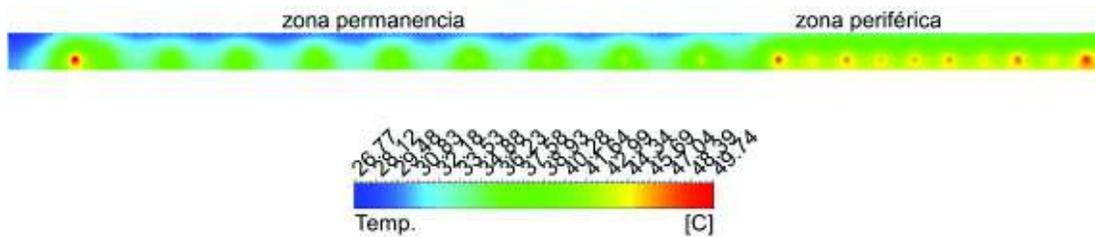


Figura 3.7. Distribución de temperatura vertical.  
(Fuente: propia)

Figura 3.8, muestra la distribución de flujo térmico en la superficie del piso. Los valores varían ampliamente en las diferentes zonas. Con el módulo de resultados CFD Post del Ansys, es posible determinar los flujos térmicos promedio en los diversos sectores: 105,19 [W/m<sup>2</sup>] en la habitación completa, 98,22 [W/m<sup>2</sup>] en la zona de permanencia, y 141,6 [W/m<sup>2</sup>] en la zona periférica. El signo negativo en los valores de la leyenda indica que la dirección del flujo es hacia afuera del volumen de concreto.

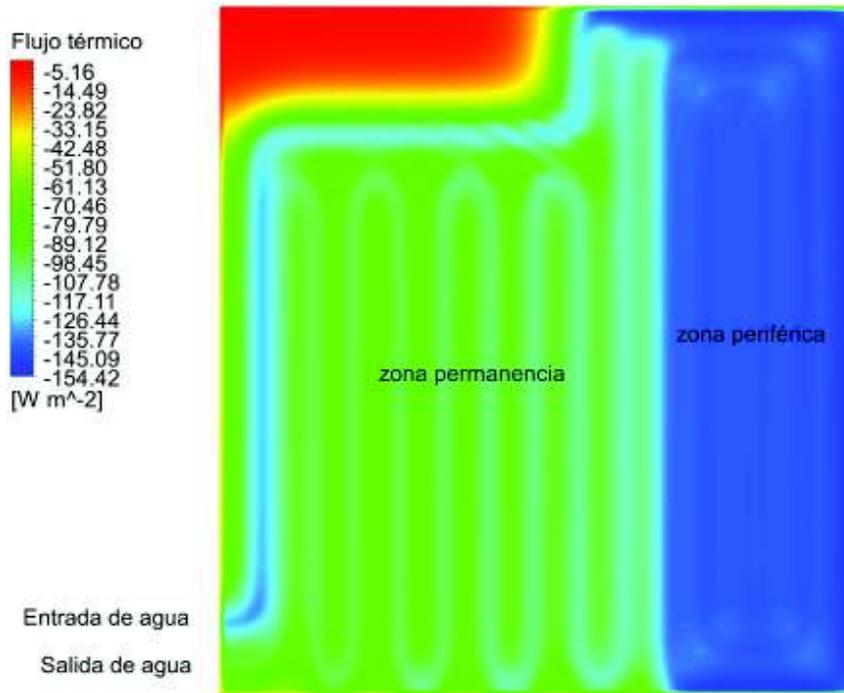


Figura 3.8. Distribución de flujo térmico por la superficie del piso.  
(Fuente: propia)

Finalmente, la figura 3.9 muestra el salto térmico que sufre al agua en el circuito de esta habitación, en donde se observa como el agua pierde gradualmente la temperatura a medida que recorre el circuito. Los resultados predicen apropiadamente el salto térmico, con el valor de 10,4 [°C].

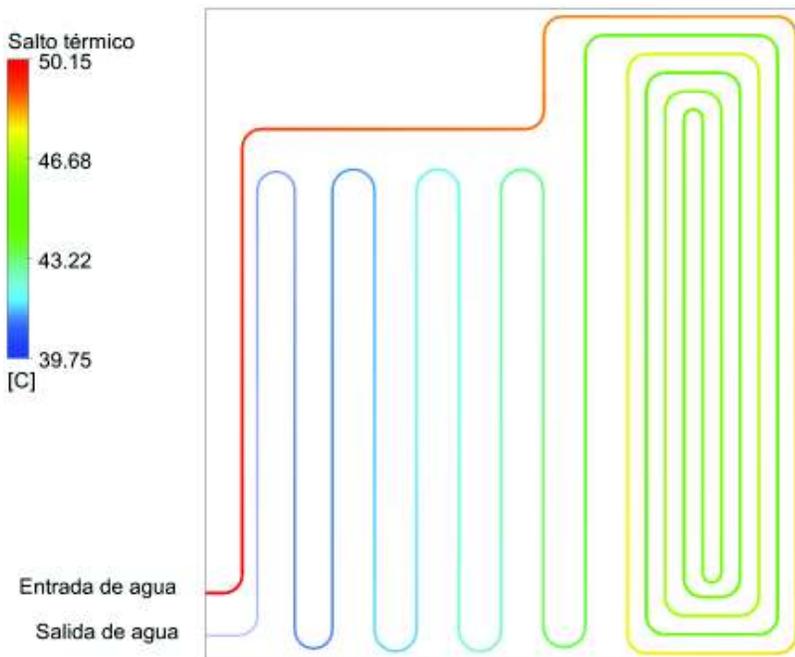


Figura 3.9. Caída de temperatura del agua en el circuito.  
(Fuente: propia)

La tabla 3.8 resume la comparación entre los resultados obtenidos en el diseño y la simulación. Del análisis se obtiene que los valores de temperatura superficial promedio, resultantes de la simulación, superan a los valores correspondientes obtenidos con la norma UNE, por 1,21 y 1,82 [°C] en la zona de permanencia y zona periférica respectivamente. También los valores de flujo térmico promedio, producidos en la simulación son más altos, por 1,6 [W/m<sup>2</sup>] en la zona periférica y por 6,41 [W/m<sup>2</sup>] en la zona de permanencia. Esta misma tendencia se presenta en el salto térmico del agua que es ligeramente superior con 0,4 [°C]. En resumen, se tiene que todas las variables de análisis obtenidas en la simulación presentan valores superiores a los correspondientes al cálculo mediante la norma. Sin embargo, estas diferencias son muy bajas, tal es así que el mayor error es de 6.53 %, y se considera aceptable.

Tabla 3.8. Comparación de resultados

Variable	Método	Simulación	UNE 1264	Diferencia
Temp. Sup. promedio	Habitación	30,209 [°C]	-	-
	Z. perm,	29,51 [°C]	28,3 [°C]	4,1%
	Z. perif.	34,02 [°C]	32,2 [°C]	5,35%
Flujo térmico promedio	Habitación	105,189 [W/m <sup>2</sup> ]	-	-
	Z. perm,	98,22 [W/m <sup>2</sup> ]	91,81 [W/m <sup>2</sup> ]	6,53 %
	Z. perif.	141,6 [W/m <sup>2</sup> ]	140 [W/m <sup>2</sup> ]	1,13%
Salto térmico		10,4 [°C]	10 [°C]	4 %

Z. perm.: zona de permanencia

Z. perif.: zona periférica.

(Fuente: propia)

Las discrepancias en los resultados, pueden deberse a que el software resuelve las ecuaciones de energía para el volumen de control especificado con las condiciones de frontera especificadas, en donde se consideró que las caras laterales y la cara inferior del volumen de control están perfectamente aisladas, mientras que los cálculos que determina la norma son relaciones empíricas, en las que se tiene en cuenta diferentes factores externos al volumen de control y que no fueron considerados en el mismo, esto es, la resistencia térmica de todos los elementos estructurales del piso ubicados por debajo de la tubería, desde la resistencia térmica del forjado estructural, del enlucido de techo, de la capa de aire, y hasta la temperatura del ambiente térmico ubicado por debajo. Es decir que la norma estaría considerando un cierto porcentaje de fuga de calor a través de la cara inferior del piso radiante.

Sin embargo, los valores obtenidos en la simulación son muy cercanos a los que produjo la norma y no se encuentran fuera de lo común. En el estudio de Shin son necesarios 31 [°C] para emitir al ambiente 119 [W/m<sup>2</sup>] [50]. Además, los resultados obtenidos son muy

similares a los del estudio de Chae [53], con los cuales se puede validar brevemente el modelo propuesto.

### 3.6. Fuente de calor

La fuente de calor más amigable con el medio ambiente en las condiciones del refugio, se determinó realizando el procedimiento de análisis descrito en la sección 2.6.1, aplicando los siguientes criterios que se consideraron más relevantes:

- a) *Ahorro de energía al año*, es la cantidad de energía eléctrica ahorrada por el uso de cada tipo de suministro de calor. Da una idea general de la utilidad que representa a largo plazo. Tiene en cuenta el ahorro en generación de energía eléctrica.
- b) *Costo inicial*, representa el costo inicial del equipo y componentes del sistema.
- c) *Recursos*, energéticos disponibles en el sector. Es el combustible que utiliza el equipo.
- d) *Contaminación ambiental*, que provoca el equipo. Es importante, ya que el refugio se encuentra dentro de un parque nacional.

La tabla 3.9, contiene los datos usados para la evaluación de criterios.

Tabla 3.9. Datos para evaluación de criterios.

Tecnología	Paneles solares	Bomba de calor	Caldera biomasa
<b>Criterio</b>			
<b>Ahorro energético</b>	17,3 MMBtu/año*	15,2 MMBtu/año*	3,6 MMBtu/año*
<b>Costo inicial [USD]</b>	\$13 105**	\$9 558,98**	\$5 000**
<b>Recursos</b>	Radiación media a nivel nacional 4.532 kWh/m2/día. [39]. Costo cero	Red bifásica disponible-costo medio	Uso de glp. Costo considerando transporte desde la ciudad.
<b>Contaminación Amb.</b>	Solo visual	Tratamiento especial de refrigerante (largo plazo)	Emisión de CO2 por combustión de gas

\* Valores tomados de un estudio comparativo de tecnologías de calentamiento de agua residencial en EE UU [40]- [42]. Los resultados dan una idea global del costo/beneficio de cada tipo de tecnología, por lo que se puede aplicar en este trabajo [37].

\*\*Costo inicial obtenido mediante cotizaciones de ASTEP [38]. Detalle de costos en el anexo X (Fuente: [37], [38], [40]-[42])

La designación de pesos específicos a los criterios se realizó considerando lo siguiente, el criterio ahorro de energía anual se elige como el de mayor peso específico, ya que representa el rédito económico en un panorama de largo plazo, seguido de los criterios recursos y contaminación ambiental que se consideran igual de importantes, y a la vez, más importantes que el costo inicial, que es el de menor peso específico, ya que el

concepto es de utilizar los recursos disponibles en función de reducir al máximo la contaminación ambiental.

Por último, se obtiene las conclusiones del análisis que se muestran en la tabla 3.10, la misma que indica que la prioridad uno para las condiciones dadas la tiene la alternativa de colectores solares. El análisis completo se encuentra detallado en el anexo XII.

Tabla 3.10. Tabla de conclusiones

Conclusiones	Ahorro energía	Recursos	Contaminación ambiental	Costo inicial		prioridad
<b>Colectores</b>	0,5 x 0,4	0,5 x 0,25	0,417 x 0,25	0,167x0,1	0,446	<b>1</b>
<b>Bomba</b>	0,33 x 0,4	0,33 x 0,25	0,417 x 0,25	0,33 x 0,1	0,352	<b>2</b>
<b>Caldera</b>	0,167 x 0,4	0,167 x 0,25	0,167 x 0,25	0,5 x 0,1	0,2	<b>3</b>

(Fuente: propia)

Para la obtención de estos resultados se consideró que los parámetros con mayor importancia son el ahorro energético y la contaminación medio ambiental, dejando como menos importante el criterio de costo inicial. Esto con el fin de mantener una conciencia sobre el cambio climático y un refugio completamente amigable con su entorno, en lo que respecta al sistema de calefacción. Sin embargo, antes de implementar un sistema de colectores solares para el calentamiento del agua, se debe complementar este estudio con un análisis económico de VAN y TIR para determinar si realmente es lo más adecuado y rentable. Este análisis está fuera del alcance de este trabajo.

## **4. CONCLUSIONES**

### **4.1. Conclusiones**

En este trabajo, se realizó el diseño de un sistema de calefacción por piso radiante para el refugio de montaña Cóndor Lodge que se ubica a 3606 msnm en el volcán Cayambe. El cálculo de cargas térmicas, el dimensionamiento del piso radiante y la simulación de los circuitos fueron llevados a cabo en este estudio. Como resultado, se tienen las siguientes conclusiones:

Las cargas térmicas que afectan al refugio en general son altas, aun cuando en el cálculo se asumió que el edificio cuenta con aislamiento térmico y excelente hermeticidad en puertas y ventanas. Se evidenció dos casos en los que las cargas térmicas superan los límites definidos para el diseño: el dormitorio 1 y el dormitorio de guardia. En estas regiones es necesario implementar un aislamiento térmico de mayor espesor o distinto material.

Las prestaciones de un sistema de piso radiante dependen de las variables de diseño (diámetro exterior del tubo, espesor del tubo, conductividad térmica del tubo, espesor del concreto, conductividad térmica del concreto, espesor del pavimento, conductividad del pavimento, paso de tubería) seleccionadas en la fase inicial del diseño. En este caso, dichas variables fueron apropiadamente asumidas, ya que permitieron obtener resultados de temperatura de impulsión y caudales, adecuados y coherentes con lo requerido. Esto se evidenció en los casos de análisis de reducción del paso o reducción del espesor de concreto, ya que las prestaciones del piso radiante también disminuyeron. Además, las curvas características obtenidas con dichas variables pueden ser utilizadas para un nuevo diseño que presente las mismas características. Así como puede ser de utilidad el método de diseño de todo el piso radiante descrito, mismo que no está detallado en la norma.

El análisis computacional de estado estable del modelo arrojó resultados muy similares a los obtenidos con la norma y en concordancia con resultados de estudios disponibles para validación. Además, se verificó el comportamiento del flujo másico, ya que el valor de salto térmico obtenido, que en ambos métodos de cálculo solo varía en 0,4 °C. Por lo tanto, el modelo numérico predice correctamente el funcionamiento del sistema. Consecuentemente, se verifica que el diseño del sistema piso radiante mediante la norma UNE 1264 es adecuado y preciso, debido a las mínimas diferencias de resultados comparados con la simulación.

Teniendo en cuenta, que la zona periférica está a mayor temperatura que la zona de permanencia y omitiendo la diferencia de temperatura entre zonas, se verifica mediante

análisis de la simulación que la configuración utilizada en el circuito se traduce en una distribución de temperaturas uniforme en cada zona.

La fuente de calor para el refugio es un sistema de colectores solares planos. Esto porque este sistema presenta ventajas sobre otros como un mayor ahorro energético a largo plazo, y por lo tanto ahorro económico. Además, el sistema de colectores aprovecha de mejor manera los recursos energéticos disponibles sin contaminar el medio ambiente.

El dimensionamiento de las bombas para impulsión del agua a través de los circuitos depende de la máxima caída de presión y la suma de caudales en cada colector, con lo cual, se seleccionó una bomba de tres velocidades idéntica para cada colector, que funcionará a la máxima velocidad en el colector 2 y en la segunda velocidad para el colector 1.

La instalación del sistema de piso radiante tiene igual importancia que un correcto dimensionamiento del mismo, puesto que una vez instalado se vuelve un elemento estructural más del edificio que debe soportar cargas térmicas y mecánicas. Debido a esto y para no comprometer su rendimiento, se describió el procedimiento adecuado de instalación del piso y fundición de la losa. Este procedimiento podrá utilizarse como guía de instalación de pisos radiantes de iguales características.

## **4.2. Trabajos futuros**

El presente trabajo analiza el diseño de un piso radiante siguiendo la norma UNE EN 1264 y estos resultados son verificados mediante simulación numérica del estado estable del sistema. Los resultados de la presente simulación permiten determinar la temperatura superficial requerida para emitir la densidad de flujo térmico. Sin embargo, es necesario también una simulación del estado transitorio del sistema para evaluar el tiempo requerido para que el sistema provea la temperatura de confort térmico definida. Con estos resultados se podría además analizar la inercia térmica del sistema, para su control y regulación, y establecer un horario de funcionamiento en base a las cargas dinámicas de calefacción.

Adicionalmente, un análisis del comportamiento energético del sistema en base a cargas dinámicas de calefacción permitiría establecer el análisis del comportamiento real del sistema. Este análisis puede ser ejecutado con EnergyPlus que es un paquete computacional ampliamente usado para la simulación del comportamiento energético del sistema.

Finalmente, es muy importante un análisis detallado del sistema de regulación y control del sistema para implementar un sistema de control automático basado en el comportamiento térmico del refugio.

## Referencias Bibliográficas

- [1] Sistema Único de Información Ambiental. (2017). Visitas a las Áreas Protegidas Continentales. Recuperado el 26 de junio de 2017, de [snia.ambiente.gob.ec](http://snia.ambiente.gob.ec): <http://snia.ambiente.gob.ec:8090/indicadoresambientales/pages/indicators.jsf>
- [2] NREL (1998-2014). National Solar Radiation Database. Recuperado de: <https://nsrdb.nrel.gov/nsrdb-viewer>
- [3] Veloz J. C. (Julio 2012). Origen del andinismo Ecuatoriano. Recuperado el 13 de Junio de 2017, de: <http://jcveloz.blogspot.com/2012/07/origen-del-andinismo-ecuadoriano.html>
- [4] GoRaymi. (s.f.). *Refugio Chimborazo Lodge*. Recuperado de: <https://www.goraymi.com/raymi/refugio-chimborazo-lodge-a6c25237>
- [5] Galarza C. A. (2011). Consultoría para los estudios de “mejoramiento de los refugios de la reserva de producción de fauna Chimborazo”-Plan de Manejo Ambiental. Riobamba
- [6] Amangandi, A. (2012). *Diseño de un sistema de climatización para el refugio del chimborazo*. Recuperado de: <http://dspace.esPOCH.edu.ec/handle/123456789/2481>
- [7] Polytherm. (2015). Diseño e instalación. Sistemas radiantes-Manual técnico. Runiprint, S.A.
- [8] AENOR. (2010). *Reglamento particular de la marca aenor para sistemas de calefacción por suelo radiante*. Recuperado el 28 de junio de 2017, de: [http://certifiedplastic.aenor.es/uploads/7/0/7/8/7078209/rp\\_01.64\\_\\_sistemas\\_de\\_cal efaccin\\_por\\_suelo\\_radiante.pdf](http://certifiedplastic.aenor.es/uploads/7/0/7/8/7078209/rp_01.64__sistemas_de_cal efaccin_por_suelo_radiante.pdf)
- [9] Uponor.es. (2017). Manual técnico de climatización invisible. Recuperado el 20 de junio de 2017, de Uponor.es: <https://www.uponor.es/~media/countryspecific/spain/download-centre/manuals/manual-tecnico-suelo-radiante.pdf?version=1>
- [10] UNE ISO 7730: (2006). Ergonomía del ambiente térmico. Determinación analítica e interpretación del bienestar térmico mediante el cálculo de los índices PMV y PPD y los criterios de bienestar térmico local
- [11] INSHT. (1983). NTP 74: Confort térmico - Método de Fanger para su evaluación. Recuperado de: [http://www.insht.es/InshtWeb/Contenidos/Documentacion/FichasTecnicas/NTP/Ficheros/001a100/ntp\\_074.pdf](http://www.insht.es/InshtWeb/Contenidos/Documentacion/FichasTecnicas/NTP/Ficheros/001a100/ntp_074.pdf)

- [12] Christian Albornoz V., Rolando Vilasau D., Juan Alcaíno L., Instituto de Salud Pública de Chile. (2017). Confort térmico en ambientes laborales. Recuperado de: <http://www.ispch.cl/sites/default/files/NotaTecnica47-21032017A.pdf>
- [13] INSHT. (1998). Ambiente térmico: inconfort térmico local. Recuperado de: [http://www.insht.es/InshtWeb/Contenidos/Documentacion/FichasTecnicas/NTP/Ficheros/501a600/ntp\\_501.pdf](http://www.insht.es/InshtWeb/Contenidos/Documentacion/FichasTecnicas/NTP/Ficheros/501a600/ntp_501.pdf)
- [14] A. Syed. (2012). *Advanced Building Technologies for Sustainability*. John Wiley & Sons.
- [15] Warm Your Floor. (s.f.). The History of Radiant Floor Heating / Knowledge Center. En línea. Disponible en: <https://www.warmyourfloor.com/knowledge-center/the-history-of-radiant-floor-heating/>.
- [16] C. A. Lockard. (2014). *Societies, Networks, and Transitions, Volume I: To 1500: A Global History*. Cengage Learning.
- [17] R. D. Woodson. (2009). *Radiant Floor Heating. Second Edition*. New York: McGraw-Hill Education.
- [18] Mundo HVACR. (s.f.). Pisos radiantes: Calor desde el interior. En línea. Disponible en: <https://www.mundohvacr.com.mx/mundo/2010/02/pisos-radiantes-calor-desde-el-interior/>
- [19] Biofloor-Estándar hidráulica. (2011). Manual técnico-Sistema de suelo radiante. Recuperado de: [Recuperado de: https://www.sthplus.com/download.php?id=26](https://www.sthplus.com/download.php?id=26)
- [20] IPC. (2017). Calefacción radiante por agua. Recuperado de [ipc.org.es](http://www.ipc.org.es): [http://www.ipc.org.es/guia\\_colocacion/info\\_tec\\_colocacion/sopor\\_sup\\_colocacion/capas\\_intermedias/calegac\\_radiante.html](http://www.ipc.org.es/guia_colocacion/info_tec_colocacion/sopor_sup_colocacion/capas_intermedias/calegac_radiante.html)
- [21] ALB Sistemas. (2010). Difutec-Sistemas de suelo radiante. Manual técnico.
- [22] Termosol.com. (s.f.). *Bombas de calor*. Recuperado de: <http://www.termosol.com.ar/bombas.html>
- [23] SueloSolar.com. (s.f.). Agua caliente para uso sanitario-ACS. Recuperado de: <https://suelosolar.com/guiasolares/acs.asp>
- [24] UNE EN 1264-1:2011. Términos y definiciones.
- [25] Ferrarini G., Fortuna S., (2018). Numerical Model and Experimental Analysis of the Thermal Behavior of Electric Radiant Heating Panels. *Applied sciences*. 2018, 8, 206; doi:10.3390/app8020206
- [26] Flores S., Saravia L., (2006). Simulación térmica bidimensional de un piso radiante.
- [27] UNE EN 12831. (2003). Sistemas de calefacción en edificios. Método para el cálculo de la carga térmica de diseño.

- [28] NBE CT 79. (1979). Condiciones térmicas de los edificios. Recuperado de: [https://w3.ual.es/Depar/proyectosingenieria/descargas/Normas\\_Edificacion/NBE-CT-79.pdf](https://w3.ual.es/Depar/proyectosingenieria/descargas/Normas_Edificacion/NBE-CT-79.pdf)
- [29] ASHRAE. 1979. Cooling and heating load calculation manual. ASHRAE.
- [30] UNE EN 1264-3: 2011 Dimensionamiento.
- [31] UNE EN 1264-2: 2011. *Métodos para la determinación de la emisión térmica de los suelos radiantes por cálculo y ensayo.*
- [32] UNE EN 1264-4: 2011 Instalación.
- [33] Enercitysa.com. (s.f). Paneles solares. Recuperado de: <http://www.panelessolares.ec/>
- [34] Rey F., Velasco E., (2005). *Bombas de calor y energías renovables para edificios.* Paraninfo S. A.
- [35] Caloryfrio.com (s.f). Calderas. Recuperado de: <https://www.caloryfrio.com/calefaccion/calderas.html>
- [36] Riba C., (2002). Diseño concurrente.
- [37] J. Maguire, X. Fang, y E. Wilson, «Comparison of Advanced Residential Water Heating Technologies in the United States», *Renew. Energy*, p. 129, 2013.
- [38] Robert Bosch S. A. Ecuabosch. 2018
- [39] Barragán A., (2012). *Análisis, especificación y desarrollo de procedimientos de operación para la gestión de la energía eólica en el ecuador.* Recuperado de: <http://dspace.ucuenca.edu.ec/bitstream/123456789/2574/1/tm4641.pdf>
- [40] DOE Office of indian energy. (s.f.). Levelized Cost of Energy (LCOE). Recuperado de: <https://www.energy.gov/sites/prod/files/2015/08/f25/LCOE.pdf>
- [41] NREL. (s.f). Energy Analysis-Levelized Cost of Energy Calculator. Recuperado de: <https://www.nrel.gov/analysis/tech-lcoe.html>
- [42] NREL. (s.f). Energy Analysis-Distributed Generation Energy Technology Capital Costs. Recuperado de: <https://www.nrel.gov/analysis/tech-cost-dg.html>
- [43] Y. A. Cengel y J. M. Cimbala, *Fluid Mechanics*, 1 edition. Boston: McGraw-Hill Science/Engineering/Math, 2004.
- [44] P. J. Pritchard, *Fox and McDonald's Introduction to Fluid Mechanics*, 8 edition. Hoboken, NJ : Chichester: Wiley, 2011.
- [45] F. P. Incropera, T. L. Bergman, A. S. Lavine, y D. P. DeWitt, *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*, 7 edition. Hoboken, NJ: Wiley, 2011.
- [46] Evans.com. (s.f.). Bombas de superficie. Recuperado de: <https://www.evans.com.mx/bombas-de-superficie/residencial.html?p=2>

- [47] D. Xie, Y. Wang, H. Wang, S. Mo, y M. Liao, «Numerical analysis of temperature non-uniformity and cooling capacity for capillary ceiling radiant cooling panel», *Renew. Energy*, vol. 87, pp. 1154-1161, mar. 2016
- [48] A. Laouadi, «Development of a radiant heating and cooling model for building energy simulation software», *Build. Environ.*, vol. 39, n.º 4, pp. 421-431, abr. 2004.
- [49] Metring.com (s.f.). Emisividad. Recuperado de: [http://www.metring.com/notes/HI-10-70-MT2009%20\(1\).pdf](http://www.metring.com/notes/HI-10-70-MT2009%20(1).pdf)
- [50] M. S. Shin, K. N. Rhee, S. R. Ryu, M. S. Yeo, y K. W. Kim, «Design of radiant floor heating panel in view of floor surface temperatures», *Build. Environ.*, vol. 92, n.º Supplement C, pp. 559-577, oct. 2015.
- [51] ANSYS- PADT. (2017). Lunch & Learn Series. Meshing Advanced Techniques. Recuperado de: [https://www.padtinc.com/blog/wp-content/uploads/2017/04/Advanced-Techniques-in-ANSYS-Meshing\\_Blog.pdf](https://www.padtinc.com/blog/wp-content/uploads/2017/04/Advanced-Techniques-in-ANSYS-Meshing_Blog.pdf)
- [52] Q. Chen y J. Srebric, «A Procedure for Verification, Validation, and Reporting of Indoor Environment CFD Analyses», *HVACR Res.*, vol. 8, n.º 2, pp. 201-216, abr. 2002.
- [53] Y. T. Chae, K. H. Lee, y J. S. Park, «Improved thermal performance of a hydronic radiant panel heating system by the optimization of tube shapes», *J. Zhejiang Univ.-Sci. A*, vol. 12, n.º 6, pp. 428-437, jun. 2011.
- [54] Orkli, S Coop. (s.f.). *Manual técnico de instalación- Suelo radiante refrescante*. Recuperado de: <http://www.orkli.com/cas/acs/descargas.asp>  
de: [http://www.orkli.com/pdf/manual\\_suelo\\_radiante\\_refrescanteORKLI.pdf](http://www.orkli.com/pdf/manual_suelo_radiante_refrescanteORKLI.pdf)
- [55] Orkli, S Coop. (s.f.). Radiadores. Recuperado de: <http://www.orkli.com/pdf/4%20radiadores.pdf>
- [56] M. Koschenz y V. Dorer, «Interaction of an air system with concrete core conditioning», *Energy Build.*, vol. 30, n.º 2, pp. 139-145, jun. 1999.
- [57] B. Lehmann, V. Dorer, y M. Koschenz, «Application range of thermally activated building systems tabs», *Energy Build.*, vol. 39, n.º 5, pp. 593-598, may 2007.
- [58] J.-H. Lim, J.-H. Jo, Y.-Y. Kim, M.-S. Yeo, y K.-W. Kim, «Application of the control methods for radiant floor cooling system in residential buildings», *Build. Environ.*, vol. 41, n.º 1, pp. 60-73, ene. 2006.
- [59] X. Jin, X. Zhang, Y. Luo, y R. Cao, «Numerical simulation of radiant floor cooling system: The effects of thermal resistance of pipe and water velocity on the performance», *Build. Environ.*, vol. 45, n.º 11, pp. 2545-2552, nov. 2010.

- [60] T. Yu, P. Heiselberg, B. Lei, y M. Pomianowski, «Validation and modification of modeling thermally activated building systems (TABS) using EnergyPlus», *Build. Simul.*, vol. 7, n.º 6, pp. 615-627, dic. 2014
- [61] R.K. Strand, C.O. Pedersen, «Implementation of a radiant heating and cooling model into an integrated building energy analysis program», *ASHRAE Trans.*, vol.103, pp. 949-958, 1997
- [62] D. B. Crawley *et al.*, «EnergyPlus: creating a new-generation building energy simulation program», *Energy Build.*, vol. 33, n.º 4, pp. 319-331, abr. 2001.
- [63] EQUA Simulation AB 2013. IDA Indoor Climate and Energy. Recuperado de: <http://www.equaonline.com/iceuser/pdf/ICE45eng.pdf/>
- [64] J. A. Myhren y S. Holmberg, «Flow patterns and thermal comfort in a room with panel, floor and wall heating», *Energy Build.*, vol. 40, n.º 4, pp. 524-536, ene. 2008.
- [65] B. Ning, Y. Chen, H. Liu, y S. Zhang, «Cooling capacity improvement for a radiant ceiling panel with uniform surface temperature distribution», *Build. Environ.*, vol. 102, pp. 64-72, jun. 2016.
- [66] K.-N. Rhee, B. W. Olesen, y K. W. Kim, «Ten questions about radiant heating and cooling systems», *Build. Environ.*, vol. 112, pp. 367-381, feb. 2017.
- [67] Ansys-Help (versión 18) [Software].
- [68] J. Anderson, *Computational Fluid Dynamics*. McGraw-Hill Education, 1995.
- [69] J. H. Ferziger y M. Peric, *Computational Methods for Fluid Dynamics*. Springer Science & Business Media, 2012.
- [70] H. Versteeg y W. Malalasekera, *An Introduction to Computational Fluid Dynamics: The Finite Volume Method*, Edición: 2nd rev. ed. Harlow, England ; New York: Pearson Higher Education, 2007.

## Anexos

### Anexo I. Método para determinar la temperatura interior de diseño según la EN 12831

A continuación se presenta un método para la determinación de la temperatura interior de diseño según la norma UNE EN 12831.

#### Categorías de ambiente térmico

La calidad de un ambiente térmico deseado para un espacio se puede seleccionar de las tres categorías indicadas en la tabla 4.1.

Tabla 4.1. Categorías de ambiente térmico.

Categorías de ambientes térmicos interiores	Estado térmico del cuerpo en su conjunto	
	Porcentaje estimado de insatisfechos	Voto medio estimado
	PPD	PMV
A	< 6%	$-0,2 < PMV < +0,2$
B	< 10%	$-0,5 < PMV < +0,5$
C	< 15%	$-0,7 < PMV < +0,7$

(Fuente: [27])

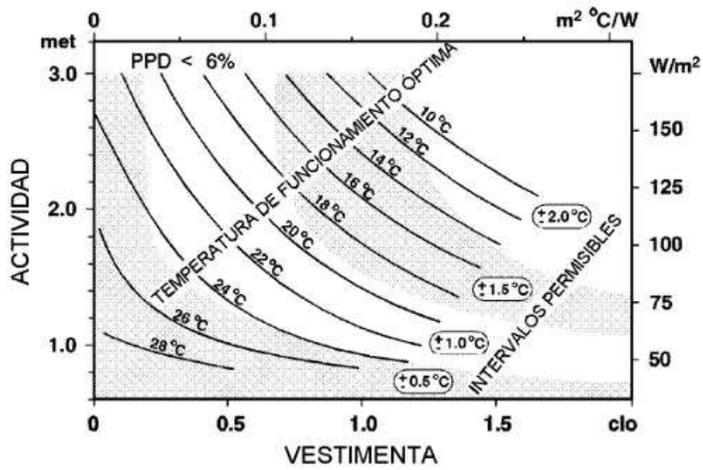
Cada categoría establece un porcentaje máximo de insatisfechos respecto de la temperatura global del cuerpo (PPD).

#### Temperatura operativa

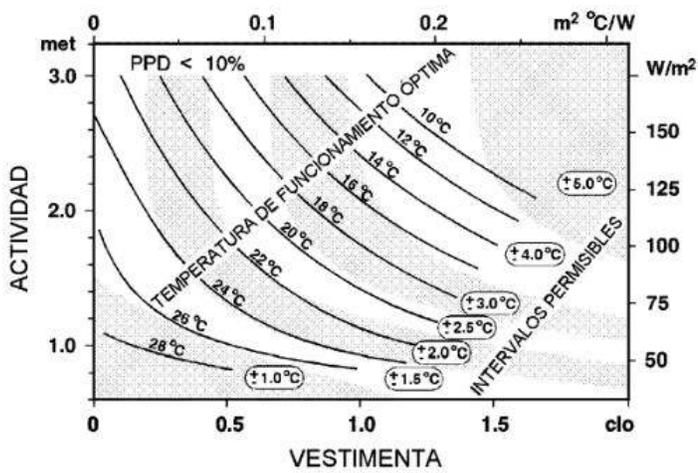
Para cada tipo de recinto, hay una temperatura operativa óptima correspondiente a  $PMV = 0$ , que depende de la vestimenta y actividad física de sus ocupantes. En la figura 4.1 se muestra la temperatura operativa óptima y el intervalo permisible de temperatura, en función de la actividad y la vestimenta, para las tres categorías. En los tres diagramas la temperatura operativa óptima es la misma, pero varía el intervalo permisible en torno a la temperatura operativa óptima.

“La temperatura interior de diseño para calefacción debería seleccionarse como la temperatura operativa más baja del intervalo de temperaturas permisibles, en la categoría seleccionada. Asumiendo un cierto tipo de vestimenta y actividad, se puede encontrar la temperatura interior de diseño en la figura 4.1, en la tabla 4.2, o en la norma ISO 7730.”

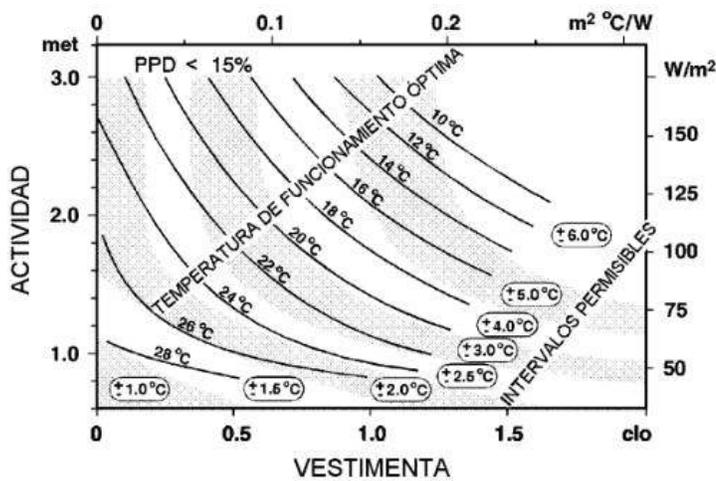
[27]



CATEGORIA A  
ambiente térmico interior



CATEGORIA B  
ambiente térmico interior



CATEGORIA C  
ambiente térmico interior

Figura 4.1. Temperatura operativa óptima en función de la vestimenta y actividad. Para las tres categorías de ambientes térmicos interiores. Los tres diagramas también muestran el intervalo de temperatura permisible alrededor de la temperatura operativa óptima, para las tres categorías.  
(Fuente: [27])

### Criterios para el diseño de tipos de espacios.

En los criterios de diseño especificados en la tabla 4.2, se han tomado varias hipótesis. Para temporada de invierno, los valores de la temperatura operativa están basados en la vestimenta y niveles de actividad típicos.

Tabla 4.2. Ejemplos de criterios de diseño para diferentes tipos de espacios.

Tipo de edificio/espacio	Vestimenta invierno clo	Actividad met	Categoría de los ambientes térmicos interiores	Temperatura operativa, invierno
Oficina normal	1,0	1,2	A	21,0 – 23,0
			B	20,0 – 24,0
			C	19,0 – 25,0
Oficina con paisaje	1,0	1,2	A	21,0 – 23,0
			B	20,0 – 24,0
			C	19,0 – 25,0
Sala de conferencias	1,0	1,2	A	21,0 – 23,0
			B	20,0 – 24,0
			C	19,0 – 25,0
Auditorio	1,0	1,2	A	21,0 – 23,0
			B	20,0 – 24,0
			C	19,0 – 25,0
Cafetería/Restaurante	1,0	1,2	A	21,0 – 23,0
			B	20,0 – 24,0
			C	19,0 – 25,0
Aula	1,0	1,2	A	21,0 – 23,0
			B	20,0 – 24,0
			C	19,0 – 25,0
Guardería	1,0	1,2	A	21,0 – 23,0
			B	20,0 – 24,0
			C	19,0 – 25,0
Centro comercial	1,0	1,6	A	17,5 – 20,5
			B	16,0 – 22,0
			C	15,0 – 23,0
Viviendas	1,0	1,2	A	21,0 – 23,0
			B	20,0 – 24,0
			C	19,0 – 25,0
Aseo	0,2	1,6	A	24,5 – 25,5
			B	23,5 – 26,5
			C	23,0 – 27,0
Iglesia	1,5	1,3	A	16,5 – 19,5
			B	15,0 – 21,0
			C	14,0 – 22,0
Museo/Galería	1,5	1,6	A	17,5 – 20,5
			B	16,0 – 22,0
			C	15,0 – 23,0

(Fuente: [27])

## Anexo II. Aislamiento térmico de la vestimenta según la norma ISO 7730.

De acuerdo a la norma ISO 7730, la resistencia térmica de conjuntos típicos de ropa y de prendas individuales es mostrada en las tablas 4.3 y 4.4.

Tabla 4.3. Aislamiento térmico para combinaciones típicas de ropa.

Ropa de trabajo	$I_{cl}$		Ropa de uso diario	$I_{cl}$	
	clo	$m^2 \cdot K/W$		clo	$m^2 \cdot K/W$
Calzoncillos, mono, calcetines, zapatos	0,70	0,110	Bragas, camiseta, pantalón corto, calcetines finos, sandalias	0,30	0,050
Calzoncillos, camisa, mono, calcetines, zapatos	0,80	0,125	Calzoncillos, camisa de manga corta, pantalones ligeros, calcetines finos, zapatos	0,50	0,080
Calzoncillos, camisa, pantalones, bata, calcetines, zapatos	0,90	0,140	Bragas, combinación, medias, vestido, zapatos	0,70	0,105
Ropa interior de mangas y perneras cortas, camisa, pantalones, chaqueta, calcetines, zapatos	1,00	0,155	Ropa interior, camisa, pantalones, calcetines, zapatos	0,70	0,110
Ropa interior de mangas y perneras largas, chaqueta térmica, calcetines, zapatos	1,20	0,185	Bragas, camisa, pantalones, chaqueta, calcetines, zapatos	1,00	0,155
Ropa interior de mangas y perneras cortas, camisa, pantalones, chaqueta, chaquetón y sobrepantalones con acolchado grueso, calcetines, zapatos, gorro, guantes	1,40	0,220	Bragas, medias, blusa, falda larga, chaqueta, zapatos	1,10	0,170
Ropa interior de mangas y perneras cortas, camisa, pantalones, chaqueta, chaquetón y sobrepantalones con acolchado grueso, calcetines, zapatos	2,00	0,310	Ropa interior de manga y perneras largas, camisa, pantalones, jersey de cuello en V, chaqueta, calcetines, zapatos	1,30	0,200
Ropa interior de mangas y perneras largas, chaqueta y pantalones térmicos, parka con acolchado grueso, chaquetón y sobrepantalones con acolchado grueso, calcetines, zapatos	2,55	0,395	Ropa interior de manga y perneras cortas, camisa, pantalones, chaleco, chaqueta, chaquetón, calcetines, zapatos	1,50	0,230

(Fuente: [10])

Tabla 4.4. Aislamiento térmico de prendas y cambios de temperatura operativa óptima.

Prenda	$I_{cl}$		Cambio de temperatura operativa óptima, °C
	clo	m <sup>2</sup> · K/W	
<b>Ropa interior</b>			
Bragas	0,03	0,005	0,2
Calzoncillos de perneras largas	0,10	0,016	0,6
Camisetas sin mangas	0,04	0,006	0,3
Camisetas de manga corta	0,09	0,014	0,6
Camiseta de manga larga	0,12	0,019	0,8
Bragas y sujetador	0,03	0,005	0,2
<b>Camisas/blusas</b>			
Mangas cortas	0,15	0,023	0,9
Ligeras, mangas largas	0,20	0,031	1,3
Normales, mangas largas	0,25	0,039	1,6
De franela, mangas largas	0,30	0,047	1,9
Blusa ligera, mangas largas	0,15	0,023	0,9
<b>Pantalones</b>			
Cortos	0,06	0,009	0,4
Ligeros	0,20	0,031	1,3
Normales	0,25	0,039	1,6
De franela	0,28	0,043	1,7
<b>Vestidos/Faldas</b>			
Faldas ligeras (verano)	0,15	0,023	0,9
Faldas gruesas (invierno)	0,25	0,039	1,6
Vestidos ligeros, mangas cortas	0,20	0,031	1,3
Vestidos de invierno, mangas largas	0,30	0,047	1,9
Monos	0,55	0,085	3,4
<b>Jerseys</b>			
Chalecos sin mangas	0,12	0,019	0,8
Jersey fino	0,20	0,031	1,3
Jersey	0,28	0,043	1,7
Jersey grueso	0,35	0,054	2,2
<b>Chaquetas</b>			
Ligeras, de verano	0,25	0,039	1,6
Chaquetas	0,35	0,054	2,2
Batas	0,30	0,047	1,9
<b>Muy aislantes, de fieltro</b>			
Mono	0,90	0,140	5,6
Pantalones	0,35	0,054	2,2
Chaqueta	0,40	0,062	2,5
Chaleco	0,20	0,031	1,3
<b>Ropa de abrigo</b>			
Chaquetón	0,60	0,093	3,7
Cazadora	0,55	0,085	3,4
Parka	0,70	0,109	4,3
Pantalones de fieltro	0,55	0,085	3,4
<b>Varios</b>			
Calcetines	0,02	0,003	0,1
Calcetines gruesos, tobilleros	0,05	0,008	0,3
Calcetines gruesos, largos	0,10	0,016	0,6
Medias de nilón	0,03	0,005	0,2
Zapatos (suela fina)	0,02	0,003	0,1
Zapatos (suela gruesa)	0,04	0,006	0,3
Botas	0,10	0,016	0,6
Gautes	0,05	0,008	0,3

(Fuente: [10])

### Anexo III. Ubicación refugio Cóndor Lodge.

A continuación, se presenta la ubicación del refugio Cóndor Lodge en la Figura 4.2.

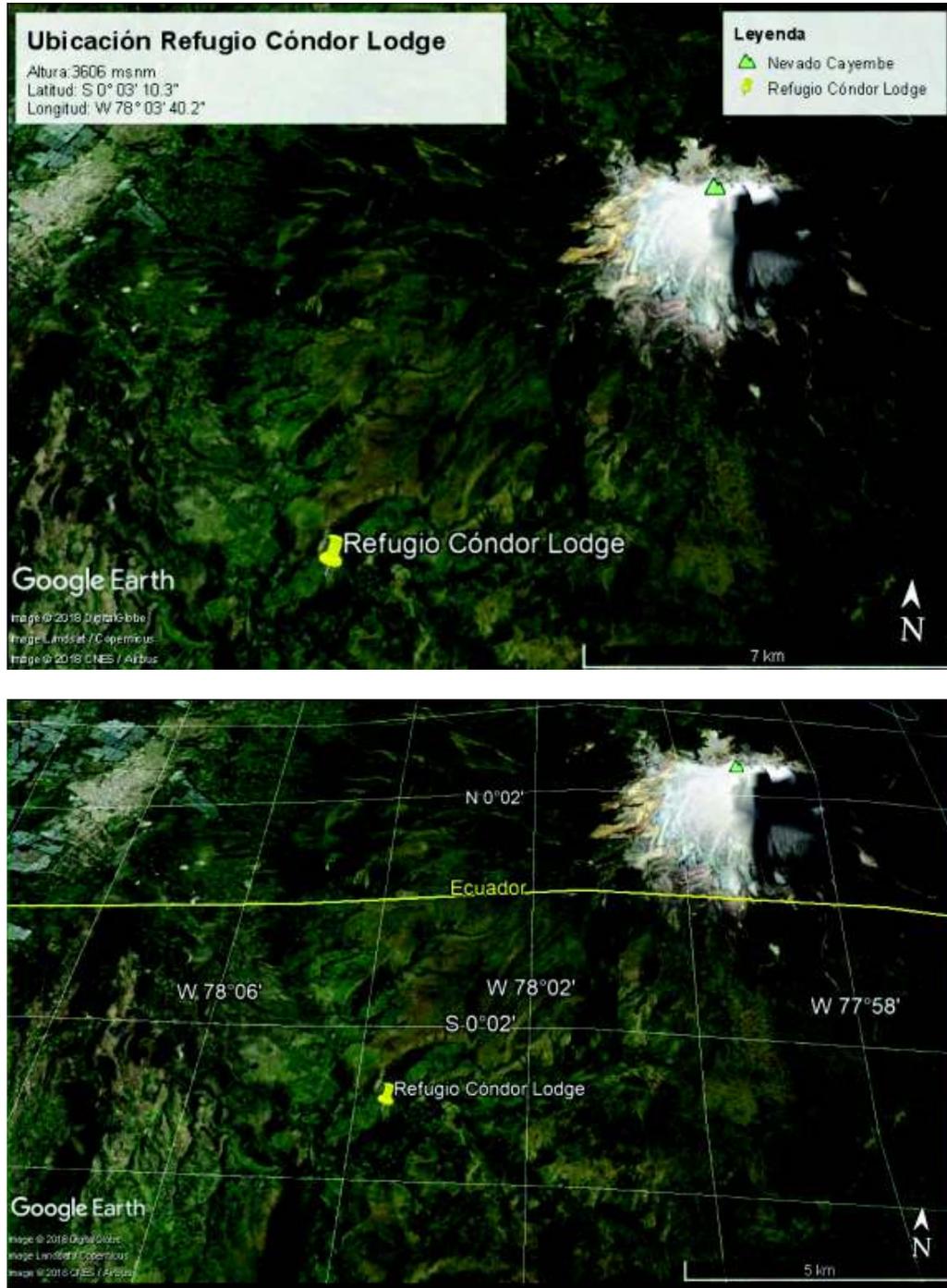


Figura 4.2. Ubicación del refugio Cóndor Lodge  
(Fuente: Google Earth)

## Anexo IV. Planos del refugio

Se presentan los planos de planta del refugio en las figuras 4.3 y 4.4.

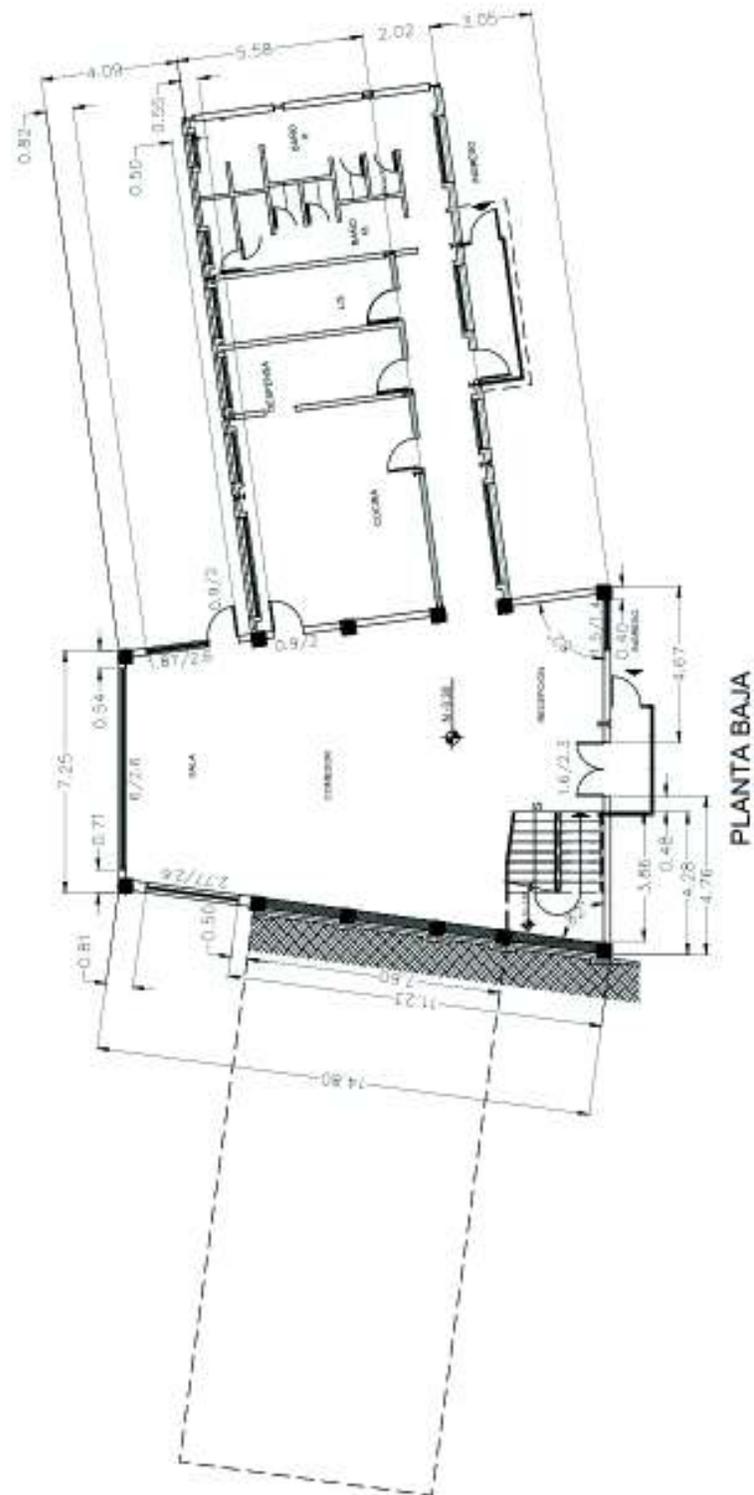


Figura 4.3. Plano de la planta baja del refugio.  
(Fuente: Club de ascencionismo del colegio San Gabriel)

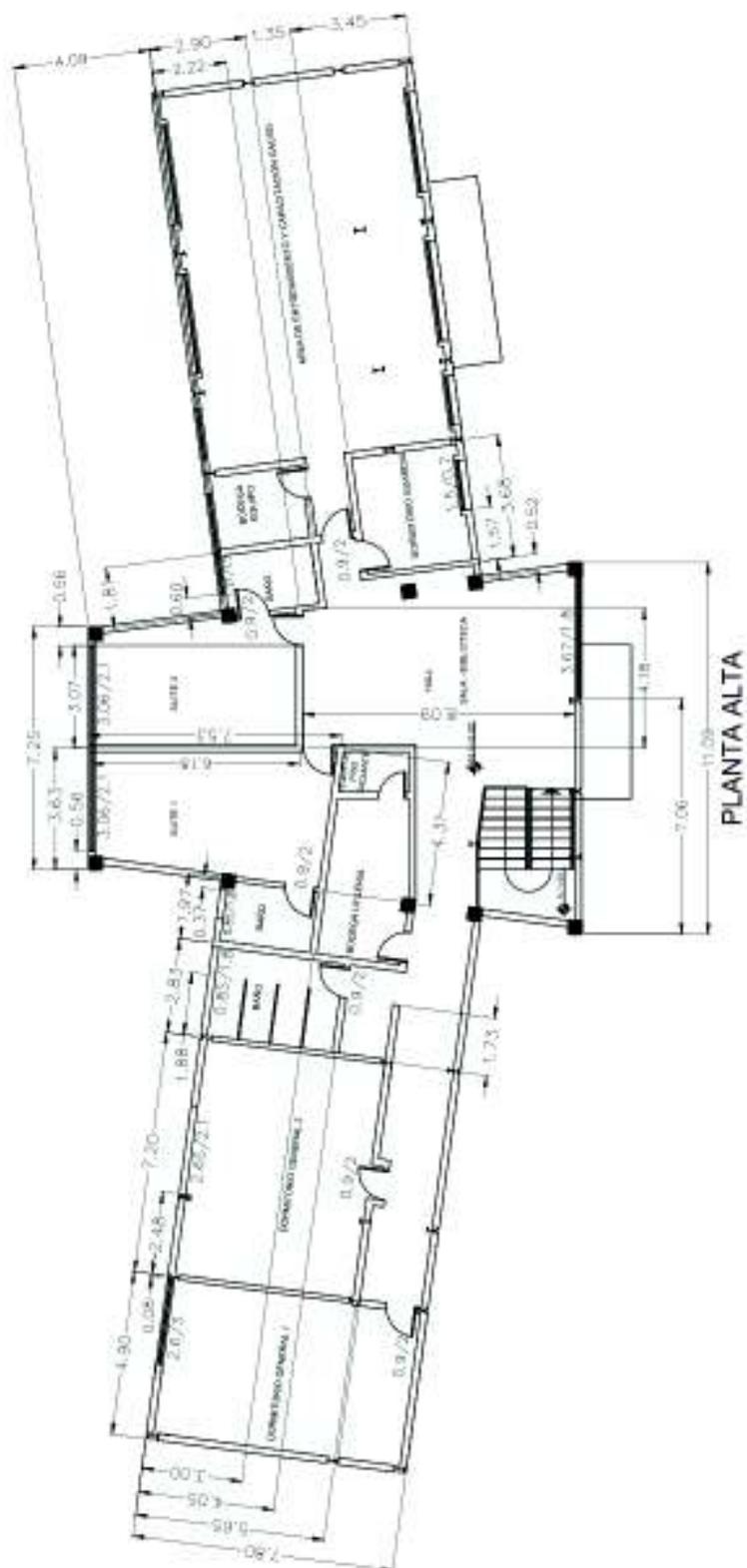


Figura 4.4. Plano de la planta alta del refugio.  
(Fuente Club de ascencionismo del colegio San Gabriel)

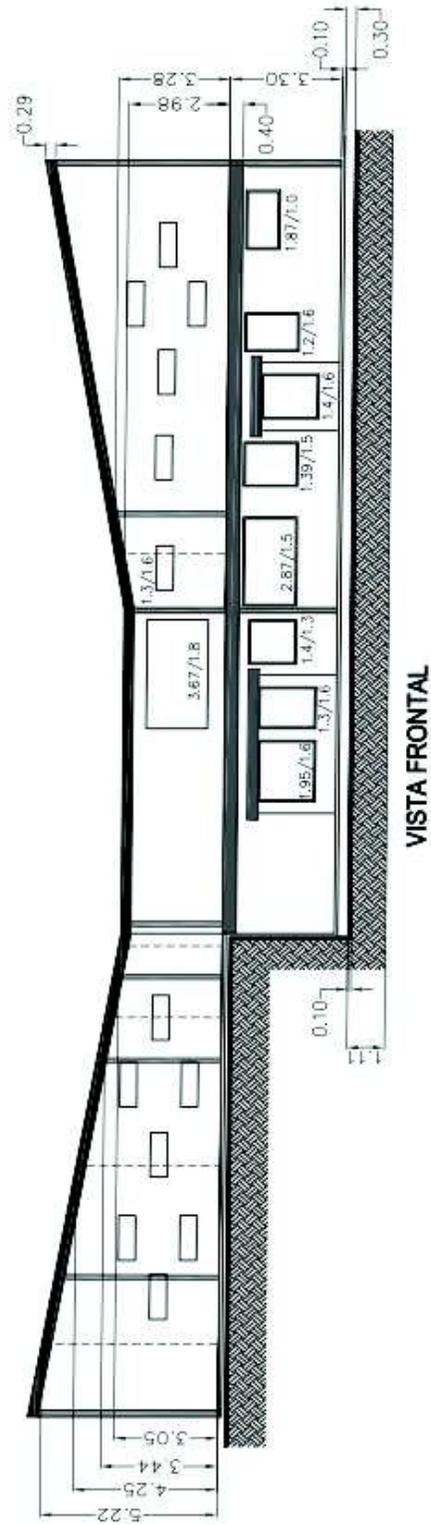


Figura 4.5. Vista frontal del plano del refugio.  
 (Fuente: Club de ascencionismo del colegio San Gabriel)

## Anexo V. Restricciones del método de cálculo de cargas térmicas simplificado de la norma une en 12831 y valores por defecto para su aplicación.

**Restricción de uso:** el método de cálculo simplificado se puede utilizar en edificaciones residenciales que presenten un índice de renovación de aire,  $n_{50}$ , menor que 3 [ $h^{-1}$ ], a una diferencia de presión de 50 Pa entre el ambiente interno y ambiente externo del edificio. [27]

En la tabla 4.5, a continuación se dan valores por defecto del índice  $n_{50}$  para el edificio completo:

Tabla 4.5. Índice de renovación de aire  $n_{50}$  para edificio completo.

Tipo de edificio	$n_{50}$ [ $h^{-1}$ ]		
	Grado de estanqueidad al aire envolvente al edificio (calidad de aislamiento de ventanas)		
	alto (aislamiento de alta calidad en puertas y ventas)	medio (aislamiento medio, doble cristal en ventanas)	bajo (sin aislamiento, cristal simple en ventanas)
Vivienda unifamiliar	< 4	4 – 10	> 10
Otras viviendas o edificios	< 2	2 – 5	> 5

(Fuente: [27])

### Factor de corrección de temperatura $f_{\Delta\theta,i}$

Los valores por defecto para el factor de corrección de temperatura para espacios calentados a una mayor temperatura que los adyacentes, se dan en la tabla 4.6.

Tabla 4.6. Factor de corrección de temperatura  $f_{\Delta\theta,i}$ .

Temperatura interior de diseño del espacio	$f_{\Delta\theta,i}$
normal	1,0
más elevada	1,6

(Fuente: [27])

### Factor de corrección de la temperatura $f_k$

Los valores por defecto para el factor de corrección por diferencia de temperaturas entre el interior y el exterior del elemento estructural, se dan en la tabla 4.7.

Tabla 4.7. Factor de corrección de la temperatura,  $f_k$ .

Pérdida térmica	$f_k$	Condiciones
directamente al exterior	1	con los puentes térmicos aislados
	1,4	con los puentes térmicos no aislados
	1,6	para ventanas, puertas
hacia un espacio no calentado	0,8	con los puentes térmicos aislados
	1,12	con los puentes térmicos no aislados
hacia el terreno	0,3	con los puentes térmicos aislados
	0,42	con los puentes térmicos no aislados
hacia el espacio del tejado (techo intermedio)	0,9	con los puentes térmicos aislados
	1,26	con los puentes térmicos no aislados
suelo suspendido	0,9	con los puentes térmicos aislados
	1,26	con los puentes térmicos no aislados
hacia un edificio adyacente	0,5	con los puentes térmicos aislados
	0,7	con los puentes térmicos no aislados

(Fuente: [27])

### Índice de renovación mínima del aire exterior $n_{min}$

Los valores por defecto para el índice de renovación mínima del aire, se dan en la tabla 4.8

Tabla 4.8. Índice de renovación mínima del aire  $n_{min}$ .

Tipo de espacio	$n_{min}$ [1/h]
Habitaciones (defecto)	0,5
Cocinas o baños, con ventana	1,5
Despacho	1,0
Sala de reuniones, aula	2,0

(Fuente: [27])

### Factor de recalentamiento, $f_{RH}$

Los valores por defecto para el factor de recalentamiento,  $f_{RH}$ , para edificios residenciales durante una parada nocturna máxima de 8 horas, se dan en la tabla 4.9.

Tabla 4.9. Factor de recalentamiento  $f_{RH}$ , para edificios residenciales.

Tiempo que tomaría el recalentamiento	$f_{RH}$ [W/m <sup>2</sup> ]		
	Caída de temperatura interior esperada durante la parada		
	1K	2K	3K
1	11	22	45
2	6	11	22
3	4	9	16
4	2	7	13

(Fuente: [27])

## Anexo VI. Conductividad térmica y resistencia térmica de materiales constructivos, pavimentos-propiedades

Se presenta las conductividades térmicas de los elementos constructivos más usados en la tabla 4.10 y la resistencia térmica de los pavimentos más utilizados en la tabla 4.11.

Tabla 4.10. Conductividades térmicas de materiales.

Conductividades térmicas de materiales	
Material	Conductividad térmica [W/m °C]
Ladrillo macizo	0,87
ladrillo perforado	0,76
ladrillo hueco (bloque)	0,49
Hormigón armado normal	1,63
Rocas compactas	3,5
Hormigón con áridos ligeros	0,73
Mortero de cemento	1,4
Enlucido de yeso	0,3
Vidrio	0,95
Madera	0,15
Fundición y acero	58
Aluminio	204
Moquetas, alfombras	0,05
Poliestireno expandido tipo I	0,057
Poliestireno extrusionado	0,033
Polietileno reticulado PEX	0,038
Poliuretano	0,023
Lana mineral	0,042

(Fuente: [29])

Tabla 4.11. Resistencia térmica de los pavimentos más utilizados.

Resistencia R [m <sup>2</sup> . K/W]	Tipo de pavimento	Espesor [mm]	λ Conductividad térmica [W/(m.K)]
0,01	Mármol/Granito	23	1,60
	Cerámica/Gres	16	1,10
	Hormigo pulido	15	1,40
0,05	Linóleum	2,7	0,05
	Parquet laminado	10	0,20
0,10	Parquet laminado	15	0,15
	Tarima (No flotante)	17	0,17
	Moqueta/textil	5	0,05
0,15	Parquet laminado +barrera acústica*	15	0,10
	Tarima flotante**	12	0,08

\*elemento acústico en subbase

\*\*se incluye cámara de aire

(Fuente: [21])

## Anexo VII. Norma UNE EN 1264: Tablas de factores para el cálculo del conjunto de curvas características y curvas límites.

A continuación se presenta los valores de  $a_T$ ,  $a_u$  y  $a_D$  en función de la resistencia térmica del pavimento para el cálculo de las curvas características.

**Para todas las tablas:** los valores intermedios deben interpolarse. [32]

Tabla 4.12. Factor de paso  $a_T$

$R_{\lambda, B}$ $m^2 \cdot K/W$	0	0,05	0,10	0,15
$a_T$	1,23	1,188	1,156	1,134

(Fuente: [32])

Tabla 4.13. Factor de recubrimiento  $a_u$  en función de la resistencia térmica y del paso.

$R_{\lambda, B}$ $m^2 \cdot K/W$	0	0,05	0,10	0,15
$T$ (m)	$a_u$			
0,05	1,069	1,056	1,043	1,037
0,075	1,066	1,053	1,041	1,035
0,1	1,063	1,05	1,039	1,033 5
0,15	1,057	1,046	1,035	1,030 5
0,2	1,051	1,041	1,031 5	1,027 5
0,225	1,048	1,038	1,029 5	1,026
0,3	1,039 5	1,031	1,024	1,021
0,375	1,03	1,022 1	1,018 1	1,015

(Fuente: [32])

Tabla 4.14. Factor de diámetro exterior de tubería  $a_D$  en función de la resistencia térmica y del paso.

$R_{\lambda, B}$ $m^2 \cdot K/W$	0	0,05	0,10	0,15
$T$ (m)	$a_D$			
0,05	1,013	1,013	1,012	1,011
0,075	1,021	1,019	1,016	1,014
0,1	1,029	1,025	1,022	1,018
0,15	1,04	1,034	1,029	1,024
0,2	1,046	1,04	1,035	1,03
0,225	1,049	1,043	1,038	1,033
0,3	1,053	1,049	1,044	1,039
0,375	1,056	1,051	1,046	1,042

(Fuente: [32])

## Cálculo de las curvas límites

A continuación se presentan los valores de  $B_G$  y  $n_G$  para el cálculo de las curvas límites (tablas 4.15, 4.16, 4.17, y 4.18).

Tabla 4.15. Coeficiente  $B_G$  en función del paso  $T$ , para  $s_u/\lambda_E \leq 0,0792$ .

$\frac{s_u}{\lambda_E}$ $m^2 \cdot K/W$	0,01	0,020 8	0,029 2	0,037 5	0,045 8	0,054 2	0,062 5	0,070 8	0,079 2
$T$ m									
0,05	85,0	91,5	96,8	100	100	100	100	100	100
0,075	75,3	83,5	89,9	96,3	99,5	100	100	100	100
0,1	66,0	75,4	82,9	89,3	95,5	98,8	100	100	100
0,15	51,0	61,1	69,2	76,3	82,7	87,5	91,8	95,1	97,8
0,2	38,5	48,2	56,2	63,1	69,1	74,5	81,3	86,4	90,0
0,225	33,0	42,5	49,5	56,5	62	67,5	75,3	81,6	86,1
0,3	20,5	26,8	31,6	36,4	41,5	47,5	57,5	65,3	72,4
0,375	11,5	13,7	15,5	18,2	21,5	27,5	40,0	49,1	58,3

(Fuente: [32])

Tabla 4.16. Coeficiente  $B_G$  en función de la relación  $s_u/T$ , para  $s_u/\lambda_E > 0,0792$ .

$s_u/T$	$B_G$
0,173	27,5
0,20	40,0
0,25	57,5
0,30	69,5
0,35	78,2
0,40	84,4
0,45	88,3
0,50	91,6
0,55	94,0
0,60	96,3
0,65	98,6
0,70	99,8
> 0,75	100

(Fuente: [32])

Tabla 4.17. Exponente  $n_G$  en función del paso  $T$ , para  $s_u/\lambda_E \leq 0,0792$ .

$\frac{s_u}{\lambda_E}$ m <sup>2</sup> · K/W	0,01	0,020 8	0,029 2	0,037 5	0,045 8	0,054 2	0,062 5	0,070 8	0,079 2
$T$ m									
0,05	0,008	0,005	0,002	0	0	0	0	0	0
0,075	0,024	0,021	0,018	0,011	0,002	0	0	0	0
0,1	0,046	0,043	0,041	0,033	0,014	0,005	0	0	0
0,15	0,088	0,085	0,082	0,076	0,055	0,038	0,024	0,014	0,006
0,2	0,131	0,13	0,129	0,123	0,105	0,083	0,057	0,040	0,028
0,225	0,155	0,154	0,153	0,146	0,13	0,11	0,077	0,056	0,041
0,262 5	0,197	0,196	0,196	0,19	0,173	0,15	0,110	0,083	0,062
0,3	0,254	0,253	0,253	0,245	0,228	0,195	0,145	0,114	0,086
0,337 5	0,322	0,321	0,321	0,31	0,293	0,260	0,187	0,148	0,115
0,375	0,422	0,421	0,421	0,405	0,385	0,325	0,230	0,183	0,142

(Fuente: [32])

Tabla 4.18. Exponente  $n_G$  en función de la relación  $s_u/T$ , para  $s_u/\lambda_E > 0,0792$ .

$s_u/T$	$n_G$
0,173	0,320
0,20	0,230
0,25	0,145
0,30	0,097
0,35	0,067
0,40	0,048
0,45	0,033
0,50	0,023
0,55	0,015
0,60	0,009
0,65	0,005
0,70	0,002
> 0,75	0

(Fuente: [32])

## Anexo VIII. Procedimiento para la instalación del piso radiante

Las etapas necesarias a llevar a cabo para una correcta instalación del piso radiante se detallan a continuación:

**Preparación:** Una perfecta nivelación del forjado estructural o losa es indispensable. Además, se debe garantizar que el piso se encuentre limpio, seco, sin residuos de ningún material y con la menor rugosidad superficial posible.

Las instalaciones de agua sanitaria y eléctrica deben estar finalizadas, para evitar cualquier tipo de perforación posterior, al igual que las estructuras verticales como columnas, paredes u otras para disponer de dimensiones más exactas y no afectar a la capa de concreto. [11]

**Colocación del film antihumedad:** Para las habitaciones acondicionadas que se encuentren sobre el terreno, el sótano o en voladizo se coloca el film antihumedad antes de los paneles aislantes. Las láminas deben ser “de polietileno de al menos 0,15 mm de espesor con un mínimo de 80 mm de solape” [31], unas de otras y de los elementos verticales.

**Colocación de bandas perimetrales:** En las intersecciones del sistema de piso radiante con los elementos verticales se coloca bandas perimetrales, estas cubren desde el forjado estructural hasta el pavimento final. La característica principal de estas bandas es polietileno extruido con un espesor de 8 mm que “debe permitir un movimiento de la placa de 5 mm como mínimo” [31].

**Colocación de paneles aislantes:** Los paneles aislantes se colocan formando filas, solapados y montados fuertemente entre ellos. En caso de que la forma del panel no permita solaparlos, se podrán colocar varias capas de paneles escalonados o “colocados de tal manera que las juntas entre los paneles de una capa no estén en línea con la siguiente capa” [31], esto evitará puentes térmicos. Para cortarlos se utilizará una sierra, cutter o una herramienta cortante que permita un corte lo más recto posible.

**Colocación de juntas de dilatación:** Las juntas de dilatación se colocan por encima de los paneles aislantes para seccionar térmicamente superficies mayores a 40 [m<sup>2</sup>], teniendo especial atención en no dividir un circuito de piso radiante. También se colocan juntas de dilatación en los pasos de puertas. [21]

**Ubicación de colectores:** La ubicación de los colectores se determina considerando un sitio estratégico que facilite el tendido de los circuitos y brinde una ubicación central. Estos dispositivos deben colocarse a una adecuada altura que permita curvar y unir sin inconvenientes los tubos. Se recomienda aislar térmicamente los tubos de impulsión en las inmediaciones del colector para evitar un excesivo flujo de calor en la zona [21]. “No

alimentar una habitación con un colector que esté más bajo que ésta, pues el aire contenido en los tubos de la habitación no se podrá extraer a través del distribuidor” [19]. Si el edificio es de dos plantas se colocarán los colectores en la planta superior.

**Tendido de los circuitos:** La colocación de los circuitos de tubería se realizará de acuerdo al trazado determinado en el proyecto, según las configuraciones y los pasos de tubería definidos para cada circuito. Se recomienda realizar el tendido en frío y entre dos personas: una que desenrolle y otra que sujete los tubos al panel, empezando por la habitación más alejada para evitar pisar y desgastar los tubos. Los tubos no deben ubicarse por debajo del nivel de la habitación a la cual calentará, ya que aire podría quedar atrapado en de la tubería. [19] Una cobertura longitudinal de 20 [cm] es requerida para proteger los tubos cuando estos atraviesan una junta de dilatación. [55] El radio de curvatura mínimo del tubo en el circuito no debe ser menor a 5 veces el diámetro del mismo. [19]

Para la instalación, primero se junta uno de los extremos del tubo al colector-distribuidor, luego se tiende la tubería tratando de colocarla de ida en los extremos de la habitación según lo permita la configuración del circuito. Los tubos deben entrar y salir de los espacios a calentar por los espacios de las puertas. Para la distribución, los tubos son dirigidos por los pasillos, y se debe evitar cruces con los tubos de otros circuitos. Adicionalmente, es necesario cumplir lo siguiente: “se colocarán a más de 50 mm de las estructuras verticales y a 200 [mm] de los conductos de humo y las chimeneas francesas abiertas, de los cañones de chimenea con pared o sin ella y de los huecos de ascensores” [31]. Finalmente, una vez colocado todo el circuito, el otro extremo del tubo se conectará a la entrada del colector ubicada por debajo de la salida de la tubería de ida. [21]

**Ensayo de fugas:** Antes de la fundición de la capa de concreto, es indispensable realizar una prueba de fugas en los circuitos, mediante un ensayo de presión de estas características: “Esta no debe ser menor a 4 [bar], o no superior a 6 bar para sistemas estándar” [31]. La presión en los tubos debe mantenerse constante en el proceso de fundición para que el tubo consiga espacio para dilatarse. [19]

El procedimiento para la prueba, según el manual técnico Biofloor, tiene los siguientes pasos:

- a) Cerrar todas las válvulas de ida y retorno, tanto las del colector como las de cada circuito.
- b) Conectar una manguera para aportación de agua a la válvula de ida y otra para desagüe a la válvula del retorno del colector.
- c) Acoplar una bomba de presión en la válvula de llenado del sistema.
- d) Desbloquear los purgadores automáticos para que realicen adecuadamente la purga.

- e) Abrir las válvulas de llenado/vaciado de los colectores de ida y de retorno y la de alimentación al circuito, para verificar el adecuado funcionamiento de los purgadores. “Se recomienda realizar el llenado lentamente, para reducir al máximo la entrada de aire” [19].
- f) Se abre la válvula del colector de ida y el detentor en el colector de retorno de un circuito y se espera a que se haya eliminado completamente el aire y en la salida se observe un chorro de agua continuo.
- g) Aislar el circuito cerrando la válvula y el detentor (conexión para acoplar válvula manual o termostática) [56].
- h) Repetir los pasos e), f) y g) para todos los circuitos hasta llenar por completo el sistema sin aire.
- i) Abrir todas las válvulas y realizar el ensayo de presión.

En el ensayo también se debe considerar lo siguiente: “Durante las primeras horas la presión puede caer debido a la dilatación del tubo, en este caso, se rellena de nuevo el circuito hasta alcanzar el valor de presión deseado, posteriormente la presión se estabiliza (si no hay pérdidas y si la temperatura permanece constante)” [19]. El ensayo de presión se puede hacer con el agua de la red y a temperatura ambiente.

**Vertido del concreto (Fundición):** La formación de la capa de concreto sobre la tubería es muy importante, ya que en este volumen ocurre la transferencia de calor de los tubos al piso y posteriormente al espacio acondicionado. Para una buena formación de esta zona, el concreto debe colocarse en sentido longitudinal al circuito de tuberías, y se debe iniciar por las habitaciones de los extremos del edificio. [19] Conjuntamente, las siguientes recomendaciones técnicas son relevantes en este proceso:

- a) “El proceso debe realizarse a una temperatura del concreto y de la habitación no menor a 5 [°C] y posteriormente debe mantenerse a una temperatura de al menos 5 [°C] por cinco días. Además, la capa de concreto debe estar protegida contra la desecación por lo menos 3 días (se necesita un periodo más largo en caso de temperaturas más bajas o cementos de curado lento) y después de esto contra efectos nocivos, por ejemplo calor y sequedad, a fin de mantener bajo el índice de contracción” [31]
- b) “Si existe peligro de congelación, se debe utilizar un líquido de protección contra heladas. Cuando se inicia el funcionamiento normal, el fluido contra heladas se debe drenar y eliminar y después enjuagar tres veces con agua limpia” [31]
- c) La proporción de la mezcla según el IECA- Instituto Español del Cemento y sus aplicaciones: es 100 [kg] de cemento de categoría no menor a CEM II/A 32,5N; 500 [kg] de arena fina; 35 litros de agua y 1 litro de aditivo (aditivo para aumentar fluidez y reducir el contenido de agua y aire). Con esta mezcla “se pueden cubrir unos 6,3 [m<sup>2</sup>] aproximadamente de superficie de suelo radiante, para un espesor de losa de 45 [mm] (a contar justo por encima de la tubería).” [21]

**Calentamiento inicial:** Una vez seca la capa de concreto, se recomienda realizar un calentamiento inicial del sistema 21 días después del vertido del concreto [31], con el fin

de identificar tempranamente posibles problemas en la losa de concreto debido a la dilatación y poder repararlos antes de la colocación del pavimento final.

El procedimiento para el calentamiento inicial, según el manual técnico ALB, es:

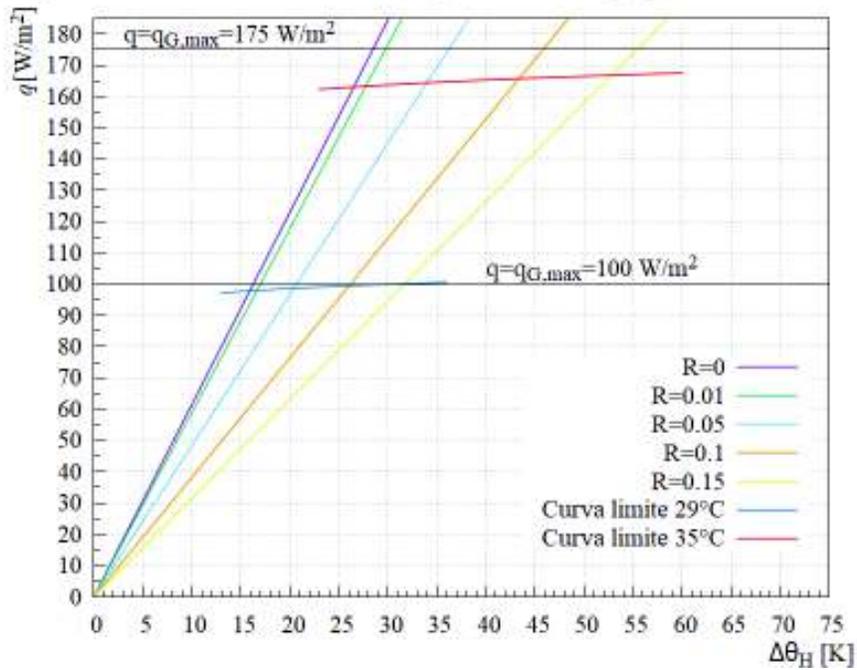
- a) Tener todos los componentes del sistema operativos, sistemas de regulación y fuente de calor, y las válvulas de todos los circuitos del sistema deben estar abiertas.
- b) Impulsar el agua caliente a una temperatura constante de entre 20 [°C] y 25 [°C], los cuales se mantendrá por un mínimo de tres días.
- c) Posteriormente, elevar la temperatura de impulsión a la temperatura máxima de diseño y mantenerla por al menos 4 días.
- d) Reducir y mantener la temperatura de impulsión nuevamente entre 20 [°C] y 25 [°C], por 1 día más.
- e) Revisar y reparar si se han producido danos estructurales debido a la dilatación, grietas o defectos graves en la capa de concreto o problemas en la tubería. [21]

**Colocación del pavimento final:** El pavimento final contribuye a eliminar al máximo la evaporación del concreto, y se debe colocar 28 días después del calentamiento inicial del sistema. [19] Cuando se coloque pavimento tipo rígido como cerámica, gres, mármol, o similares se debe dejar una pequeña separación a los elementos verticales y no se deberá cubrir y fijar dos capas de concreto separadas por una junta de dilatación. [21] El aislamiento de bandas perimetrales y de juntas de dilatación debe sobresalir del pavimento final y se deberán cortar luego de su colocación.

## Anexo IX. Curvas característica para $S_u=0,045[m]$

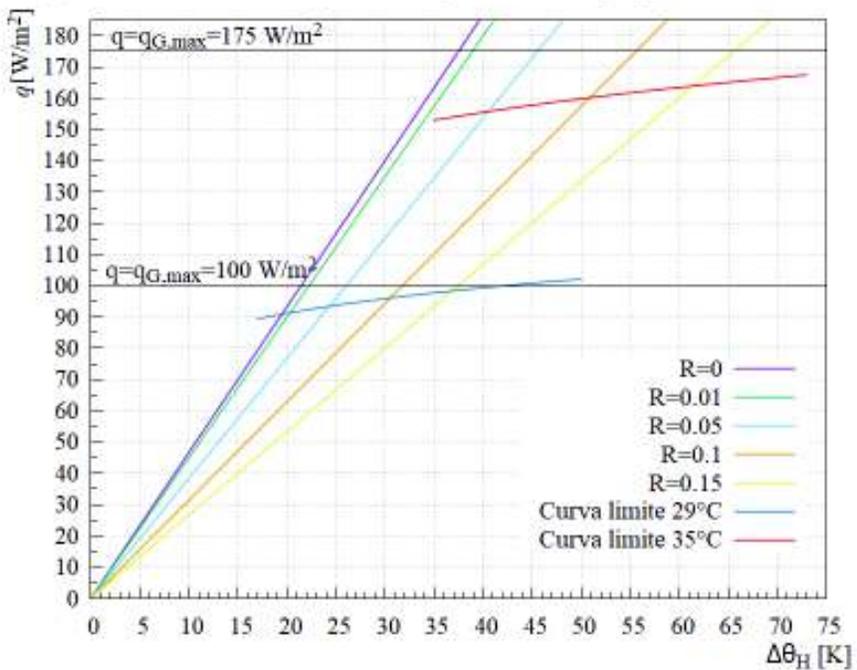
La figura 4.6 presenta las curvas características para un espesor de concreto  $s_u=0,0045[m]$ .

Conjunto de curvas características para  $T=0.10 [m]$ , concreto  $0.045 [m]$



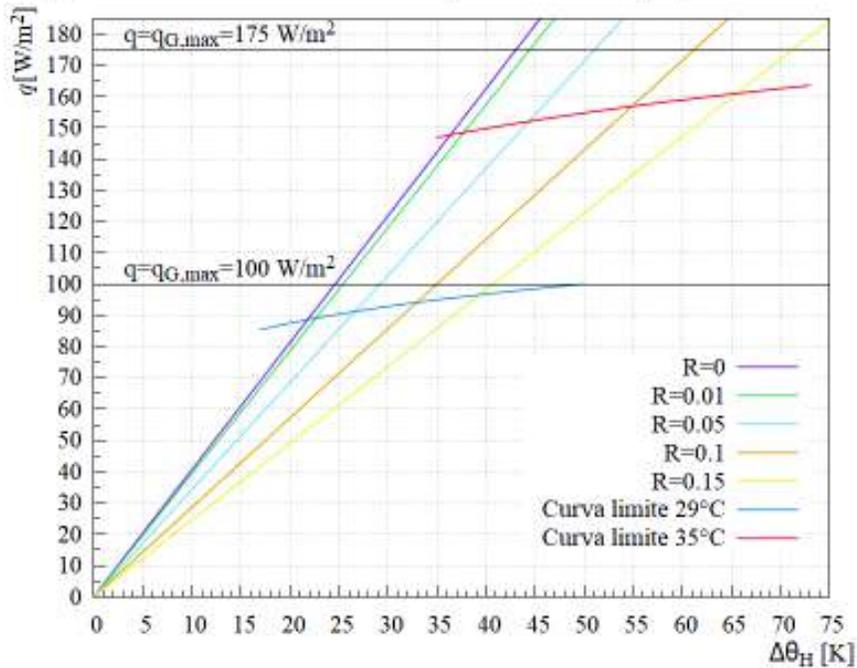
a)

Conjunto de curvas características para  $T=0.2 [m]$ , concreto  $0.045 [m]$



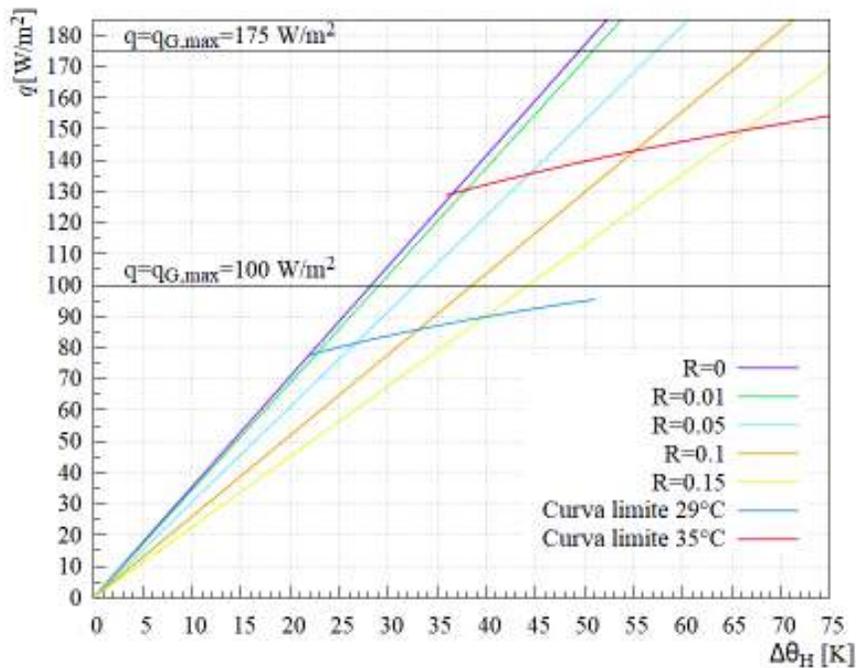
b)

Conjunto de curvas características para  $T=0.225$  [m], concret 0.045[m]



c)

Conjunto de curvas características para  $T=0.3$  [m], concreto 0.045[m]



d)

Figura 4.6. Conjunto de curvas características para  $su=0,045$ [m].  
 a) Para  $T=0,10$ [m]; b) Para  $T=0,2$ [m]; c) Para  $T=0,225$ [m]; d) Para  $T=0,3$ [m]  
 (Fuente: propia)

## Anexo X. Cotización de fuente de calor para el análisis

Las tablas 4.19; 4.20; y 4.21 muestran el desglose del costo para el sistema de bombas de calor, caldera de gas y de colectores solares planos respectivamente.

Tabla 4.19. Detalle de costos del sistema bomba de calor.

DESIGNACIÓN	CANT.	P.V.P.	IMPORTE
Bomba circuladora para sistemas de calentamiento por bomba de calor.	2	450,00	90,00
Vaina de inmersión de latón/cobre niquelado y 300mm de largo, rosca ½.	3	16,68	50,04
Sonda de temperatura Pt1000 para acumuladores, rango de temperatura -50....+80°C (indicadas para el montaje en vainas de inmersión).	3	19,60	58,80
Pasta termo conductora, indicada para sondas de temperatura en vainas de inmersión; la pasta termo conductora garantiza una buena transmisión térmica. 5g.	3	2,7	8,10
Deposito par agua caliente sanitaria y calefacción. Fabricado en acero al carbono y recubrimiento epoxi alimentaria para instalación sobre suelo en vertical con capacidad de 1000 litro. Incluye ánodo electrónico y boca de hombre DN-400.Garantía de 5 años.	1	3544,00	3544,00
Bomba de calor para ACS de 23kw 220v/3/60Mhz. Marca New Energy.	1	5000,00	5000,00
Vaso de expansión ACS de100 litros para instalación sobre suelo, conexión 1 ¼ macho. Incluida tubería Inox. de conexión	1	480,00	480,00
SUBTOTAL			
\$			10.040,94
DTO.			
\$			1.506,14
IVA			
\$			1.024,17
TOTAL			
\$			9.558,98

(Fuente: [38])

Tabla 4.20. Detalle de costos para el sistema de caldera de glp

DESIGNACIÓN	CANT.	P.V.P.	IMPORTE
Caldera de gas licuado de petróleo	1	5000,00	5000,00
SUBTOTAL			
\$			5000,00
DTO.			
\$			750,00
IVA			
\$			510,00
TOTAL			
\$			4 760,00

(Fuente: [38])

Tabla 4.21. Detalle de costos para el sistema de colectores solares planos

DESIGNACIÓN	CANT.	P.V.P.	IMPORTE
-------------	-------	--------	---------

Captador solar Siasol de 2 m (1,980 x 1.010 x 86 mm). A rea de absorvedor de 1,86 m con tratamiento selectivo azul y lamina de aluminio de 0,5 mm con soldadura con láser. Carcasa de aluminio anodizado y vidrio templado con bajo contenido en hierro de 3,20 mm. Aislamiento térmico de lana e vidrio de alta densidad de 30 mm de fon y 20 mm en los laterales. Incluye estructura de fijación en cubierta plana y 5 grados de inclinación. Garantía de 10 años	16	382,00	6112,00
Kit de accesorios de interconexión para series de cuatro captadores,4 tapones, 1 vaina para sonda de temperatura, purgador automático par altas temperaturas,4 llaves de corte y cruceta de bronce.	3	110,00	330,00
Estación Flowsol XL de doble ramal para grandes instalaciones hasta 100 m <sup>2</sup> , que contiene todos los componentes hidráulicos esenciales para hacer funcionar un sistema de energía solar térmica: Regulador Deltasol BX Plus, Bomba integrada de alta eficiencia energética. Válvulas de llenado y vaciado. Grupo de seguridad con conexión para el vaso de expansión de membrana, válvula de seguridad y manómetro. Soporte mural con material de fijación. Separador de aire para purgar manualmente.	1	1160,00	1160,00
Vaina de inmersión de latón/cobre niquelado y 300mm de largo, rosca ½	2	16,68	33,36
Vaina de inmersión de latón/cobre niquelado y 60mm de largo, rosca ½	3	11,76	35,28
Sonda de temperatura Pt 1000 para acumuladores, rango de temperatura -50...+180°C (Indicadas para el montaje en vainas de inmersión )	1	19,60	19,60
Sonda de temperatura Pt1000 para acumuladores, rango de temperatura -50....+80°C (indicadas para el montaje en vainas de inmersión	4	19,60	78,40
Pasta termo conductora, indicada para sondas de temperatura en vainas de inmersión; la pasta termo conductora garantiza una buena transmisión térmica. 5 g.	5	2,70	13,50
Fluido calo portador propilenglicol concentrado para sistemas primarios en instalaciones y suelo radiante con una concentración del 100%	10	7,78	77,80
Deposito interacumulador solar con serpentín espiral desmontable para el agua caliente sanitaria y calefacción. Fabricado en acero al carbono y recubierto epoxi alimentaria para instalación sobre suelo en vertical con capacidad de 1000 litros. Incluye ánodo electrónico y boca de hombre DN-400.Garantía 5 años	1	4800,00	4800,00
Bomba recirculadora para sistemas de calentamiento por bomba de calor.	1	450,00	450,00
Vaso de expansión solar de 18 litros para instalación sobre pared, conexión ¾ macho. Incluido soporte y tubería Inox de conexión	1	176,00	176,00
Vaso de expansión ACS de 100 litros para instalación sobre suelo, conexión 1 ¼ macho. Incluido tubería Inox de conexión	1	480,00	480,00
SUBTOTAL			
\$			13.765,94
D.T.O.			
\$			2.064,89
IVA			
\$			1.404,13
TOTAL			
\$			13.105,1

(Fuente: [38])

## Anexo XI. Cálculo de $U_k$ y cargas térmicas totales de diseño para todos los espacios acondicionados del refugio.

A continuación se presenta el cálculo de  $U_k$  y de las cargas térmicas para todos los espacios del refugio, la tabla 4.22 contiene el cálculo de  $U_k$ , y la tabla 4.23 presenta el cálculo de cargas térmicas.

Tabla 4.22. Cálculo de  $U_k$  para todos los elementos estructurales del refugio.

código	Cálculo de $U_k$	espesor s [m]	$\lambda$ [W/m.K]	R [m <sup>2</sup> .K/W]	$U_k$ [W/m <sup>2</sup> .K]
01	<b>Paredes exteriores aisladas</b>				
	Resistencia superficie interior (flujo térmico horizontal)			0,13	
	Enlucido de cemento interior	0,02	1,4	0,01	
	Ladrillo macizo	0,17	0,87	0,20	
	Poliestireno	0,05	0,057	0,88	
	Resistencia superficie exterior (flujo térmico horizontal)			0,04	
	<b>Espesor total y <math>U_k</math></b>	<b>0,24</b>		<b>1,13</b>	<b>0,89</b>
02	<b>Paredes interiores aisladas</b>				
	Resistencia superficie interior (flujo térmico horizontal)			0,13	
	Enlucido de cemento interior	0,015	1,4	0,01	
	Poliestireno	0,05	0,057	0,88	
	Bloque	0,15	0,49	0,31	
	Enlucido de cemento interior	0,015	1,4	0,01	
	Resistencia superficie interior (flujo térmico horizontal)			0,13	
	<b>Espesor total y <math>U_k</math></b>	<b>0,23</b>		<b>1,46</b>	<b>0,68</b>
12	<b>Puerta interior</b>				
	Resistencia superficie interior (flujo térmico horizontal)			0,13	
	Madera	0,05	0,15	0,33	
	Resistencia superficie interior (flujo térmico horizontal)			0,13	
	<b>Espesor total y <math>U_k</math></b>	<b>0,05</b>		<b>0,59</b>	<b>1,69</b>
13	<b>Puerta exterior</b>				
	Resistencia superficie interior (flujo térmico horizontal)			0,13	
	Madera	0,06	0,15	0,40	
	Resistencia superficie interior (flujo térmico horizontal)			0,13	
	<b>Espesor total y <math>U_k</math></b>	<b>0,06</b>		<b>0,66</b>	<b>1,52</b>
14	<b>Ventanas</b>				
	Resistencia superficie interior (flujo térmico horizontal)			0,13	
	Vidrio	0,005	0,95	0,01	
	Cámara de aire sin ventilar	0,05	0	0,18	
	Vidrio	0,005	0,95	0,01	
	Resistencia superficie exterior (flujo térmico horizontal)			0,04	
	<b>Espesor total y <math>U_k</math></b>	<b>0,06</b>		<b>0,36</b>	<b>2,77</b>
03	<b>Pared exterior aislada al terreno</b>				
	Resistencia superficie interior (flujo térmico horizontal)			0,13	
	Enlucido de cemento interior	0,02	1,4	0,01	
	ladrillo macizo	0,17	0,87	0,20	
	Poliestireno	0,05	0,057	0,88	
	Hormigón	0,08	1,63	0,05	
	Resistencia superficie exterior (flujo térmico horizontal)			0,04	

	<b>Espesor total y Uk</b>	<b>0,32</b>	<b>1,31</b>	<b>0,77</b>
11	<b>Techo planta alta</b>			
	Resistencia superficie interior (flujo térmico ascendente)			0,1
	panel de acero	0,002	58	0,00003
	panel de Poliuretano	0,03	0,023	1,30
	Mortero de cemento	0,1	1,4	0,07
	Poliestireno expandido	0,05	0,057	0,88
	Yeso (cielo falso)	0,045	0,3	0,15
	Resistencia superficie interior (flujo térmico ascendente)			0,10
	<b>Espesor total y Uk</b>	<b>0,227</b>	<b>2,60</b>	<b>0,38</b>
10	<b>Suelo planta alta madera (d. guardia)</b>			
	Resistencia superficie interior (flujo térmico descendente)			0,17
	Piso flotante	0,012	0,08	0,15
	Poliestireno	0,04	0,057	0,70
	Hormigón armado	0,3	1,63	0,18
	Yeso (cielo falso)	0,045	0,3	0,15
	Resistencia superficie interior (flujo térmico descendente)			0,17
	<b>Espesor total y Uk</b>	<b>0,40</b>	<b>1,53</b>	<b>0,66</b>
09	<b>Suelo planta alta cerámica (baño suite 2)</b>			
	Resistencia superficie interior (flujo térmico descendente)			0,17
	cerámica	0,016	1,1	0,01
	Poliestireno	0,04	0,057	0,70
	Hormigón armado	0,3	1,63	0,18
	Yeso (cielo falso)	0,045	0,3	0,15
	Resistencia superficie interior (flujo térmico descendente)			0,17
	<b>Espesor total y Uk</b>	<b>0,40</b>	<b>1,39</b>	<b>0,72</b>
08	<b>Suelo planta alta aislado al terreno (cerámica)</b>			
	Resistencia superficie interior (flujo térmico descendente)			0,17
	cerámica	0,016	1,1	0,01
	Poliestireno	0,04	0,057	0,70
	Hormigón armado	0,3	1,63	0,18
	Piedra compacta (cimientto)	0,6	3,5	0,17
	mortero de cemento (cimientto)	0,4	1,4	0,29
	<b>Espesor total y Uk</b>	<b>1,36</b>	<b>1,53</b>	<b>0,65</b>
24	<b>Suelo planta alta aislado al terreno (piso flotante)</b>			
	Resistencia superficie interior (flujo térmico descendente)			0,17
	Piso flotante	0,012	0,08	0,15
	Poliestireno	0,04	0,057	0,70
	Hormigón armado	0,3	1,63	0,18
	Piedra compacta (cimientto)	0,6	3,5	0,17
	mortero de cemento (cimientto)	0,4	1,4	0,29
	<b>Espesor total y Uk</b>	<b>1,352</b>	<b>1,66</b>	<b>0,60</b>
06	<b>suelo planta baja aislado al terreno (cerámica)</b>			
	Resistencia superficie interior (flujo térmico descendente)			0,17
	cerámica	0,016	1,1	0,01
	Poliestireno	0,04	0,057	0,70
	Hormigón armado	0,3	1,63	0,18
	Piedra compacta (cimientto)	0,6	3,5	0,17
	mortero de cemento (cimientto)	0,4	1,4	0,29
	<b>Espesor total y Uk</b>	<b>1,356</b>	<b>1,53</b>	<b>0,65</b>

<b>05</b>	<b>Paredes interiores baños aisladas</b>			
	Resistencia superficie interior (flujo térmico horizontal)			0,13
	cerámica	0,016	1,1	0,01
	Enlucido de cemento interior	0,015	1,4	0,01
	Poliestireno	0,05	0,057	0,88
	Bloque	0,15	0,49	0,31
	Enlucido de cemento interior	0,015	1,4	0,01
	Resistencia superficie interior (flujo térmico horizontal)			0,13
	<b>Espesor total y U<sub>k</sub></b>	<b>0,246</b>	<b>1,48</b>	<b>0,68</b>
<b>04</b>	<b>Paredes exteriores baños aisladas</b>			
	Resistencia superficie interior (flujo térmico horizontal)			0,13
	cerámica	0,016	1,1	0,015
	Enlucido de cemento interior	0,02	1,4	0,014
	Poliestireno	0,05	0,057	0,88
	Ladrillo macizo	0,17	0,87	0,20
	Resistencia superficie exterior (flujo térmico horizontal)			0,04
	<b>Espesor total y U<sub>k</sub></b>	<b>0,26</b>	<b>1,27</b>	<b>0,79</b>

(Fuente: propia)

A continuación, en la tabla 4.23 se presenta las hojas de cálculo de cargas térmicas de todos los espacios calentados.

Tabla 4.23. Cálculo de las cargas térmicas de diseño totales para todos los espacios

### CÁLCULO DE LA CARGA TÉRMICA SALA-COMEDOR

#### Datos de temperatura

Temperatura exterior de diseño	$\theta_e$ [°C]	1,9
Temperatura interior de diseño	$\theta_{int}$ [°C]	20
Diferencia de temperatura de diseño	$\theta_{int}-\theta_e$ [°C]	18,1

#### Pérdidas térmicas por transmisión

Código	Elemento	$f_k$	$A_k$	$U_k$	$f_k \cdot A_k \cdot U_k$
		p.u	m <sup>2</sup>	W/ m <sup>2</sup> .K	W/K
01	Pared exterior frontal O	1,4	16,50	0,89	20,49
14	Ventana pared frontal	1,6	2,10	2,77	9,32
13	Puerta exterior pared frontal	1,6	3,68	1,52	8,92
02	Pared interior frontal	1,12	12,14	0,68	9,29
03	Pared exterior al terreno N	1,4	25,08	0,77	26,89
01	Pared exterior al aire N	1,4	6,38	0,89	7,93
14	Ventana pared N	1,6	7,20	2,77	31,96
01	Pared exterior E	1,4	8,00	0,89	9,93
16	Ventana pared E	1,6	15,60	2,77	69,23
01	Pared exterior S	1,4	16,44	0,89	20,42
14	Ventana pared S	1,6	4,86	2,77	21,58
13	Puerta exterior pared S	1,6	1,80	1,52	4,36
02	Pared interior S	1,12	23,28	0,68	17,80
12	Puerta interior pared S	1,6	1,80	1,69	4,85
06	Suelo planta baja aislado al terreno	0,3	120,36	0,65	23,64
Coeficiente de pérdida térmica por transmisión total $H_T = \sum f_k \cdot A_k \cdot U_k$ [W/K]					<b>262,98</b>
<b>Pérdida térmica por transmisión total <math>Q_T = H_T \cdot (\theta_{int} - \theta_e)</math> [W]</b>					<b>4760,0</b>

#### Pérdidas térmicas por ventilación

Volumen interior	$V_i$	m <sup>3</sup>	397,19
Índice de renovación mínima de aire	$n_{min}$	1/h	2
Coeficiente de pérdida térmica por ventilación total $H_v = 0,217 \cdot V_i \cdot n_{min}$ [W/K]			<b>172,38</b>

Pérdida térmica por ventilación total	$Q_V = H_v \cdot (\theta_{int} - \theta_e)$ [W]	3120,07
<b>Pérdida térmica de diseño por transmisión y ventilación</b>	<b><math>Q_T + Q_V</math></b> [W]	<b>7880,04</b>
Factor de corrección por temperatura más alta	$f_{\Delta\theta}$ 1	
<b>Pérdida térmica de diseño total</b>	<b><math>Q = (Q_T + Q_V) \cdot f_{\Delta\theta}</math></b> [W]	<b>7880,04</b>

#### Capacidad de calentamiento

Superficie del suelo	A	m <sup>2</sup>	108,32	
Tiempo de recalentamiento	$f_{RH}$	W/m <sup>2</sup>	13	
<b>Capacidad de calentamiento total</b>	<b><math>Q_{RH} = A \cdot f_{RH}</math></b>	<b>[W]</b>		<b>1408,21</b>
<b>Carga térmica de diseño total</b>	<b><math>Q_{HL} = Q + Q_{RH}</math></b>	<b>[W]</b>		<b>9288,26</b>

## CÁLCULO DE LA CARGA TÉRMICA DEL DORMITORIO GENERAL 1

### Datos de temperatura

Temperatura exterior de diseño	$\theta_e$ [°C]	1,9
Temperatura interior de diseño	$\theta_{int}$ [°C]	20
Diferencia de temperatura de diseño	$\theta_{int} - \theta_e$ [°C]	18,1

### Pérdidas térmicas por transmisión

Código	Elemento	$f_k$	$A_k$	$U_k$	$f_k \cdot A_k \cdot U_k$
		p.u	m <sup>2</sup>	W/ m <sup>2</sup> .K	W/K
01	Pared exterior frontal O	1,4	24,88	0,89	30,91
14	Ventana pared O	1,6	0,75	2,77	3,33
01	Pared exterior N	1,4	43,76	0,89	54,36
01	Pared exterior posterior E	1,4	17,86	0,89	22,19
14	Ventana pared E	1,6	7,77	2,77	34,48
02	Pared interior S	1,12	8,83	0,68	6,75
12	Puerta interior S	1,6	1,80	1,69	4,85
08	Suelo planta alta aislado al terreno	0,3	38,22	0,65	7,51
11	Techo planta alta	0,9	38,78	0,38	13,41
Coeficiente de pérdida térmica por transmisión total $H_T = \sum f_k \cdot A_k \cdot U_k$ [W/K]					<b>177,79</b>
<b>Pérdida térmica por transmisión total</b> $Q_T = H_T \cdot (\theta_{int} - \theta_e)$ [W]					<b>3218,0</b>

### Pérdidas térmicas por ventilación

Volumen interior	$V_i$	m <sup>3</sup>	199,89	
Índice de renovación mínima de aire	$n_{min}$	1/h	0,5	
Coeficiente de pérdida térmica por ventilación total	$H_v = 0,217 \cdot V_i \cdot n_{min}$	[W/K]		<b>21,68</b>
<b>Pérdida térmica por ventilación total</b>	<b><math>Q_V = H_v \cdot (\theta_{int} - \theta_e)</math></b>	<b>[W]</b>		<b>392,41</b>
<b>Pérdida térmica de diseño por transmisión y ventilación</b>	<b><math>Q_T + Q_V</math></b>	<b>[W]</b>		<b>3610,43</b>
Factor de corrección por temperatura más alta	$f_{\Delta\theta}$	1		
<b>Pérdida térmica de diseño total</b>	<b><math>Q = (Q_T + Q_V) \cdot f_{\Delta\theta}</math></b>	<b>[W]</b>		<b>3610,43</b>

### Capacidad de calentamiento

Superficie del suelo	A	m <sup>2</sup>	34,398	
Tiempo de recalentamiento	$f_{RH}$	W/m <sup>2</sup>	13	
<b>Capacidad de calentamiento total</b>	<b><math>Q_{RH} = A \cdot f_{RH}</math></b>	<b>[W]</b>		<b>447,2</b>
<b>Carga térmica de diseño total</b>	<b><math>Q_{HL} = Q + Q_{RH}</math></b>	<b>[W]</b>		<b>4057,6</b>

## CÁLCULO DE LA CARGA TÉRMICA DEL DORMITORIO GENERAL 2

### Datos de temperatura

Temperatura exterior de diseño	$\theta_e$ [°C]	1,9
Temperatura interior de diseño	$\theta_{int}$ [°C]	20

Diferencia de temperatura de diseño	$\theta_{int}-\theta_e$ [°C]	18,1
-------------------------------------	------------------------------	------

### Pérdidas térmicas por transmisión

Código	Elemento	$f_k$	$A_k$	$U_k$	$f_k \cdot A_k \cdot U_k$
		p.u	m <sup>2</sup>	W/ m <sup>2</sup> .K	W/K
02	Pared interior frontal O	1,12	28,76	0,68	21,99
12	Puerta pared O	1,6	1,80	1,69	4,85
02	Pared interior N N/A	0	0,00	0,00	0,00
01	Pared exterior E	1,4	24,99	0,89	31,05
14	Ventana pared E	1,6	5,57	2,77	24,70
02	Pared interior S N/A	0	0,00	0,00	0,00
08	Suelo planta alta aislado al terreno	0,3	40,68	0,65	7,99
11	Techo planta alta	0,9	41,15	0,38	14,23
Coeficiente de pérdida térmica por transmisión total $H_T = \sum f_k \cdot A_k \cdot U_k$ [W/K]					<b>104,81</b>
<b>Pérdida térmica por transmisión total <math>Q_T = H_T \cdot (\theta_{int} - \theta_e)</math> [W]</b>					<b>1897,0</b>

### Pérdidas térmicas por ventilación

Volumen interior	$V_i$	m <sup>3</sup>	173,30
Índice de renovación mínima de aire	$n_{min}$	1/h	0,5
Coeficiente de pérdida térmica por ventilación total $H_v = 0,217 \cdot V_i \cdot n_{min}$ [W/K]			<b>18,80</b>
Pérdida térmica por ventilación total $Q_v = H_v \cdot (\theta_{int} - \theta_e)$ [W]			<b>340,33</b>
<b>Pérdida térmica de diseño por transmisión y ventilación <math>Q_T + Q_v</math> [W]</b>			<b>2237,34</b>
Factor de corrección por temperatura más alta	$f_{\Delta\theta}$	1	
<b>Pérdida térmica de diseño total <math>Q = (Q_T + Q_v) \cdot f_{\Delta\theta}</math> [W]</b>			<b>2237,34</b>

### Capacidad de calentamiento

Superficie del suelo	A	m <sup>2</sup>	36,612
Tiempo de recalentamiento	$f_{RH}$	W/m <sup>2</sup>	13
Capacidad de calentamiento total $Q_{RH} = A \cdot f_{RH}$ [W]			<b>475,96</b>
Carga térmica de diseño total $Q_{HL} = Q + Q_{RH}$ [W]			<b>2713,29</b>

## CÁLCULO DE LA CARGA TÉRMICA BAÑO GENERAL

### Datos de temperatura

Temperatura exterior de diseño	$\theta_e$ [°C]	1,9
Temperatura interior de diseño	$\theta_{int}$ [°C]	24
Diferencia de temperatura de diseño	$\theta_{int}-\theta_e$ [°C]	22,1

### Pérdidas térmicas por transmisión

Código	Elemento	$f_k$	$A_k$	$U_k$	$f_k \cdot A_k \cdot U_k$
		p.u	m <sup>2</sup>	W/ m <sup>2</sup> .K	W/K
05	Pared baño interior frontal O	1,12	8,11	0,68	6,14
12	Puerta pared O	1,6	1,80	1,69	4,85
02	Pared interior N N/A	0	0,00	0,00	0,00
04	Pared baño exterior E	1,4	8,38	0,79	9,22
14	Ventana pared E	1,6	1,53	2,77	6,79
02	Pared interior S N/A	0	0,00	0,68	0,00
08	Suelo planta alta aislado al terreno	0,3	15,99	0,65	3,14
11	Techo planta alta	0,9	16,48	0,38	5,70
Coeficiente de pérdida térmica por transmisión total $H_T = \sum f_k \cdot A_k \cdot U_k$ [W/K]					<b>35,84</b>
<b>Pérdida térmica por transmisión total <math>Q_T = H_T \cdot (\theta_{int} - \theta_e)</math> [W]</b>					<b>792,2</b>

### Pérdidas térmicas por ventilación

Volumen interior	$V_i$	$m^3$	55,16	
Índice de renovación mínima de aire	$n_{min}$	1/h	1,5	
Coeficiente de pérdida térmica por ventilación total	$H_v=0,217 \cdot V_i \cdot n_{min}$		[W/K]	<b>17,96</b>
Pérdida térmica por ventilación total	$Q_v=H_v \cdot (\theta_{int} - \theta_e)$		[W]	<b>396,82</b>
<b>Pérdida térmica de diseño por transmisión y ventilación</b>				<b><math>Q_T+Q_v</math> [W]</b>
				<b>1188,98</b>
Factor de corrección por temperatura más alta	$f_{\Delta\theta}$	1,6		
<b>Pérdida térmica de diseño total</b>	<b><math>Q=(Q_T + Q_v) \cdot f_{\Delta\theta}</math></b>		<b>[W]</b>	<b>1902,37</b>

#### Capacidad de calentamiento

Superficie del suelo	A	$m^2$	14,39	
Tiempo de recalentamiento	$f_{RH}$	$W/m^2$	13	
<b>Capacidad de calentamiento total</b>	<b><math>Q_{RH}=A \cdot f_{RH}</math></b>		<b>[W]</b>	<b>187,08</b>
<b>Carga térmica de diseño total</b>	<b><math>Q_{HL}=Q+Q_{RH}</math></b>		<b>[W]</b>	<b>2089,45</b>

## CÁLCULO DE LA CARGA TÉRMICA SUITE 1

### Datos de temperatura

Temperatura exterior de diseño	$\theta_e$ [°C]	1,9
Temperatura interior de diseño	$\theta_{int}$ [°C]	20
Diferencia de temperatura de diseño	$\theta_{int}-\theta_e$ [°C]	18,1

### Pérdidas térmicas por transmisión

Código	Elemento	$f_k$	$A_k$	$U_k$	$f_k \cdot A_k \cdot U_k$	
		p.u	$m^2$	$W/m^2 \cdot K$	W/K	
02	Pared interior frontal O	1,12	12,84	0,68	9,82	
01	Pared exterior N	1,4	12,13	0,89	15,07	
01	Pared exterior E	1,4	4,39	0,89	5,46	
14	Ventana pared E	1,6	6,43	2,77	28,52	
11	Techo planta alta	0,9	28,17	0,38	9,74	
Coeficiente de pérdida térmica por transmisión total				$H_T=\sum f_k \cdot A_k \cdot U_k$	[W/K]	<b>68,60</b>
<b>Pérdida térmica por transmisión total</b>				<b><math>Q_T=H_T \cdot (\theta_{int} - \theta_e)</math></b>	<b>[W]</b>	<b>1241,7</b>

### Pérdidas térmicas por ventilación

Volumen interior	$V_i$	$m^3$	83,95	
Índice de renovación mínima de aire	$n_{min}$	1/h	0,5	
Coeficiente de pérdida térmica por ventilación total	$H_v=0,217 \cdot V_i \cdot n_{min}$		[W/K]	<b>9,11</b>
Pérdida térmica por ventilación total	$Q_v=H_v \cdot (\theta_{int} - \theta_e)$		[W]	<b>164,86</b>
<b>Pérdida térmica de diseño por transmisión y ventilación</b>				<b><math>Q_T+Q_v</math> [W]</b>
				<b>1406,57</b>
Factor de corrección por temperatura más alta	$f_{\Delta\theta}$	1		
<b>Pérdida térmica de diseño total</b>	<b><math>Q=(Q_T + Q_v) \cdot f_{\Delta\theta}</math></b>		<b>[W]</b>	<b>1406,57</b>

### Capacidad de calentamiento

Superficie del suelo	A	$m^2$	25,35	
Tiempo de recalentamiento	$f_{RH}$	$W/m^2$	13	
<b>Capacidad de calentamiento total</b>	<b><math>Q_{RH}=A \cdot f_{RH}</math></b>		<b>[W]</b>	<b>329,59</b>
<b>Carga térmica de diseño total</b>	<b><math>Q_{HL}=Q+Q_{RH}</math></b>		<b>[W]</b>	<b>1736,16</b>

## CÁLCULO DE LA CARGA TÉRMICA BAÑO SUITE 1

### Datos de temperatura

Temperatura exterior de diseño	$\theta_e$ [°C]	1,9
Temperatura interior de diseño	$\theta_{int}$ [°C]	24
Diferencia de temperatura de diseño	$\theta_{int}-\theta_e$ [°C]	22,1

### Pérdidas térmicas por transmisión

Código	Elemento	$f_k$	$A_k$	$U_k$	$f_k \cdot A_k \cdot U_k$
		p.u	m <sup>2</sup>	W/ m <sup>2</sup> .K	W/K
05	Pared baño interior frontal O	1,12	6,10	0,68	4,62
04	Pared baño exterior E	1,4	4,57	0,79	5,03
14	Ventana pared E	1,6	1,53	2,77	6,79
08	Suelo planta alta aislado al terreno	0,3	5,91	0,65	1,16
11	Techo planta alta	0,9	5,91	0,38	2,04
Coeficiente de pérdida térmica por transmisión total $H_T = \sum f_k \cdot A_k \cdot U_k$ [W/K]					<b>19,64</b>
<b>Pérdida térmica por transmisión total <math>Q_T = H_T \cdot (\theta_{int} - \theta_e)</math> [W]</b>					<b>434,0</b>
<b>Pérdidas térmicas por ventilación</b>					
Volumen interior		$V_i$	m <sup>3</sup>	18,08	
Índice de renovación mínima de aire		$n_{min}$	1/h	1,5	
Coeficiente de pérdida térmica por ventilación total $H_v = 0,217 \cdot V_i \cdot n_{min}$ [W/K]					<b>5,89</b>
Pérdida térmica por ventilación total $Q_v = H_v \cdot (\theta_{int} - \theta_e)$ [W]					<b>130,09</b>
<b>Pérdida térmica de diseño por transmisión y ventilación <math>Q_T + Q_v</math> [W]</b>					<b>564,13</b>
Factor de corrección por temperatura más alta		$f_{\Delta\theta}$	1,6		
<b>Pérdida térmica de diseño total <math>Q = (Q_T + Q_v) \cdot f_{\Delta\theta}</math> [W]</b>					<b>902,60</b>

### Capacidad de calentamiento

Superficie del suelo	A	m <sup>2</sup>	5,32	
Tiempo de recalentamiento	$f_{RH}$	W/m <sup>2</sup>	13	
<b>Capacidad de calentamiento total <math>Q_{RH} = A \cdot f_{RH}</math> [W]</b>				<b>69,15</b>
<b>Carga térmica de diseño total <math>Q_{HL} = Q + Q_{RH}</math> [W]</b>				<b>971,75</b>

## CÁLCULO DE LA CARGA TÉRMICA SUITE 2

### Datos de temperatura

Temperatura exterior de diseño	$\theta_e$ [°C]	1,9
Temperatura interior de diseño	$\theta_{int}$ [°C]	20
Diferencia de temperatura de diseño	$\theta_{int} - \theta_e$ [°C]	18,1

### Pérdidas térmicas por transmisión

Código	Elemento	$f_k$	$A_k$	$U_k$	$f_k \cdot A_k \cdot U_k$
		p.u	m <sup>2</sup>	W/ m <sup>2</sup> .K	W/K
01	Pared exterior E	1,4	4,39	0,89	5,46
14	Ventana pared E	1,6	6,43	2,77	28,52
01	Pared exterior S	1,4	12,19	0,89	15,14
11	Techo planta alta	0,9	24,98	0,38	8,64
Coeficiente de pérdida térmica por transmisión total $H_T = \sum f_k \cdot A_k \cdot U_k$ [W/K]					<b>57,75</b>
<b>Pérdida térmica por transmisión total <math>Q_T = H_T \cdot (\theta_{int} - \theta_e)</math> [W]</b>					<b>1045,3</b>

### Pérdidas térmicas por ventilación

Volumen interior		$V_i$	m <sup>3</sup>	74,44	
Índice de renovación mínima de aire		$n_{min}$	1/h	0,5	
Coeficiente de pérdida térmica por ventilación total $H_v = 0,217 \cdot V_i \cdot n_{min}$ [W/K]					<b>8,08</b>
Pérdida térmica por ventilación total $Q_v = H_v \cdot (\theta_{int} - \theta_e)$ [W]					<b>146,19</b>
<b>Pérdida térmica de diseño por transmisión y ventilación <math>Q_T + Q_v</math> [W]</b>					<b>1191,52</b>
Factor de corrección por temperatura más alta		$f_{\Delta\theta}$	1		
<b>Pérdida térmica de diseño total <math>Q = (Q_T + Q_v) \cdot f_{\Delta\theta}</math> [W]</b>					<b>1191,52</b>

### Capacidad de calentamiento

Superficie del suelo	A	m <sup>2</sup>	22,48	
----------------------	---	----------------	-------	--

Tiempo de recalentamiento	$f_{RH}$	W/m <sup>2</sup>	13	
<b>Capacidad de calentamiento total</b>	<b><math>Q_{RH}=A \cdot f_{RH}</math></b>			<b>[W]</b>
				<b>292,27</b>
<b>Carga térmica de diseño total</b>	<b><math>Q_{HL}=Q+Q_{RH}</math></b>			<b>[W]</b>
				<b>1483,79</b>

## CÁLCULO DE LA CARGA TÉRMICA BAÑO SUITE 2

### Datos de temperatura

Temperatura exterior de diseño	$\theta_e$ [°C]	1,9
Temperatura interior de diseño	$\theta_{int}$ [°C]	24
Diferencia de temperatura de diseño	$\theta_{int}-\theta_e$ [°C]	22,1

### Pérdidas térmicas por transmisión

Código	Elemento	$f_k$	$A_k$	$U_k$	$f_k \cdot A_k \cdot U_k$
		p.u	m <sup>2</sup>	W/ m <sup>2</sup> .K	W/K
05	Pared baño interior frontal O	1,12	5,58	0,68	4,23
04	Pared baño exterior E	1,4	3,77	0,79	4,15
14	Ventana pared E	1,6	1,82	2,77	8,05
05	Pared baño interior S	1,12	9,25	0,68	7,00
09	Suelo planta alta baño suite 2 cerámica	0,9	5,25	0,72	3,40
11	Techo planta alta	0,9	5,25	0,38	1,81
Coeficiente de pérdida térmica por transmisión total $H_T=\sum f_k \cdot A_k \cdot U_k$ [W/K]					<b>28,65</b>
<b>Pérdida térmica por transmisión total <math>Q_T=H_T \cdot (\theta_{int} - \theta_e)</math></b> [W]					<b>633,1</b>

### Pérdidas térmicas por ventilación

Volumen interior	$V_i$	m <sup>3</sup>	18,60		
Índice de renovación mínima de aire	$n_{min}$	1/h	1,5		
Coeficiente de pérdida térmica por ventilación total	$H_v=0,217 \cdot V_i \cdot n_{min}$ [W/K]			<b>6,06</b>	
Pérdida térmica por ventilación total	$Q_v=H_v \cdot (\theta_{int} - \theta_e)$ [W]			<b>133,83</b>	
<b>Pérdida térmica de diseño por transmisión y ventilación <math>Q_T+Q_v</math></b> [W]					<b>766,98</b>
Factor de corrección por temperatura más alta	$f_{\Delta\theta}$		1,6		
<b>Pérdida térmica de diseño total <math>Q=(Q_T + Q_v) \cdot f_{\Delta\theta}</math></b> [W]					<b>1227,17</b>

### Capacidad de calentamiento

Superficie del suelo	A	m <sup>2</sup>	4,72	
Tiempo de recalentamiento	$f_{RH}$	W/m <sup>2</sup>	13	
<b>Capacidad de calentamiento total</b>	<b><math>Q_{RH}=A \cdot f_{RH}</math></b>			<b>[W]</b>
				<b>61,41</b>
<b>Carga térmica de diseño total</b>	<b><math>Q_{HL}=Q+Q_{RH}</math></b>			<b>[W]</b>
				<b>1288,59</b>

## CÁLCULO DE LA CARGA TÉRMICA DEL HALL PA

### Datos de temperatura

Temperatura exterior de diseño	$\theta_e$ [°C]	1,9
Temperatura interior de diseño	$\theta_{int}$ [°C]	20
Diferencia de temperatura de diseño	$\theta_{int}-\theta_e$ [°C]	18,1

### Pérdidas térmicas por transmisión

Código	Elemento	$f_k$	$A_k$	$U_k$	$f_k \cdot A_k \cdot U_k$
		p.u	m <sup>2</sup>	W/ m <sup>2</sup> .K	W/K
01	Pared exterior frontal O	1,4	9,64	0,89	11,97
14	Ventana pared frontal	1,6	6,61	2,77	29,32
01	Pared exterior N	1,4	14,72	0,89	18,29
02	Pared interior N	1,12	6,56	0,68	5,01
01	Pared exterior S	1,4	12,72	0,89	15,81

11	Techo planta alta	0,9	43,14	0,38	14,92
Coeficiente de pérdida térmica por transmisión total $H_T = \sum f_k \cdot A_k \cdot U_k$ [W/K]					<b>95,31</b>
<b>Pérdida térmica por transmisión total <math>Q_T = H_T \cdot (\theta_{int} - \theta_e)</math> [W]</b>					<b>1725,2</b>

#### Pérdidas térmicas por ventilación

Volumen interior	$V_i$	m <sup>3</sup>	128,56
Índice de renovación mínima de aire	$n_{min}$	1/h	0,5
Coeficiente de pérdida térmica por ventilación total	$H_v = 0,217 \cdot V_i \cdot n_{min}$ [W/K]		<b>13,95</b>
Pérdida térmica por ventilación total	$Q_v = H_v \cdot (\theta_{int} - \theta_e)$ [W]		<b>252,47</b>
<b>Pérdida térmica de diseño por transmisión y ventilación <math>Q_T + Q_v</math> [W]</b>			<b>1977,65</b>
Factor de corrección por temperatura más alta	$f_{\Delta\theta}$	1	
<b>Pérdida térmica de diseño total <math>Q = (Q_T + Q_v) \cdot f_{\Delta\theta}</math> [W]</b>			<b>1977,65</b>

#### Capacidad de calentamiento

Superficie del suelo	A	m <sup>2</sup>	38,83
Tiempo de recalentamiento	$f_{RH}$	W/m <sup>2</sup>	13
<b>Capacidad de calentamiento total <math>Q_{RH} = A \cdot f_{RH}</math> [W]</b>			<b>504,74</b>
<b>Carga térmica de diseño total <math>Q_{HL} = Q + Q_{RH}</math> [W]</b>			<b>2482,39</b>

### CÁLCULO DE LA CARGA TÉRMICA DORMITORIO DE GUARDIA

#### Datos de temperatura

Temperatura exterior de diseño	$\theta_e$ [°C]	1,9
Temperatura interior de diseño	$\theta_{int}$ [°C]	20
Diferencia de temperatura de diseño	$\theta_{int} - \theta_e$ [°C]	18,1

#### Pérdidas térmicas por transmisión

Código	Elemento	$f_k$	$A_k$	$U_k$	$f_k \cdot A_k \cdot U_k$
		p.u	m <sup>2</sup>	W/ m <sup>2</sup> .K	W/K
01	Pared exterior frontal O	1,4	11,28	0,89	14,01
14	Ventana pared frontal	1,6	1,05	2,77	4,66
02	Pared interior N	1,12	10,35	0,68	7,91
02	Pared interior E	1,12	10,53	0,68	8,05
12	Puerta interior E	1,6	1,80	1,69	4,85
02	Pared interior S	1,12	12,77	0,68	9,76
10	Suelo planta alta D. guardia	0,3	12,70	0,66	2,50
11	Techo planta alta	0,9	12,70	0,38	4,39
Coeficiente de pérdida térmica por transmisión total $H_T = \sum f_k \cdot A_k \cdot U_k$ [W/K]					<b>56,14</b>
<b>Pérdida térmica por transmisión total <math>Q_T = H_T \cdot (\theta_{int} - \theta_e)</math> [W]</b>					<b>1016,1</b>

#### Pérdidas térmicas por ventilación

Volumen interior	$V_i$	m <sup>3</sup>	41,90
Índice de renovación mínima de aire	$n_{min}$	1/h	0,5
Coeficiente de pérdida térmica por ventilación total	$H_v = 0,217 \cdot V_i \cdot n_{min}$ [W/K]		<b>4,55</b>
Pérdida térmica por ventilación total	$Q_v = H_v \cdot (\theta_{int} - \theta_e)$ [W]		<b>82,28</b>
<b>Pérdida térmica de diseño por transmisión y ventilación <math>Q_T + Q_v</math> [W]</b>			<b>1098,34</b>
Factor de corrección por temperatura más alta	$f_{\Delta\theta}$	1	
<b>Pérdida térmica de diseño total <math>Q = (Q_T + Q_v) \cdot f_{\Delta\theta}</math> [W]</b>			<b>1098,34</b>

#### Capacidad de calentamiento

Superficie del suelo	A	m <sup>2</sup>	10,43
Tiempo de recalentamiento	$f_{RH}$	W/m <sup>2</sup>	13
<b>Capacidad de calentamiento total <math>Q_{RH} = A \cdot f_{RH}</math> [W]</b>			<b>135,59</b>
<b>Carga térmica de diseño total <math>Q_{HL} = Q + Q_{RH}</math> [W]</b>			<b>1233,93</b>

(Fuente: propia)

## Anexo XII. Análisis multicriterio para la selección de la fuente de calor

EL análisis multicriterio completo de la selección de la fuente se describe, donde primero se realiza la evaluación del peso específico de cada criterio luego se evalúa cada alternativa con respecto a cada criterio y finalmente se presenta las conclusiones.

A continuación en la tabla 4.24, se realiza la evaluación del peso específico de cada criterio:

Tabla 4.24. Evaluación del peso específico de cada criterio.

Ahorro de energía > recursos = contaminación > costo inicial						
Criterio	Ahorro de energía	Recursos	Contaminación	Costo inicial	$\Sigma + 1$	ponderación
Ahorro de energía		1	1	1	4	0,4
Recursos	0		0,5	1	2,5	0,25
Contaminación	0	0,5		1	2,5	0,25
Costo inicial	0	0	0		1	0,1
				suma	10	1

(Fuente: propia)

El criterio ahorro de energía anual se elige como el de mayor peso específico, ya que representa el redito económico en un panorama de largo plazo, seguido de los criterios recursos y contaminación ambiental que se consideran igual de importantes, el concepto es de utilizar los recursos disponibles en función de reducir al máximo la contaminación ambiental. Por último el costo inicial, es el de menor peso ya que solo representa la inversión inicial.

La evaluación del criterio Ahorro de energía se presenta en la tabla 4.25.

Tabla 4.25. Evaluación del criterio Ahorro de energía.

Colectores solares > Bomba de calor > Caldera					
Ahorro de energía	Colectores solares	Bomba de calor	Caldera	$\Sigma + 1$	ponderación
Colectores solares		1	1	3	0,5
Bomba de calor	0		1	2	0,333
Caldera	0	0		1	0,1667
				suma	6

(Fuente: propia)

La evaluación del criterio Recursos se detalla en la tabla 4.26.

Tabla 4.26. Evaluación del criterio Recursos.

Colectores solares > Bomba de calor > Caldera					
Recursos	Colectores solares	Bomba de calor	Caldera	$\Sigma + 1$	ponderación

Colectores solares		1	1	3	0,5
Bomba de calor	0		1	2	0,333
Caldera	0	0		1	0,1667
				6	1

(Fuente: propia)

La evaluación del criterio Contaminación ambiental, es detallada en la tabla 4.27.

Tabla 4.27. Evaluación del criterio Contaminación ambiental.

Colectores solares = Bomba de calor > Caldera					
Contaminación ambiental	Colectores solares	Bomba de calor	Caldera	$\Sigma + 1$	ponderación
Colectores solares		0,5	1	2,5	0,4167
Bomba de calor	0,5		1	2,5	0,4167
Caldera	0	0		1	0,1667
				6	1

(Fuente: propia)

La evaluación del criterio Costo inicial, se indica en la tabla 4.28

Tabla 4.28. Evaluación del criterio Costo inicial

Caldera > Bomba de calor > Colectores solares					
Costo inicial	Caldera	Bomba de calor	Colectores solares	$\Sigma + 1$	ponderación
Caldera		1	1	3	0,5
Bomba de calor	0		1	2	0,33
Colectores solares	0	0		1	0,167
				6	1

(Fuente: propia)

La ponderación del criterio costo inicial es inversa al valor del mismo, a menor costo inicial mayor será la ponderación.

Las conclusiones del análisis multicriterio se encuentran tabulados en la tabla 4.29

Tabla 4.29. Tabla de conclusiones

Conclusiones	Ahorro energía	Recursos	Contaminación ambiental	Costo inicial	$\Sigma$	prioridad
<b>Colectores</b>	0,5 x 0,4	0,5 x 0,25	0,417 x 0,25	0,167x0,1	0,446	<b>1</b>
<b>Bomba</b>	0,33 x 0,4	0,33 x 0,25	0,417 x 0,25	0,33 x 0,1	0,352	<b>2</b>
<b>Caldera</b>	0,167 x 0,4	0,167 x 0,25	0,167 x 0,25	0,5 x 0,1	0,2	<b>3</b>

(Fuente: propia)

Como se observa en la tabla de conclusiones, la alternativa de colectores solares es la más adecuada según nuestros criterios de evaluación.