



ESCUELA POLITÉCNICA NACIONAL



FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA

ANÁLISIS ENERGÉTICO Y ECONÓMICO DE DISTINTAS CONFIGURACIONES DE ENFRIAMIENTO CON BOMBAS DE CALOR GEOTÉRMICAS PARA DIFERENTES ZONAS CLIMÁTICAS DEL ECUADOR

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

CHÁVEZ CACHAGO DAYSI PAMELA
daysi.chavez@epn.edu.ec

PARRA BORJA DIEGO VINICIO
diego.parra01@epn.edu.ec

DIRECTOR: ING. NARANJO MENDOZA CARLOS ANDRÉS, PhD.
carlos.naranjo@epn.edu.ec

CODIRECTOR: ING. VACA JIMÉNEZ SANTIAGO DAVID, PhD.
santiago.vaca@epn.edu.ec

Quito, 03 de septiembre del 2022

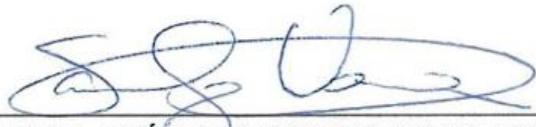
CERTIFICACIÓN

Certificamos que el presente trabajo fue desarrollado por DAYSI PAMELA CHÁVEZ CACHAGO y DIEGO VINICIO PARRA BORJA bajo nuestra supervisión.



ING. NARANJO MENDOZA CARLOS ANDRÉS, PhD

DIRECTOR DEL PROYECTO



ING. VACA JIMÉNEZ SANTIAGO DAVID, PhD

CODIRECTOR DEL PROYECTO

DECLARACIÓN

Nosotros, **Daysi Pamela Chávez Cachago** y **Diego Vinicio Parra Borja**, declaramos bajo juramento que el trabajo aquí descrito es de nuestra autoría; que no ha sido previamente presentada para ningún grado o calificación profesional; y, que hemos consultado las referencias bibliográficas que se incluyen en este documento.

A través de la presente declaración cedemos nuestros 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.



Chávez Cachago Daysi Pamela



Parra Borja Diego Vinicio

DEDICATORIA

A mis padres Marlene y David, por su amor y apoyo en cada momento, por ser un ejemplo de perseverancia y por ser luz en cada uno de mis pasos.

A mis hermanos Carol y David, por compartir cada locura, por ser ese apoyo fundamental e indispensable en mi vida, por ser mi soporte y soportarme, por ser el más grande regalo de la vida, gracias por ser y estar.

A Joselyn, por ser la mejor de las amigas por motivarme a dar lo mejor de mí a cada instante, por caminar conmigo de la mano, por ser mi cómplice, gracias por estar en cada momento, lugar y hecho.

A mis amigos, con quienes compartí locuras y tristeza, por ser un gran apoyo, una gran compañía y por ser quienes le dan color a mi vida.

A mi Vita, por ser esa persona que sin obligación dio lo mejor de sí para cuidarnos y por formar a este pequeño ser que ahora la adora con el alma y se siente infinitamente agradecida.

Daysi Pamela Chávez

A mis padres Fernanda y Diego, quienes estuvieron para mí en cada instante de mi vida y me han forjado con lecciones y enseñanzas que me permiten hoy estar culminando esta etapa. No tengo palabras suficientes para agradecer todo el amor, la confianza y la paciencia que han depositado en mí; por eso, este logro también es suyo. Quiero que sepan que siempre miro para adelante y que con cada adversidad me vuelvo más fuerte, y eso es gracias a ustedes.

A mis hermanos Alan, Santino y Romina, quienes han sido un motor de lucha para mí. Ustedes pequeños son una de las razones por las que quiero llegar muy lejos, para que sepan que si yo pude, también pueden. Los amo muchísimo, nunca olviden que juntos somos fuertes, y que aunque en la vida tomemos direcciones distintas, siempre estaré ahí cuando me necesiten. También dedico este proyecto a mis abuelitas, pues si ellas no hubieran estado en momentos cruciales de mi vida, esto no sería posible.

A mi otro hermano, uno que la vida me regaló y que sin él, de seguro hoy no estaría cuerdo. Andrés, gracias por siempre estar ahí en los momentos más duros, así como en los más épicos. Viejo, este logro también es tuyo porque con tus consejos, regañadas, bromas, historias y todos los viajes que hemos hecho, me has ayudado mucho a ser la persona que soy hoy e hizo esto posible. Te amo loquito.

Finalmente, pero no menos importante, me dedico este trabajo. No hay nadie más que uno mismo para comprender lo duro que se ha luchado, para conseguir una meta que alguna vez pareció lejana, pero hoy con orgullo se alcanza. Gracias por nunca rendirte, por siempre ser optimista, y por tanta resiliencia.

Aprovecho para dar las gracias al resto de mis amigos y familia y decirles que los amo, pues todos han aportado su granito de arena en mi vida y me han ayudado de diferentes formas.

Diego Vinicio Parra

AGRADECIMIENTO

Agradecer a nuestros familiares y amigos quienes formaron parte fundamental de este proceso y compartieron junto a nosotros esta bella etapa universitaria.

A nuestro director de tesis PhD. Carlos Naranjo, por su tiempo y entrega para el desarrollo de este proyecto, por ser un guía en los momentos difíciles.

A nuestro codirector de tesis PhD. Santiago Vaca, por su apoyo y observaciones en el desarrollo de este proyecto.

A la Escuela Politécnica Nacional por ser parte de este crecimiento profesional, en especial a la facultad de Ingeniería Mecánica y sus docentes por sus enseñanzas y sus experiencias compartidas.

ÍNDICE DE CONTENIDO

CERTIFICACIÓN	2
DECLARACIÓN	3
DEDICATORIA	4
AGRADECIMIENTO	6
ÍNDICE DE FIGURAS	11
ÍNDICE DE TABLAS	13
RESUMEN	15
ABSTRACT	16
INTRODUCCIÓN	17
1. MARCO TEÓRICO	20
1.1. Antecedentes.....	20
1.2. Conceptos.....	21
1.2.1. Fundamentos de bombas de calor.....	21
1.2.2. Bombas de calor geotérmicas.....	26
1.2.2.1. Clasificación de las bombas de calor geotérmicas	27
1.2.2.2. Configuraciones del intercambiador de calor geotérmico	29
1.2.3. Climatología del Ecuador	34
2. METODOLOGÍA	37
2.1. Caso de estudio.....	38
2.2. Recolección de datos climatológicos del TMY de diferentes zonas en el Ecuador.....	39
2.3. Recopilación de datos de las propiedades térmicas del suelo de las zonas calurosas del Ecuador	41
2.4. Estimación de las cargas térmicas de enfriamiento para el caso de estudio	43
2.5. Diseño de el caso de estudio en TRNSYS con las diferentes configuraciones de sistemas de bombas de calor geotérmicas	45
2.5.1. Descripción de los sistemas.....	46
2.5.2. Componentes de TRNSYS	48
2.5.2.1. Bomba de calor agua-agua – Type 927	48
2.5.2.2. Bomba de calor aire-agua – Type 919	49
2.5.2.3. Intercambiador de calor geotérmico vertical – Type 557	50
2.5.2.3. Tanque de almacenamiento – Type 4 ^a	57
2.5.2.4. Sistema de Control – Type 168.....	58
2.5.2.5. Bomba– Type 114.....	58
3. ANÁLISIS DE RESULTADOS	59

3.1. Comparativa entre la carga térmica y la energía rechazada por los sistemas de bombas de calor	61
3.1.1. Comportamiento de los sistemas	64
3.1.3. Análisis del caso de estudio en diferentes puntos calientes del Ecuador	70
3.2. Análisis económico de los sistemas diseñados y simulados	71
4. CONCLUSIONES	74
5. RECOMENDACIONES	75
BIBLIOGRAFÍA	77
Anexo I Gráficas de la temperatura media, máxima y mínima registradas en el año en las ciudades cálidas del ecuador	85
Anexo II Tablas de los datos de temperatura media, máxima y mínima registradas en el año en las ciudades cálidas del Ecuador	88
Anexo III TRNSYS INPUT FILE	95
Anexo IV Hoja técnica de la bomba de calor agua-agua de Systemair modelo WQH .	96
Anexo V Hoja técnica de la bomba de calor aire-agua de Carrier modelo 30 RQ	97
Anexo VI Datos utilizados para el dimensionamiento del intercambiador de calor	98
Anexo VII Resultados obtenidos en el dimensionamiento del intercambiador de calor Guayaquil	102
Anexo VIII Resultados del COP promedio mensual en las ciudades cálidas del Ecuador	104
Anexo IX Precios de los componentes del sistema e inflación	105

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.1. Esquema de la estructura básica del ciclo de refrigeración por compresión de vapor.....	20
Figura 1.2. Efecto de la temperatura exterior en el desempeño de sistemas ASHP....	22
Figura 1.3. Perfil de la temperatura del suelo en diferentes épocas del año a distintas profundidades.....	23
Figura 1.4. Esquemización de una bomba de calor geotérmica en régimen de refrigeración.....	25
Figura 1.5. Clasificación de las bombas de calor geotérmicas GSHP. Sistemas cerrados (A, B y C). Sistema abierto (D).	26
Figura 1.6. Tipos de configuraciones para intercambiadores de calor geotérmicos: a) en U, b) en doble tubo o coaxial y c) multi-tubo.	29
Figura 1.7. Configuración en U, simple y doble.....	29
Figura 2.1. Flujograma de metodología.....	35
Figura 2.2. Edificio del Gobierno Zonal.	36
Figura 2.3. Temperatura media, máxima y mínima en Guayaquil a lo largo del año. ...	38
Figura 2.4. Energía de climatización.	42
Figura 2.5. Perfil de carga térmica del 27 de marzo 2007.	42
Figura 2.6. Sistema de enfriamiento con bomba de calor agua-agua.....	45
Figura 2.7. Sistema de enfriamiento con bomba de calor aire-agua.....	46
Figura 3.1. Carga térmica de enfriamiento y la energía extraída por los sistemas.	61
Figura 3.2. Temperatura del flujo de agua fría para el sistema GSHP y ASHP durante la semana laboral de mayor demanda energética.....	63
Figura 3.3. Temperatura del agua en la parte de fuente y carga de los sistemas durante la semana de mayor demanda energética.	64
Figura 3.4. COP de las bombas de calor.	65
Figura 3.5. COP y temperatura promedio mensual del medio.....	65
Figura 3.6. COP promedio de un sistema GSHP con 30 perforaciones	66
Figura 3.7. COP promedio del sistema GSHP con 6 metros de separación entre perforaciones.....	67
Figura 3.8. COP promedio mensual de las ciudades cálidas seleccionadas.	68
Figura 3.9. VAN de los sistemas geotérmico y aerotérmico.	71
Figura A. 1. Temperatura del aire El Oro-Machala y Los Ríos-Pichilingue.	83
Figura A. 2. Temperatura del aire Manabí-Portoviejo y Sta. Elena-Salinas.	83
Figura A. 3. Temperatura del aire Sto. Domingo-Sto. Domingo de los Tsáchilas y Esmeraldas-Esmeraldas.....	83

Figura A. 4. Temperatura del aire Morona Santiago-Macas y Orellana-Fco. de Orellana.....	84
Figura A. 5. Temperatura del aire Pasta-Puyo y Sucumbíos-Lago Agrio.....	84
Figura A. 6. Temperatura del aire Zamora Chinchipe-Zamora y Napo-Tena.....	84
Figura A. 7. Temperatura del aire Galápagos-San Cristóbal.....	85
Figura A. 8. Hoja técnica de la bomba de calor agua-agua de Systemair modelo WQH.	94
Figura A. 9. Hoja técnica de la bomba de calor aire-agua de Carrier modelo 30 RQ. .	95
Figura A. 10. Conductividad térmica del relleno.....	96
Figura A. 11. Propiedades del relleno y tubería.	97
Figura A. 12. Espesor de tubería.	98
Figura A. 13. Factor de forma para la resistencia térmica de la perforación para las posiciones de las tuberías.....	99
Figura A. 14. Números de Reynolds para varios diámetros de tubería y caudales.....	99
Figura A. 15. Precio de bomba de calor geotérmica.....	103
Figura A. 16. Precio de bomba de calor aerotérmica.	103
Figura A. 17. Precio de bomba de flujo continuo.....	104
Figura A. 18. Precio de tanque de almacenamiento.....	104
Figura A. 19. Precio de kWh de Guayaquil.	105

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1.1. Comparativa entre configuraciones de BHE tipo U.....	31
Tabla 1.2. Valores registrados de temperatura en diferentes estaciones de las regiones naturales del Ecuador durante el período de 1964-1978.....	33
Tabla 2.1. Datos obtenidos del TMY para Guayas-Guayaquil.....	38
Tabla 2.2. Propiedades térmicas del suelo de Guayaquil.....	40
Tabla 2.3. Cargas térmicas mensuales.....	41
Tabla 3.1. Valores de la temperatura sin perturbar, conductividad y difusividad térmica del suelo en las diferentes zonas cálidas del Ecuador.	57
Tabla 3.2. Longitudes calculadas del intercambiador de calor de las ciudades cálidas seleccionadas.....	58
Tabla 3.3. Volumen de almacenamiento para una distancia entre perforaciones de 5 metros.	58
Tabla 3.4. Volumen de almacenamiento para una distancia entre perforaciones de 6 metros.	59
Tabla 3.5. Porcentaje de insatisfacción del sistema GSHP con 30 perforaciones y 5m de separación y el sistema ASHP el día 27 de marzo.....	60
Tabla 3.6. Comparación entre carga térmica y calor extraído por el sistema GSHP y ASHP.....	62
Tabla 3.7. Precios para el sistema de enfriamiento con bomba agua-agua.	70
Tabla 3.8. Precios para el sistema de enfriamiento con bomba aire-agua.	71
Tabla A. 1. Datos obtenidos del TMY para El Oro-Machala.	86
Tabla A. 2. Datos obtenidos del TMY para Los Ríos-Pichilingue.	86
Tabla A. 3. Datos obtenidos del TMY para Manabí-Portoviejo.....	87
Tabla A. 4. Datos obtenidos del TMY para Santa Elena-Salinas.....	87
Tabla A. 5. Datos obtenidos del TMY para Santo Domingo-Santo Domingo de los Tsáchilas.	88
Tabla A. 6. Datos obtenidos del TMY para Esmeraldas-Esmeraldas.	88
Tabla A. 7. Datos obtenidos del TMY para Morona Santiago-Macas.	89
Tabla A. 8. Datos obtenidos del TMY para Orellana-Fco. de Orellana.	89
Tabla A. 9. Datos obtenidos del TMY para Pastaza-Puyo.....	90
Tabla A. 10. Datos obtenidos del TMY para Sucumbíos-Lago Agrio.....	90
Tabla A. 11. Datos obtenidos del TMY para Napo-Tena.	91
Tabla A. 12. Datos obtenidos del TMY para Zamora Chinchipe-Zamora.....	91
Tabla A. 13. Datos obtenidos del TMY para Galápagos-San Cristóbal.	92
Tabla A. 14. Datos utilizados para el dimensionamiento del intercambiador de calor..	96

Tabla A. 15. Resultados obtenidos en el dimensionamiento del intercambiador de calor Guayaquil.	100
Tabla A. 16. Resistencias térmicas para el dimensionamiento del intercambiador de calor Guayaquil.....	100
Tabla A. 17. Longitud del intercambiador de calor Guayaquil.	101
Tabla A. 18. COP promedio mensual del sistema geotérmico en la ciudad de Guayaquil.	102
Tabla A. 19. COP promedio mensual del sistema geotérmico en las ciudades cálidas del Ecuador con 25 perforaciones y 6 metros de separación.	102
Tabla A. 20. Precio de perforación con inflación de 6 años.....	105
Tabla A. 21. Precio de luz eléctrica con inflación para 25 años.....	106
Tabla A. 22. VAN sistema geotérmico.	107
Tabla A. 23. VAN sistema aerotérmico.	108

RESUMEN

En el Ecuador, la ciudad de Guayaquil posee un clima cálido a lo largo del año. Debido a esta condición, las necesidades de climatización se hacen presentes en todos los meses, en especial en aquellas instituciones o instalaciones con gran afluencia de personas. El presente proyecto tiene como objetivo el modelar y simular en TRNSYS, un sistema de climatización que utiliza una bomba de calor geotérmica, bajo las condiciones meteorológicas de Guayaquil y de su terreno, para satisfacer la demanda de un edificio institucional, y así evaluar el sistema en otras ciudades. Para lograr el objetivo, se decidió comparar el sistema geotérmico con un sistema de bomba de calor enfriada por aire, para evidenciar sus diferencias al enfriar el último piso del Edificio del Gobierno Zonal. Además, se consideró analizar el sistema geotérmico con 25 y 30 perforaciones, así como con separaciones de 5 y 6 m entre los intercambiadores de calor. El cálculo de la carga de climatización se obtuvo de manera bibliográfica siendo esta de 153 kW.

Se pudo determinar que el sistema geotérmico es capaz de satisfacer en gran proporción la demanda de climatización en Guayaquil, a comparación del sistema aerotérmico. Además, las ciudades cálidas del Ecuador presentan las características necesarias para poder cumplir con los requerimientos de diseño del caso de estudio, demostrando la factibilidad de utilizar este tipo de sistemas. También se realizó un análisis económico de los costos de instalación y mantenimiento del sistema con un margen de tiempo de 25 años.

Palabras clave: Aire, climatización, configuraciones, geotérmico, Guayaquil, suelo, TRNSYS

ABSTRACT

In Ecuador, the city of Guayaquil has a hot weather along the year. For that reason, the air conditioning requirements are present every month, especially in those buildings with a huge amount of people. These project has the objective to model and simulate on TRNSYS an air conditioning system using a ground source heat pump, under the Guayaquil's weather conditions and of their soil, in order to satisfy the building demand and evaluate the system in other cities. To achieve the goal, a geothermal system was compared to an air source heat pump system to notice their difference by conditioning the last floor of Gobierno Zonal's building. Also, the geothermal system was analyzed considering 25 y 30 number of bores, even as 5 and 6 m of separation between them. The estimation of the air conditioning demand was obtained from bibliography being these 153 kW.

The results showed that the geothermal system was able to satisfy in a huge proportion the air conditioning demand in Guayaquil, compared to the air source heat pump system. Further, the cities with hot weather in Ecuador have the characteristics to cover the design requirements for the study case, demonstrating the feasibility to use these kinds of systems. In addition, an economic analysis of installation and maintenance costs were developed including 25 years of margin.

Keywords: Air, air conditioning, configurations, Guayaquil, geothermal, ground, TRNSYS

ANÁLISIS ENERGÉTICO Y ECONÓMICO DE DISTINTAS CONFIGURACIONES DE ENFRIAMIENTO CON BOMBAS DE CALOR GEOTÉRMICAS PARA DIFERENTES ZONAS CLIMÁTICAS DEL ECUADOR

INTRODUCCIÓN

La situación global con respecto al cambio climático es cada vez más relevante, pues el impacto del uso de combustibles fósiles como fuente energética primaria y la industrialización de los procesos ha provocado alteraciones en los ecosistemas. Friedlingstein et al., (2020), menciona un incremento del 107% en las emisiones globales de CO₂ en el período 2010-2020, National Oceanic and Atmospheric Administration (2022), considera que las temperaturas de la Tierra han ido superando a la media del siglo 20 desde 1977 en una tasa de promedio de 0.18 °C; e incluso Silva (2019), toma en cuenta una serie de consecuencias a nivel global tanto naturales como sociales. Por lo tanto, con el objetivo de mitigar y evitar una catástrofe ambiental global, varios organismos internacionales tales como el Banco Interamericano de Desarrollo (BID), la Organización Latinoamericana de Energía (OLADE), la Organización de Naciones Unidas (ONU), entre otros, se han planteado como meta la neutralidad de carbono en el mundo (Naranjo & Nijman, 2018).

Uno de los aspectos a ser considerados en el desarrollo sostenible es la demanda en el confort térmico. El concepto se refiere a la adición activa de energía para satisfacer las necesidades de confort en un lugar determinado. El crecimiento exponencial de la población, el desarrollo urbanístico constante y el incremento gradual de la temperatura superficial en la Tierra a causa de los gases de efecto invernadero, han sido factores determinantes para que la demanda energética de confort térmico en viviendas y edificios sea mayor cada año. De acuerdo con Abergel & Delmastro (2020), el sector residencial, público y comercial representa en el mundo alrededor del 30% del uso final de la energía. Además, la Agencia Internacional de la Energía pronostica que para el año 2050, la demanda energética para el acondicionamiento climático de espacios será el triple en comparación con el año 2018, y que, aplicando políticas adecuadas para que la climatización urbana sea más eficiente, la demanda energética podría reducirse en un 45% para la mitad del siglo XXI (IEA, 2018). Por eso, deben realizarse cambios estructurales en estos sectores y adoptar tecnologías que permitan sobrellevar la problemática que se avecina a futuro.

Una bomba de calor es un equipo que aprovecha la energía mecánica de un compresor para desplazar el calor de un espacio de menor temperatura a otro de mayor temperatura. La tecnología de las bombas de calor ha sido ampliamente utilizada como una alternativa para los sistemas de acondicionamiento térmico, y depende de factores como sus fuentes o sumideros de calor, entre los cuales están: aire, suelo o agua (Rees, 2016). De manera particular, las bombas de calor geotérmicas (GSHP) son una opción muy eficiente para el acondicionamiento climático en edificios. Estas aprovechan la energía renovable almacenada en el suelo, o su gran capacidad térmica, para ser sumideros o fuentes de calor (Aresti et al., 2022).

En las bombas de calor se puede trabajar en dos modalidades, para calentar, enfriar e incluso cumplir las dos funciones a la vez. El enfriamiento en los sistemas geotérmicos ocurre mediante el ciclo de compresión de vapor donde el suelo, mediante tuberías, admite el calor extraído del edificio cumpliendo la función del condensador. Una de las razones para implementar esta tecnología es que, en épocas cálidas la temperatura del suelo es en general inferior a la temperatura ambiente y viceversa, siendo un proceso térmico eficiente. Además, como lo afirma Maddah et al. (2020), un sistema GSHP presenta un mayor coeficiente de desempeño y eficiencia energética comparado con una bomba de calor enfriada por aire (ASHP), así como también una reducción en el consumo eléctrico y en las emisiones de CO₂. En aplicaciones de enfriamiento, se han realizado numerosas investigaciones como la de Beckers et al. (2018), que demostró la reducción en un 30% del consumo eléctrico en un sistema GSHP comparado con un sistema de bomba de calor enfriada por aire (ASHP).

Por otro lado, cuando existe la presencia de estacionalidades climáticas, la demanda de climatización y confort térmico es variable según la temporada. En el Ecuador se carece de estaciones climáticas definidas, por lo que la temperatura del ambiente a lo largo del año no varía considerablemente, así que la demanda de climatización está presente durante todo el año. Regiones como la Costa, el Oriente y la Región Insular presentan climas cálidos y húmedos. En el trabajo de (Andrade et al., 2021), se detalla que las elevadas temperaturas del aire provocan una reducción en el desempeño de los sistemas aerotérmicos. Por otro lado, en la investigación de Alshehri et al. (2019), se remarca que un sistema GSHP es más viable que un ASHP para enfriamiento en climas cálidos, debido a la diferencia significativa de temperatura entre el aire ambiente y la del suelo profundo, lo que facilita la transferencia de calor. Los criterios antes mencionados destacan la opción de un sistema GSHP en las ciudades cálidas del Ecuador frente a un sistema ASHP. Tomando a Guayaquil como ciudad de estudio, de acuerdo con los trabajos de Soriano & Siguenza (2015) y Moreira et al. (2017), se aclara que la

temperatura en Guayaquil puede alcanzar máximos de 30 a 35°C y que la temperatura promedio del suelo en Guayaquil es de 27°C.

Es así como, la implementación de sistemas de refrigeración con bombas de calor geotérmicas en las zonas cálidas del país puede representar un ahorro económico, energético y ambiental para el Estado. Una tecnología así podría aprovecharse en el Ecuador, pero es necesario considerar su factibilidad técnico-económica para este tipo de sistemas en el país.

Pregunta de Investigación

Basado en los sistemas simulados, ¿Qué sistema tiene mayor eficiencia y rentabilidad, el geotérmico o el aerotérmico?

Objetivo general

Diseñar y simular un sistema de climatización utilizando bombas de calor geotérmicas para un edificio considerando las condiciones meteorológicas de Guayaquil.

Objetivos específicos

Desarrollar una revisión bibliográfica que permita compilar los conocimientos requeridos para el desarrollo del proyecto.

Recopilar los datos climatológicos de distintas ciudades cálidas y húmedas del Ecuador, así como las propiedades térmicas del suelo.

Definir un caso de estudio que pueda ser utilizado para el desarrollo de las simulaciones por computadora y el análisis de sus resultados.

Realizar un análisis paramétrico de las configuraciones que puede tener un sistema de bomba de calor geotérmica.

Desarrollar un modelo de simulación numérica en TRNSYS para simular y comparar las distintas configuraciones de bombas de calor e identificar sus diferencias económicas y de desempeño.

Establecer una diferencia entre un sistema de bomba de calor geotérmico y uno aerotérmico que permitan resaltar sus ventajas y desventajas frente a las condiciones ambientales de la ciudad de estudio.

1. MARCO TEÓRICO

En este capítulo se realiza una revisión bibliográfica en dos partes de la temática del proyecto de titulación. En el primer apartado se detalla la información relacionada con los estudios realizados con anterioridad y que tienen relación con el objetivo de esta investigación. De esta manera, se pretende cimentar las bases que justifican el desarrollo de este trabajo, así como orientar la investigación en torno a las bombas de calor geotérmicas. Posterior a los antecedentes, se profundiza en los conceptos concernientes a las posibles configuraciones del BHE (*Borehole Heat Exchanger*) o intercambiador de calor geotérmico, que pueden tener los sistemas GSHP, tomando como punto de partida una revisión de los fundamentos de las bombas de calor.

1.1. Antecedentes

Una de las tecnologías que ha venido desarrollándose desde 1910 es la bomba de calor geotérmica, un sistema basado en el ciclo de refrigeración por compresión de vapor que utiliza el suelo como fuente o sumidero de calor y que ha presentado gran potencial para la climatización en edificios (Wirth, 1955). La necesidad de climatización ha estado presente desde los albores de la humanidad. Uno de los sistemas que mayor acogida ha tenido son las bombas de calor enfriadas por aire, esto como consecuencia de los costos competitivos de sus equipos o su fácil instalación y montaje; a pesar de que son sistemas que no se desempeñan adecuadamente en climas cálidos. Estudios como los de Yasukawa & Uchida (2019) o Widiatmojo et al. (2019), comparan sistemas GSHP y ASHP en climas tropicales comprobando la viabilidad de los sistemas geotérmicos en estos climas frente a los sistemas convencionales para la climatización de espacios. La razón detrás de que el sistema GSHP se desempeñe mejor bajo estas circunstancias se encuentra en las características térmicas del suelo, el cual ofrece un perfil de temperatura adecuado para desarrollar un sistema estable (Vallespir, 2019).

Por otro lado, existen numerosos parámetros en un sistema GSHP que pueden afectar su desempeño, siendo una de ellas el intercambiador de calor geotérmico (Ma et al., 2020). Es así que, se han desarrollado numerosos estudios que evalúan el desempeño de la bomba de calor geotérmica, tomando en cuenta las variables relacionadas al BHE (*Borehole Heat Exchanger*).

Gultekin et al. (2014), realizaron simulaciones para investigar el efecto del espaciado entre perforaciones de un sistema GSHP vertical sobre la tasa de transferencia de calor por unidad de longitud de perforación. Fang et al. (2017), pudo añadir con su aporte, una comparación entre BHE verticales tipo U mediante simulación determinar que, bajo

ciertas condiciones, la tubería en U doble es más eficiente y económica. También, en el trabajo de Congedo et al. (2012), se pudo determinar entre tres configuraciones horizontales diferentes para el BHE, cuál presenta mejor desempeño mediante simulación en FLUENT utilizando diferentes profundidades, tasas de transferencia de calor y conductividades térmicas del suelo. Por lo tanto, utilizar un software de simulación para evaluar diferentes condiciones operativas, o distintas configuraciones en un sistema geotérmico, en un caso de estudio específico, ha demostrado ser útil.

Un software que permite modelar y simular sistemas GSHP bajo diferentes parámetros es TRNSYS. De hecho, ya se han realizado trabajos de investigación relacionados con este programa. Un estudio realizado por Korichi et al. (2021), de un sistema GSHP horizontal modelado en TRNSYS demuestra que se pueden ajustar parámetros como la longitud total de la tubería, su diámetro, profundidad de excavación, entre otros para desarrollar un proyecto viable tanto técnica como económicamente. Del mismo modo Widiatmojo et al. (2021), utiliza el software para modelar un sistema geotérmico de bomba de calor vertical con el que pudo contrastar la influencia del número de perforaciones para los BHE en el desempeño del sistema, así como analizar la disminución del rendimiento con el paso de los años por no contar con una carga de disipación de calor para el suelo.

Las anteriores menciones y referencias permiten apreciar el potencial de las bombas de calor geotérmicas. Además, muestran cómo el modificar parámetros en el sistema pueden afectar su rendimiento. A continuación, se procede a ampliar la información relacionada con los sistemas GSHP.

1.2. Conceptos

1.2.1. Fundamentos de bombas de calor

A pesar de que el presente proyecto se especializa en bombas de calor geotérmicas, es importante remarcar los conocimientos generales alrededor de las bombas de calor. Es así que a continuación se presentan temáticas como: una breve revisión tecnológica de las características de las bombas de calor, los principios termodinámicos detrás del funcionamiento de estos sistemas, una revisión de las medidas de desempeño utilizadas para cuantificar la eficiencia de los sistemas de bombas de calor, y una descripción de las ventajas y desventajas de las diferentes fuentes y sumideros de calor enfatizando en los sistemas GSHP.

Las bombas de calor son equipos que permiten efectuar una transferencia de calor desde una fuente de baja temperatura hacia un sumidero cuya temperatura sea mayor,

requiriendo una cantidad extra de energía para este proceso. Para tal propósito, se hace fluir un refrigerante dentro de un sistema compuesto de elementos como condensador, evaporador, válvula de expansión y un compresor encargado de aportar la potencia mecánica en forma de trabajo para poder extraer el calor del espacio a refrigerar. La Figura 1.1 muestra un esquema de la estructura básica del ciclo de refrigeración por compresión de vapor.

El ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor rige el funcionamiento de una bomba de calor. El ciclo comienza con la adición de trabajo mecánico, W , mediante un compresor. El compresor funciona acoplado a un motor que puede ser eléctrico o accionado por combustible. De esta manera, se puede comprimir el fluido de trabajo que se encuentra en forma de vapor saturado, cambiando la presión del fluido desde P_1 a P_2 (Proceso 1-2 en la gráfica T-S de la Figura 1.1). El condensador se encuentra representado por el proceso 2-3, que simboliza el rechazo de calor del sistema a presión constante. El calor Q_H que se transfiere desde el condensador hacia los alrededores es resultado de la energía liberada durante la condensación del fluido refrigerante. La válvula de expansión permite expandir isoentálpicamente el fluido, y mediante el proceso 3-4, alcanzar un estado termodinámico de mezcla saturada reduciendo la temperatura y presión del fluido. El ciclo se cierra cuando el refrigerante es evaporado por efecto del calor Q_L que recibe de los alrededores del evaporador. Así, se aprovecha la energía del medio que se desea refrigerar, para utilizarla como la energía latente necesaria para que el fluido alcance un estado de vapor saturado.

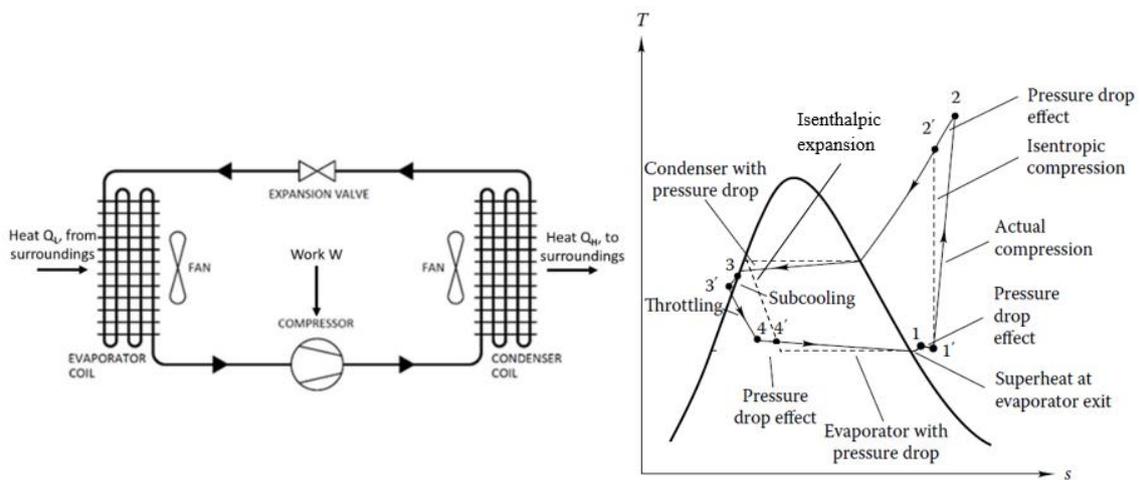


Figura 1.1. Esquema de la estructura básica del ciclo de refrigeración por compresión de vapor.
(Fuente: Francois & Shyy, (2002))

Se debe mencionar que la Figura 1.1 refleja una comparación entre el ciclo ideal (línea entrecortada) y el ciclo real (línea continua). Es decir que, en la realidad, las irreversibilidades se hacen presentes y estas modifican el ciclo. Las pérdidas

energéticas se manifiestan de distintas maneras en el ciclo de refrigeración por compresión de vapor, siendo estas: fricción del líquido refrigerante a través del sistema, caídas de presión o pérdidas de calor en los equipos.

Una manera de cuantificar el desempeño de una bomba de calor y también poder compararlas entre sí, es el coeficiente de desempeño, que por sus siglas en inglés es denominado COP (*Coefficient of performance*). Este parámetro adimensional permite relacionar la energía útil con la se va a trabajar, que puede variar si es para aplicaciones de enfriamiento o calentamiento, y el trabajo requerido por el sistema para cumplir su propósito. Las ecuaciones que permiten su estimación son:

Para calentamiento

$$COP_{calentamiento} = \frac{Q_H}{W} = \frac{Q_C + W}{W} = \frac{h_2 - h_4}{h_2 - h_1} \quad (1)$$

Para enfriamiento

Donde la Q representa el calor transferido hacia o desde el sistema, con los subíndices C y H para enfriamiento y calentamiento, respectivamente. Además, la W se refiere al trabajo realizado por el equipo para desplazar la energía, así como la letra h hace referencia a los valores de entalpía dentro del ciclo de compresión.

$$COP_{enfriamiento} = \frac{Q_L}{W} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \quad (2)$$

Se puede observar que dependiendo de la aplicación que tenga el sistema de bomba de calor, se debe realizar una interpretación adecuada de las relaciones energéticas. En aplicaciones de enfriamiento es frecuente utilizar una medida de desempeño denominada EER, por sus siglas en inglés de "*Energy Efficiency Ratio*". De acuerdo con Williams (2012), es un parámetro que permite cuantificar la capacidad pico de enfriamiento del sistema de bomba de calor o aire acondicionado bajo condiciones estables. Se debe relacionar la carga de enfriamiento requerida de una bomba de calor en BTU's, durante una hora, por la energía eléctrica requerida para efectuar el proceso de enfriamiento ($(BTU/h)/watt$). En ocasiones, se suele interpretar a la medida EER como el COP en régimen de enfriamiento, por lo que existen confusiones. Para eso, en el presente proyecto se utilizará el COP en régimen de enfriamiento.

Las fuentes y sumideros de calor de las bombas de calor pueden ser varios, entre las cuales Nishihata (2013), destaca: el aire, agua que puede ser de ríos, lagos, mar u otra fuente hidráulica, el suelo, e incluso, pueden ser excedentes energéticos de algún

proceso distinto. Cada uno de los medios mencionados posee características únicas que ofrecen ventajas y desventajas frente a diferentes circunstancias.

Uno de los entornos ampliamente utilizados en aplicaciones de enfriamiento y calefacción con bombas de calor, es el aire. Un sistema ASHP (*Air Source Heat Pump*) presenta ventajas como: disponibilidad infinita de aire como fuente o sumidero de calor, una sencilla instalación del sistema, y bajos costos asociados (Forsén, 2005). Sin embargo, existen particularidades que tomar en cuenta en estos sistemas, por ejemplo, que el aire es un medio muy volátil térmicamente. El aire como medio depende directamente de las condiciones ambientales, y éstas no son estables en el tiempo. En algún momento, puede darse una diferencia de temperatura muy grande entre la fuente y el sumidero de calor, provocando una disminución considerable en la eficiencia de la bomba de calor. La Figura 1.2 permite apreciar que, al incrementar la temperatura del aire, el EER disminuye, por lo que en climas tropicales y cálidos como los de Ecuador, pueden presentarse inconvenientes.

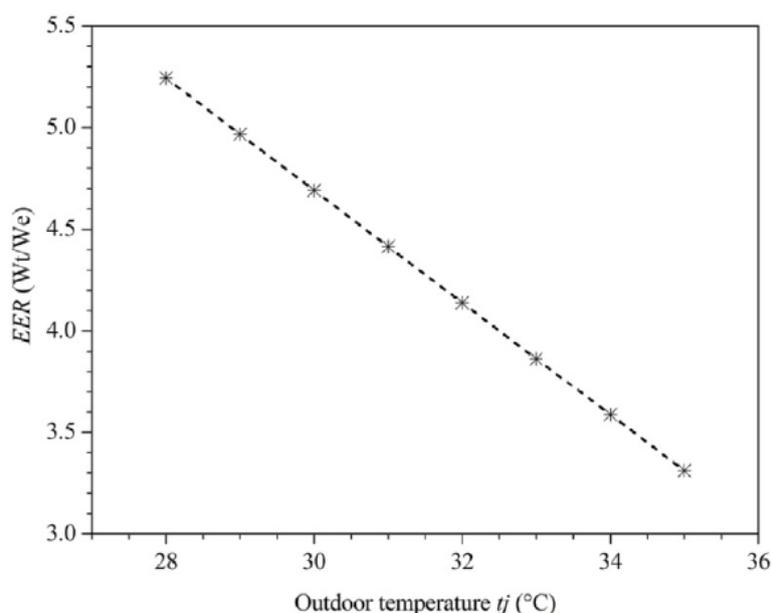


Figura 1.2. Efecto de la temperatura exterior en el desempeño de sistemas ASHP.

(Fuente: Andrade et al., (2021))

El agua es otro de los medios naturales ampliamente utilizados para extraer o disipar calor en sistemas con bombas de calor, de manera específica se denotan por las siglas WSHP (*Water Source Heat Pump*). Estos sistemas poseen características que dan ventajas o desventajas al utilizar el agua como fuente o sumidero de calor. Una de las más relevantes, es la elevada capacidad calorífica del agua, siendo una ventaja porque permite una mínima variación térmica del medio a lo largo del tiempo comparada con su temperatura normal. Además, los sistemas WSHP no son tan costosos en cuanto a su

instalación u operación, debido a que el tamaño de sus componentes es relativamente pequeño, y se puede aprovechar la máxima eficiencia en los sistemas. De acuerdo con Carrier (2006), sus sistemas WSHP más básicos, alcanzan EER's de 11.0 y COP's de 3.7 en aplicaciones de enfriamiento, mientras que en sus sistemas más avanzados estos valores pueden llegar a ser de 15 y 4.5, respectivamente. Por otro lado, las bombas de calor WSHP, poseen la obvia desventaja de depender de fuentes de agua cercanas al lugar de la instalación; por lo que, en zonas urbanas o pobladas, generalmente no se dispone del medio natural.

Las bombas de calor geotérmicas, al igual que el agua, se diferencian de los sistemas convencionales ASHP por poseer fuentes o sumideros de calor más estables. El suelo tiene la ventaja de tener una temperatura constante en el tiempo y muy poco influenciada por la temperatura ambiente como consecuencia de su inercia térmica. Este efecto incide en que, a mayor profundidad, la temperatura del suelo permanece más estable, como se observa en la Figura 1.3.

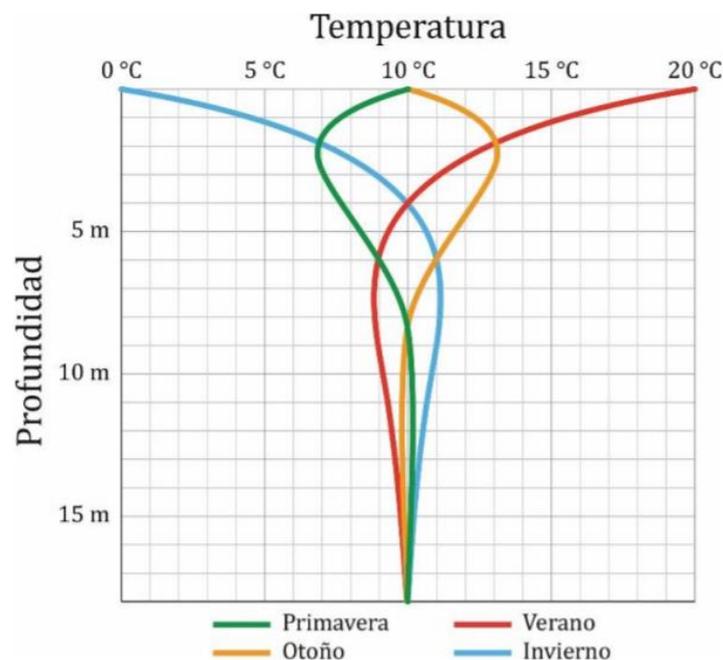


Figura 1.3. Perfil de la temperatura del suelo en diferentes épocas del año a distintas profundidades.

(Fuente: Vallespir, (2019))

El perfil de temperatura del suelo que se forma en cada una de las estaciones climáticas permite un entorno favorable para climatizar una instalación a través de un sistema GSHP (*Geothermal Source Heat Pump*) (Jacovides et al., 1996). Se debe recordar la consideración de la eficiencia de Carnot que establece, mientras mayor sea la diferencia de temperatura entre la fuente y el sumidero de calor, la eficiencia del sistema se

incrementa. Las condiciones térmicas del suelo, como sumidero de calor, permiten que su temperatura sea inferior a la del aire en verano; mientras que, al contrario, la temperatura del suelo es mayor a la del aire en invierno. Debido a las propicias condiciones del suelo, de acuerdo con el DOE los sistemas geotérmicos poseen eficiencias mínimas de 16.1 EER para enfriamiento y 3.1 COP para calentamiento. De igual manera, se presentan en el mercado sistemas GSHP con elevadas medidas de desempeño que alcanzan 30 EER o 4.5 COP (Carrier, n.d.).

Por otro lado, existen ciertos inconvenientes inherentes al trabajar con sistemas GSHP. El NIH (2013), ofrece un listado de las desventajas de sistemas GSHP, como por ejemplo los elevados costos de instalación, los riesgos ambientales, la experticia requerida para la ejecución de los proyectos o inconvenientes con la geología del terreno. Estos inconvenientes deben ser tomados en consideración para determinar la factibilidad del proyecto.

Considerando los climas cálidos y tropicales de Ecuador, se puede optar por utilizar sistemas GSHP para la climatización de espacios, pues la influencia de las condiciones ambientales como la radiación solar, la humedad del aire, o los efectos meteorológicos son atenuados por la profundidad del suelo. En el subcapítulo referente a bombas de calor geotérmicas se profundiza en el tema de manera más específica.

1.2.2. Bombas de calor geotérmicas

La presente sección tiene como objetivo ampliar y describir la información relacionada con bombas de calor geotérmicas. En primer lugar, se procede a explicar la variabilidad de las propiedades del suelo como sumidero de calor. Luego, se aborda la clasificación de las bombas de calor geotérmicas, dependiendo del sistema utilizado, distinguiéndose 2 tipos de sistemas: abiertos y cerrados. También, se realiza una distinción en las diferentes configuraciones que pueden adoptarse para los intercambiadores de calor utilizados en los sistemas GSHP. Finalmente, son discutidas las distintas aplicaciones que pueden tener las bombas de calor geotérmicas.

Una bomba de calor geotérmica puede ser utilizada para enfriar o calentar una instalación utilizando el suelo para esa finalidad. La Figura 1.4. representa el funcionamiento de una bomba de calor en el régimen de enfriamiento, por lo que utilizando un intercambiador de calor enterrado se inyecta la energía en forma de calor que es extraída del espacio a climatizar.

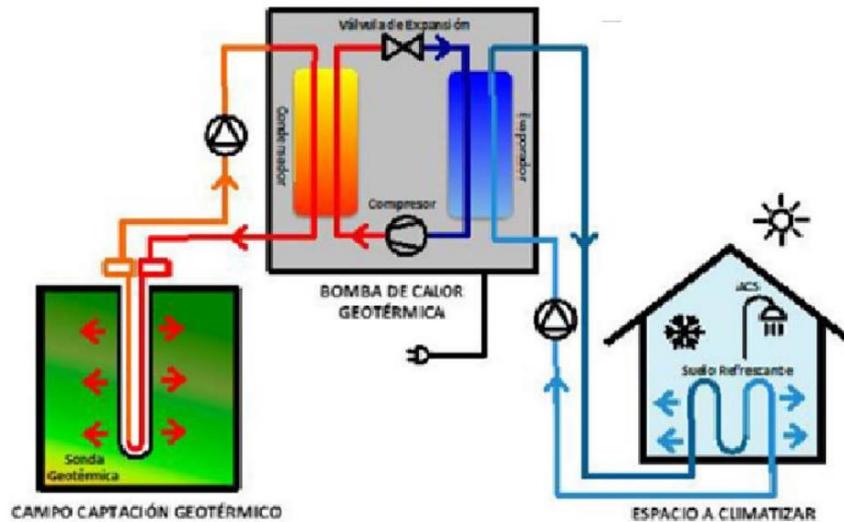


Figura 1.4. Esquematación de una bomba de calor geotérmica en régimen de refrigeración.

(Fuente: GeotermiaVerical, (n.d.))

Anteriormente se explicó que el suelo posee características que lo vuelven favorable para enfriar una instalación, una vivienda, o una edificación a través de un sistema GSHP. Sin embargo, existen también ciertas observaciones sobre el comportamiento del suelo frente a estos sistemas cuando se trata de absorción o disipación de calor.

El desbalance térmico que se produce en el suelo producto de la transferencia de calor de los sistemas GSHP es importante. Cuando se presentan cargas de calefacción o enfriamiento durante un periodo considerable en un sistema de bombas de calor geotérmico, es inevitable que las propiedades térmicas del suelo sean alteradas. Esto quiere decir que la temperatura del suelo puede incrementarse al enfriar una instalación por el rechazo de calor que ocurre en el intercambiador de calor enterrado. De igual manera ocurre en el caso opuesto. En el trabajo de Han et al. (2015), se pudo demostrar la alteración de la temperatura del suelo a corto y largo plazo por la intervención de un sistema GSHP.

Los análisis anteriormente mencionados remarcan la ventaja de utilizar sistemas geotérmicos para refrigeración, pero existen cuestiones que deben tomarse a consideración al diseñarlos. Por ejemplo, tomar en cuenta períodos de transición que permitan una recuperación térmica por parte del suelo, así como no olvidar que cualquier afectación a los ecosistemas naturales por parte de la acción humana tiene repercusiones perjudiciales.

1.2.2.1. Clasificación de las bombas de calor geotérmicas

Los sistemas de bombas de calor geotérmicas (GSHP), presentan una clasificación dual. Por un lado, se tienen los sistemas cerrados, cuya característica es que se recircula el fluido encargado de transportar la energía en forma de calor, a través de una tubería. Por el otro lado, existen los sistemas abiertos, que trabajan con agua subterránea como fuente o sumidero de calor, y se caracterizan por obtener la energía calorífica del agua por bombeo, y posteriormente el fluido es reinsertado en el acuífero soterrado. En la Figura 1.5. se puede observar la clasificación anteriormente mencionada, en la cual, las imágenes A, B y C corresponden a tres posibles configuraciones de sistemas cerrados de bombas de calor geotérmicas; mientras que la imagen D corresponde a uno abierto.

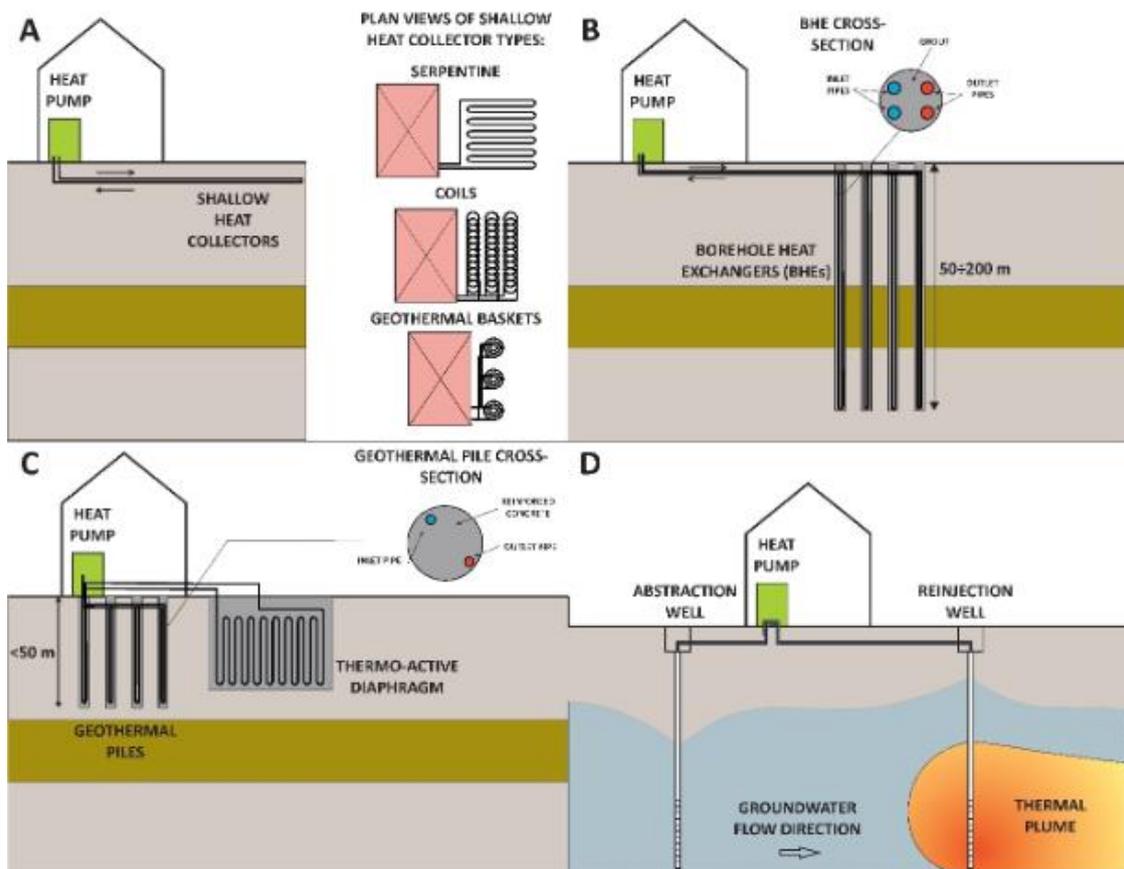


Figura 1.5. Clasificación de las bombas de calor geotérmicas GSHP. Sistemas cerrados (A, B y C). Sistema abierto (D).

(Fuente: Casasso & Sethi, (2019))

La Figura 1.5A muestra un sistema de bomba de calor geotérmica con su tubería enterrada a profundidades que oscilan entre 1 y 5 m, la que puede estar ordenada horizontalmente en forma de trincheras, bobinas o cestas geotérmicas. De acuerdo con Schwarz (n.d.), este modelo se encuentra influenciado por las condiciones climáticas

del exterior como radiación, precipitaciones o los parámetros físicos del suelo, tales como humedad, densidad o su tipología. Además, en caso de trabajar con sistemas GSHP horizontales, se pueden necesitar grandes porciones de terreno, entre 1500-3000 ft² de acuerdo con la información revisada (NIH, 2013). Entre las ventajas de los intercambiadores de calor horizontales están la implementación en todo tipo de terreno y el menor costo en comparación a los intercambiadores de calor verticales. Sin embargo, los intercambiadores de calor horizontales tienen menor eficiencia que los intercambiadores de calor verticales debido a la influencia de las condiciones ambientales en las bajas profundidades de las zanjas.

La Figura 1.5B muestra un sistema GSHP, cuyo intercambiador de calor se configura de manera vertical en un pozo profundo, motivo por el cual se denomina BHE. La profundidad para el pozo donde se sitúa el intercambiador de calor puede estar comprendida entre los 50 y 200 m, profundidad que asegura la estabilidad térmica del suelo, garantiza la nula influencia de la condición climática externa y más importante, permite satisfacer la demanda térmica de la vivienda. A pesar de que estos sistemas representan costos altos de instalación, poseen la ventaja de que no se requiere de una gran porción de terreno. Con la finalidad de diseñar sistemas de enfriamiento estables en las regiones cálidas de Ecuador, se decide profundizar en el intercambiador de calor vertical para así identificar las configuraciones que permitan sacar el máximo rendimiento.

Otra variación en la configuración de una GSHP cerrada, son las geo-estructuras activas térmicamente. La característica principal de este modelo es que se ubica al intercambiador de calor en los componentes inherentes a la estructura de una construcción, como lo son sus cimientos, muros de contención, o incluso túneles. El objetivo del proyecto es enfriar instalaciones que se encuentran ya edificadas, por lo que no se descarta esta opción

Al final, pero no de menos, se encuentra el sistema ASHP, que entra en la categoría de sistema geotérmico por disponer de yacimientos acuíferos subterráneos, que pueden ser bombeados desde y hacia los mismos. Sin embargo, para el presente proyecto, se descarta esta configuración debido a que no es frecuente disponer de yacimientos acuíferos cerca de las zonas urbanas.

1.2.2.2. Configuraciones del intercambiador de calor geotérmico vertical

Un intercambiador de calor geotérmico vertical es una extensión del sistema GSHP muy versátil para efectuar la transferencia de calor con el suelo. Fang et al. (2017), en su trabajo menciona que las instalaciones geotérmicas de bombas de calor verticales son

ampliamente usadas por la flexibilidad que presenta la instalación de sus tuberías, así como que se requiere de un menor espacio de terreno. De manera específica hace énfasis ejemplificando que, en un diámetro comprendido entre 100 y 200 mm, se puede ubicar una perforación de 40 a 150 metros de profundidad. En comparación con los sistemas horizontales, un sistema GSHP vertical es más costoso, pero requiere menos cantidad de tubería por la menor influencia externa ya que la tierra es más fría en verano y más caliente en invierno comparada con el aire ambiente (Kalogirou & Florides, 2004).

La interrogante que se debe responder al momento de diseñar el VBHE (*Vertical Borehole Heat Exchanger*) es determinar la longitud total que debe tener la tubería para que el sistema funcione adecuadamente. La longitud final de la tubería que se adopta para el sistema es muy importante porque un mal dimensionamiento provocaría problemas en el sistema. En el caso de que la longitud de la tubería del intercambiador de calor geotérmico sea muy corta, esto puede provocar que no se pueda satisfacer la demanda energética que requiere el sistema, o si lo hace, que no pueda perdurar en el tiempo con el paso de los años. Caso contrario, si se sobredimensiona la tubería, el sistema puede tornarse menos eficiente y más costoso porque se produce un desperdicio energético, de material y también al realizar perforaciones más profundas es necesaria maquinaria especializada que resulta en costos elevados. Por tal razón, es menester ajustar la metodología de diseño para que el dimensionamiento de la tubería sea la adecuada, aprovechar al máximo la eficiencia del sistema y reducir en lo posible las pérdidas energéticas y económicas como lo afirma Rees (2016), en su libro.

El arreglo, o la configuración que se adopta para las tuberías del intercambiador de calor soterrado afecta directamente en la eficiencia del sistema, así como los costos de material, instalación, montaje y mantenimiento. Por tales razones, a través de los años se han desarrollado diferentes arreglos, y cada uno de ellos afecta de manera distinta en el sistema. A continuación, se procede a definir aquellas configuraciones de los sistemas GSHP verticales y a realizar una breve comparación técnica entre ellas.

Las configuraciones son numerosas, sin embargo, en la investigación de Jalaluddin & Miyara (2012), se distinguen 3 maneras en las que pueden colocarse las tuberías del intercambiador de calor, las cuales son: configuración en U, configuración en doble tubo o coaxial y configuración multi-tubo como se observa en la Figura 1.6.

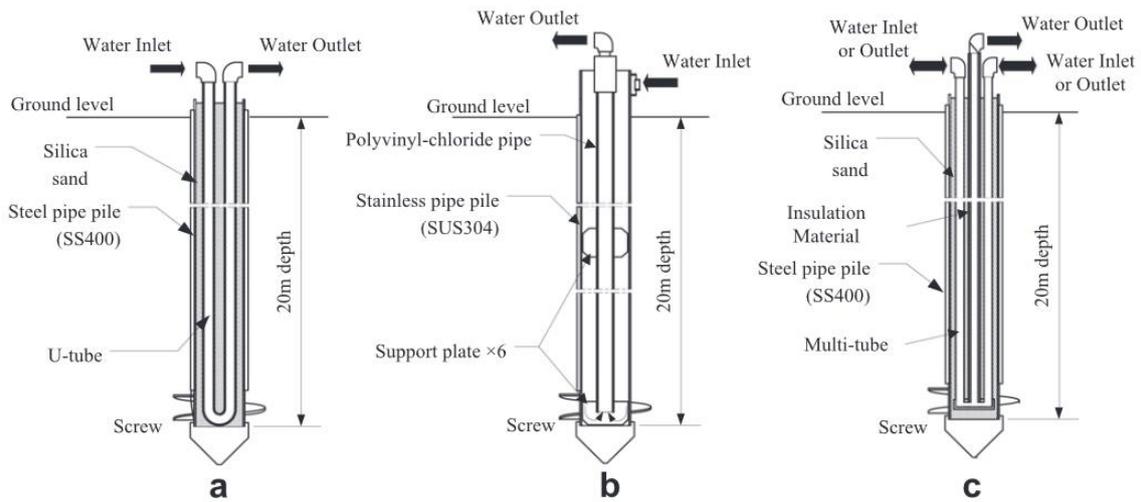


Figura 1.6. Tipos de configuraciones para intercambiadores de calor geotérmicos: a) en U, b) en doble tubo o coaxial y c) multi-tubo.
(Fuente: Jalaluddin & Miyara, 2012))

A continuación, se procede a ampliar la información concerniente a las configuraciones verticales del tipo U y las de doble tubo o coaxial que son las más utilizadas y documentadas.

Una de las configuraciones ampliamente utilizadas para los intercambiadores de calor verticales en sistemas GSHP es la del tipo U. A su vez, la configuración tipo U puede ser del tipo simple o doble como se puede observar en la parte inferior y superior de la Figura 1.7. respectivamente.

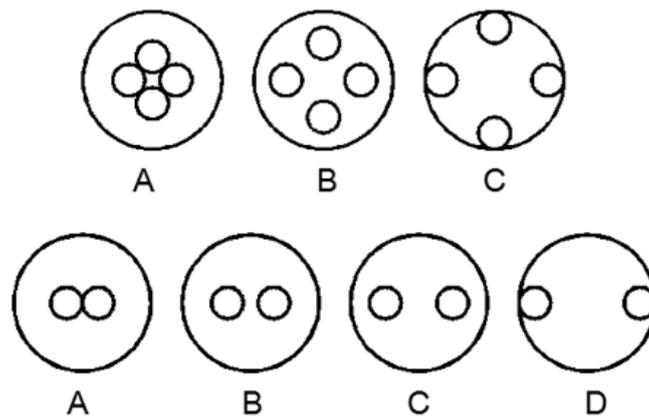


Figura 1.7. Configuración en U, simple y doble.
(Fuente: Fang et al., (2017))

En el informe de Florides et al. (2013), se resalta la mayor utilización de configuraciones de U doble debido a que son más eficientes que la configuración de U simple. También, una configuración del tipo U doble puede llegar a economizar los gastos de instalación del sistema, porque al ser más eficiente, se puede reducir la profundidad requerida para

la perforación del agujero donde se sitúa el intercambiador de calor, aunque requeriría de mayor cantidad de tubería como se menciona en el informe de Fang et al. (2017). Por lo tanto, se debe recordar que en un sistema GSHP vertical se consideran algunos factores durante el diseño del intercambiador de calor tipo U, tales como: la distancia entre agujeros, los valores de conductividad térmica del suelo y de los materiales del relleno, la temperatura sin afectaciones del suelo, la carga del sistema o la configuración seleccionada para la tubería; así como los costos de instalación asociados a la perforación. Se procede a remarcar las características principales de cada tipo de configuración en U.

El intercambiador de calor geotérmico vertical de tipo U simple consiste en un par de tuberías paralelas enterradas, conectadas en su extremo por un codo de 180° y por las cuales circula el fluido que intercambia calor con el suelo. En el documento de Giménez (2020), se detalla que las perforaciones de este tipo de configuraciones pueden alcanzar hasta los 300 metros de profundidad y diámetros de entre 10 y 15 centímetros. Además, remarca la importancia de la examinación individual de cada perforación para poder ubicarlas a una distancia prudente de otra para evitar perturbaciones térmicas. G. Florides & Kalogirou (2007), recomienda que el espacio entre perforaciones sea de al menos 5 metros para evitar la interferencia o perturbación térmica entre los agujeros.

En general, una configuración del tipo U simple para un intercambiador de calor resulta en un sistema no tan costoso y su instalación no es muy complicada comparándolo con otras configuraciones. Sin embargo, se deben tener en cuenta aspectos que no son ventajosos, como por ejemplo la elevada tasa de flujo que requiere este tipo de configuración para asegurar un flujo turbulento en las tuberías, lo que ocasiona grandes pérdidas por fricción que se traducen en consumos elevados en las bombas hidráulicas (Giménez, 2020).

El intercambiador de calor geotérmico cuya configuración es del tipo U doble está conformado por dos tuberías iguales tipo U simple. En este caso, el sistema tiene dos entradas para el fluido, así como dos salidas luego de efectuarse la transferencia de calor. Al ser configuraciones que se comportan de manera similar a la del tipo U simple, las recomendaciones son similares a las mencionadas anteriormente. Se debe recordar mantener una distancia adecuada entre las perforaciones en caso de ser un arreglo de tuberías para evitar perturbaciones térmicas. Tampoco se debe olvidar que incrementar la longitud de la tubería provoca una disminución en la temperatura de salida del fluido y que un aumento del flujo másico en el bombeo de las tuberías es contraproducente para la transferencia de calor e induce mayor consumo energético.

Como son configuraciones similares, se han desarrollado varios trabajos investigativos que permiten comparar el desempeño entre un BHE con configuración de U doble y U simple. Conti et al. (2016), en su investigación comparó el desempeño de la configuración tipo U simple y U doble bajo las mismas condiciones de operación. El estudio pudo demostrar que el sistema de doble U es mucho más eficiente porque presentó una mejor relación entre la transferencia de calor efectuada y las necesidades de potencia eléctrica requerida. Además, en el informe de Fang et al. (2017), se concluyó que la tubería tipo U simple requerirá una excavación más profunda para cumplir con las necesidades de calefacción o enfriamiento de un sistema, lo que repercute en mayores costos de perforación, por lo que es importante analizar qué tipo de configuración es la más adecuada para cada caso de estudio. En el documento de Sesma (2012), se presenta la Tabla 1.1 comparativa entre las configuraciones tipo U.

Tabla 1.1. Comparativa entre configuraciones de BHE tipo U.

U simple	U doble
Más barata que U doble	Más cara que U simple
Instalación más sencilla	Instalación más compleja
Menor extracción o inyección de energía	Mayor extracción o inyección de energía

(Fuente: (Sesma, 2012))

La configuración coaxial en un sistema GSHP es un intercambiador de calor concéntrico compuesto por dos tubos de diferente diámetro ubicados uno dentro de otro. En el comienzo del siglo 21 se comenzó a optar por esta configuración como opción a la del tipo U para sistemas geotérmicos de bombas de calor.

Giménez (2020), menciona algunas ventajas y desventajas en su trabajo. En comparación con los sistemas de tipo U, una configuración coaxial tiene menos pérdidas de presión, un mejor desempeño térmico y una reducción en la resistencia térmica de las paredes del agujero. Al poseer cualidades hidráulicas favorables, se pueden reducir los flujos máxicos que circulan por la tubería, llegando a controlar el fluido hasta su régimen laminar. Además, el intercambio de calor es más uniforme entre el fluido que desciende y el que asciende a través del intercambiador de calor. Por otro lado, una complicada instalación y/o desmontaje es una clara desventaja en una configuración coaxial. Como se requiere que el agujero de la perforación sea casi igual en diámetro al de la tubería exterior, durante la instalación o el montaje, la tubería puede quedar atrapada.

Los intercambiadores de calor geotérmicos coaxiales han presentado a lo largo de los años muchos descubrimientos e innovaciones a través de diseños experimentales. En

la investigación de Acuña & Palm (2010), se remarcó el incremento de la resistencia térmica de la perforación causada por la elevada diferencia de temperatura entre el flujo de entrada y salida. En trabajos como el de Raymond et al. (2015) se pudo mejorar la transferencia de calor con el suelo utilizando una tubería de polietileno de alta densidad mejorada térmicamente con partículas de nano carbono. Sin embargo, también se destacó que para la tubería interior se deben usar materiales de baja conductividad térmica para reducir el efecto de la perturbación térmica dentro del intercambiador de calor como lo afirma el trabajo de Zanchini et al. (2010).

La configuración coaxial puede llegar incluso a superar a la de doble U con innovaciones a los diseños como en el estudio de Li et al. (2020), que mediante una multi-cámara externa coaxial pudo mejorar la transferencia de calor en un 10.32% y reducir el consumo energético de la bomba de agua en un 28.16% comparando su sistema GSHP con uno de configuración en U doble.

Generalmente, una bomba de calor geotérmica utiliza una configuración coaxial para su intercambiador de calor cuando se debe trabajar con instalaciones muy profundas. Giménez (2020), acota que el rango de trabajo suele ubicarse entre los 300 y 1000 metros de profundidad y su explicación se fundamenta en que una configuración coaxial ocupa una sección transversal en el pozo más grande que una configuración tipo U. Por tal motivo, se manejan caudales más grandes para evitar la interferencia térmica entre las tuberías. Otra recomendación que se tiene es utilizar la tubería interna como tubería de ingreso cuando se trate de rechazos de calor hacia el suelo, por el contrario, la tubería anular se utiliza cuando sean aplicaciones de extracción de calor del suelo (Holmberg et al., 2016).

Es así que se puede establecer que el tipo de configuración utilizada para las tuberías soterradas en un sistema geotérmico puede influir directamente en el desempeño del mismo. Por tales razones, realizar simulaciones por computadora modificando las configuraciones de la tubería permite evaluar el comportamiento del sistema sin la necesidad de realizar ensayos experimentales. A continuación, se procede a ampliar la información referente a la climatología del Ecuador, parámetro relevante para el desarrollo de sistemas geotérmicos de enfriamiento.

1.2.3. Climatología del Ecuador

La climatología es una temática compleja porque en ella influyen una cantidad numerosa de variables que deben ser tomadas en cuenta para poder determinar el clima que posee una región. En el trabajo de Pourrut (1983), se detalla la diferencia entre los elementos del clima, así como los factores que influyen en él. De acuerdo con el autor,

un elemento del clima es aquella variable física que caracteriza o define el clima como por ejemplo la nubosidad, precipitaciones, temperatura ambiente o la humedad del aire.

El Ecuador es un país caracterizado por su diversidad climática, la cual viene dada por la ubicación geográfica del país, la topografía que presenta, la influencia de las corrientes, entre otros factores. Al Oeste del país se encuentra el Océano Pacífico, y hacia el Este se encuentran definidas 3 regiones naturales, siendo estas: Costa, Sierra y Amazonía; mientras que aproximadamente a 1000 km hacia el Oeste se encuentra la región Insular.

Las regiones mencionadas presentan características climatológicas diferentes como se afirma en la investigación de Pourrut (1983), donde presentó una distinción de 9 clases de clima presentes en el Ecuador en base a registros climatológicos de un período de 14 años comprendido entre los años 1964-1978. Se pudieron identificar las temperaturas medias, máximas y mínimas registradas durante este período, el cual se muestra en la Tabla 1.2.

Tabla 1.2. Valores registrados de temperatura en diferentes estaciones de las regiones naturales del Ecuador durante el período de 1964-1978.

Región	Estación	Temperatura media anual en °C	Temperatura anual mínima en °C	Temperatura anual máxima en °C
Costa	San Lorenzo	25.4	14.0	39.9
	Esmeraldas	25.7	18.3	35.0
	Milagro	24.6	14.5	35.2
	Guayaquil	25.2	14.0	36.6
	Portoviejo	26.5	11.7	37.8
Sierra	Otavalo	14.4	-0.5	28.2
	Quito	13.4	0.2	29.9
	Cotopaxi	8.1	-1.5	18.7
	Ambato	12.8	-0,6	25.6
	Riobamba	13.5	-3.6	28.3
	Cuenca	14.8	-0.2	28.0
Amazonía	Tiputini	25.4	14.0	38.0
	Pastaza	20.1	10.6	30.4
	Puyo	20.3	8.6	31.0
	Zamora	21.2	6.0	35.0
Insular	Charles Darwin	23.7	13.8	35.3
	San Cristóbal	23.7	13.2	33.6

(Fuente: (Pourrut, 1983))

De esta manera y con lo anteriormente mencionado se pueden identificar que las regiones naturales con ciudades más calientes en Ecuador son: la Costa, la Amazonía y la Región Insular. Por lo tanto, en el presente proyecto se propone a evaluar el potencial de utilizar sistemas GSHP para enfriar instalaciones en estas regiones. A

continuación, en el siguiente capítulo se desarrolla la metodología a seguir para cumplir con el objetivo propuesto.

2. METODOLOGÍA

A continuación, se presenta el capítulo relacionado con el procedimiento a seguir para conseguir el objetivo del proyecto. Se ha desarrollado el flujograma que se muestra en la Figura 2.1 considerando los puntos más relevantes.

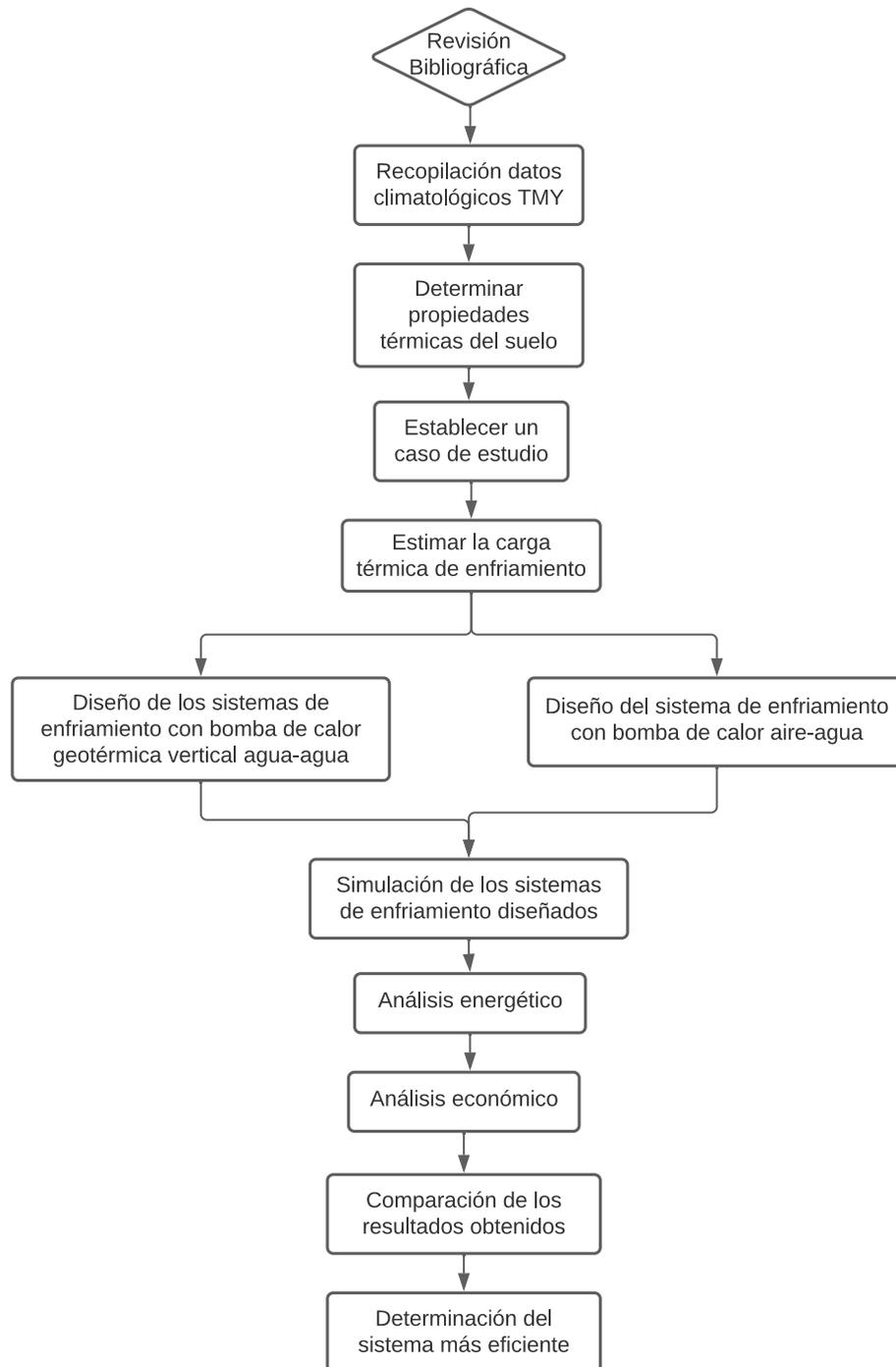


Figura 2.1. Flujograma de metodología.

(Fuente: Propia)

A continuación, se procede a desarrollar cada uno de los elementos del flujograma que comprende la metodología propuesta. La revisión bibliográfica se ha culminado en el capítulo anterior tomando en cuenta aquella información de interés para el desarrollo del marco teórico del proyecto.

2.1. Caso de estudio

El objetivo del presente proyecto es determinar la factibilidad de poder enfriar edificaciones mediante sistemas geotérmicos de bombas de calor en aquellas localidades del Ecuador donde los climas cálidos exijan climatización. Sin embargo, se debe establecer un caso de estudio específico para desarrollar el modelo en el software de simulación numérica, analizar los resultados y poder continuar con el resto de las localidades calientes del Ecuador.

Anteriormente se mencionó que para el presente trabajo se tomaría en cuenta el “Edificio de la Coordinación Zonal 8 de la Cancillería de Ecuador” ubicado en Guayaquil para determinar si el enfriamiento del último piso mediante sistemas GSHP es factible, utilizando el software TRNSYS 18. Naranjo (2013), presenta un estudio similar en el que se modela un sistema de climatización solar por absorción, en el mencionado edificio institucional, por lo que la información y datos relacionados al mismo son de utilidad para el desarrollo de esta tesis. La Figura 2.2 permite apreciar la fachada y la estructura del edificio institucional.



Figura 2.2. Edificio del Gobierno Zonal.

(Fuente: <https://quenoticias.com/noticias/citas-programadas-cancilleria-guayaquil/>)

El edificio se encuentra ubicado en la Av. Francisco de Orellana, en el área financiera del sector centro-norte de Guayaquil. El sitio es ocupado para el funcionamiento de alrededor de 40 instituciones gubernamentales del Ecuador, las cuales se encuentran repartidas entre los 15 pisos que posee la edificación junto a la planta baja y el sótano.

Cada uno de los pisos posee una superficie equivalente a 1296 m², considerando su forma cuadrada con 36 metros por lado.

De acuerdo con la información del proyecto realizado por la Secretaría Nacional de Planificación y Desarrollo para la adecuación del “Edificio del Gobierno Zonal”, en la edificación laboran 934 funcionarios públicos y aproximadamente 4000 personas visitan el establecimiento para realizar sus trámites (SENPLADES, 2010). El último piso del edificio de la dependencia zonal funciona como la cocina y restaurante para el personal que labora en las diferentes instituciones gubernamentales, por lo que se considera como ocupantes totales del caso de estudio solo al personal y no a los visitantes.

2.2. Recolección de datos climatológicos del TMY de diferentes zonas en el Ecuador

Como se mencionó anteriormente en el capítulo referente a la climatología del Ecuador, en el presente proyecto se pretende identificar las zonas más calurosas del país, en las cuales existe un potencial con la utilización de GSHP para enfriar una instalación en estas ciudades. De acuerdo con la revisión bibliográfica, se establecieron a las regiones naturales de la Costa, Oriente e Insular como regiones que poseen potencial para aplicaciones de enfriamiento por los valores elevados de temperatura y humedad. Se debe recordar que un sistema convencional de bomba de calor enfriada por aire, presenta inconvenientes al enfriar un espacio con estas características pues su EER disminuye con el aumento de la temperatura. Además, un aire acondicionado convencional consume mucha energía eléctrica para la climatización de un espacio con estas características. Por lo tanto, utilizar sistemas de bombas de calor geotérmicas para cumplir este propósito en las regiones mencionadas es una opción viable.

En primer lugar, se debe realizar un análisis de las condiciones meteorológicas de estas regiones, pues factores como la temperatura del aire externo influyen directamente en el diseño del sistema GSHP. Es así que se procede a obtener datos de la climatología en el formato TMY (*Typical Meteorological Year*) de al menos una ciudad en cada provincia de las Regiones Costa, Amazonía e Insular. Los datos son obtenidos de los repositorios de ClimateOneBuilding.org (2022), SCINERGY (2022) y para la ciudad de Guayaquil, específicamente de los archivos de clima del software TRNSYS (Klein, 2009). Una vez obtenidos los datos TMY de cada ciudad, se procede a analizar la información concerniente a las temperaturas del aire registradas en el tiempo, obteniendo una media mensual, así como las temperaturas máximas y mínimas registradas por cada mes. Los resultados del análisis se encuentran en los Anexos I y II en formato de gráficas y tablas. A continuación, se presentan en la Tabla 2.1 los

resultados de la ciudad de Guayaquil, la cual es la ubicación del caso de estudio que se analizará posteriormente.

Tabla 2.1. Datos obtenidos del TMY para Guayas-Guayaquil.

Mes del Año	Temperatura Promedio [°C]	Temperatura Máxima [°C]	Temperatura Mínima [°C]
Enero	26.78	33.05	21.50
Febrero	26.67	32.90	21.83
Marzo	27.13	33.00	21.43
Abril	26.75	33.75	21.98
Mayo	26.42	32.40	19.85
Junio	24.88	32.23	19.38
Julio	24.50	32.15	19.03
Agosto	24.30	31.95	17.90
Septiembre	24.53	32.48	19.53
Octubre	24.93	32.48	19.28
Noviembre	25.06	32.50	18.88
Diciembre	26.42	33.10	20.63

(Fuente: TRNSYS (2022))

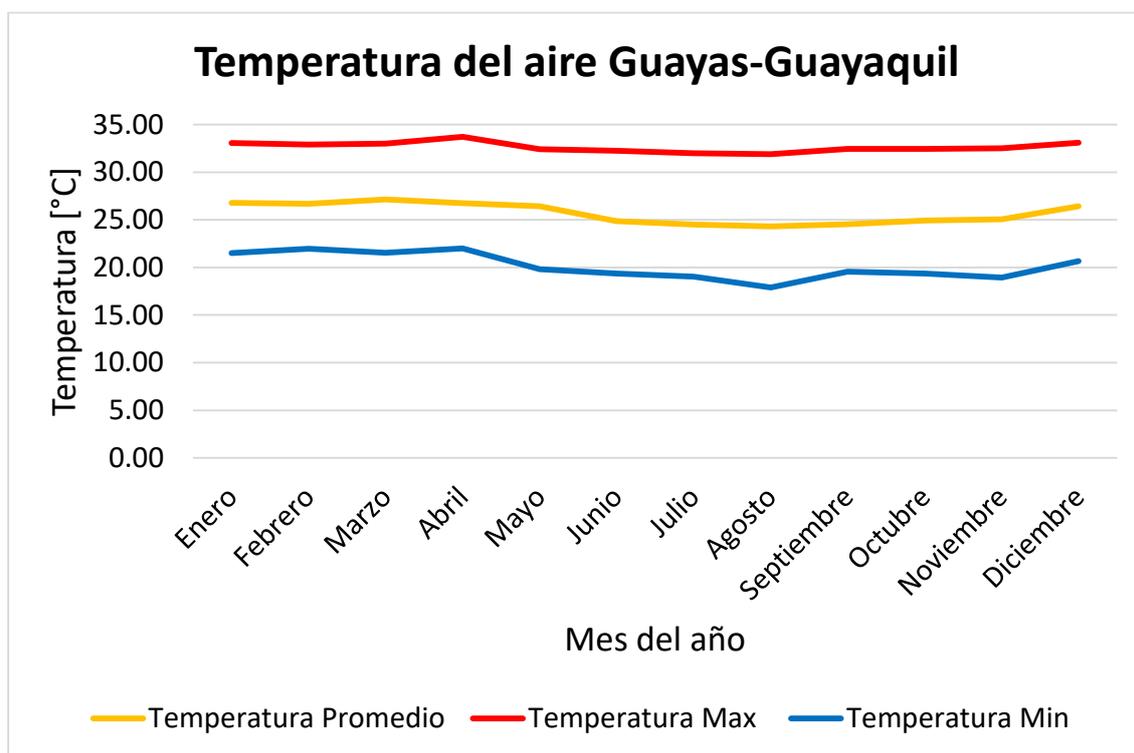


Figura 2.3. Temperatura media, máxima y mínima en Guayaquil a lo largo del año.

(Fuente: Propia)

La Figura 2.3 permite distinguir que la ciudad de Guayaquil es cálida a lo largo de todo el año, manteniendo una temperatura promedio que oscila alrededor de los 25 y 27°C. Sin embargo, pueden ocurrir picos de temperaturas elevadas o valles con temperaturas

bajas. De acuerdo con los datos TMY obtenidos, se tienen registros de temperaturas de hasta 33.75°C en abril, así como temperaturas inferiores de hasta 18°C en el mes de agosto. Es importante recalcar que durante todo el año no existe una diferencia de temperatura menor a 15 °C entre la temperatura más alta y baja registrada por cada mes. La Figura 2.2 permite también apreciar que las temperaturas máximas registradas durante todo el año sobrepasan los 30°C para cada mes, por lo que resulta necesaria la climatización de instalaciones y así establecer el confort térmico para sus ocupantes.

2.3. Recopilación de datos de las propiedades térmicas del suelo de las zonas calurosas del Ecuador

El sistema geotérmico de bomba de calor para el presente proyecto utiliza el suelo como sumidero de calor. Por lo tanto, es necesario conocer las propiedades térmicas y físicas del suelo para poder determinar el comportamiento que puede tener el sistema. Las principales propiedades que influyen en el sistema geotérmico son la conductividad y difusividad térmica del suelo, así como la temperatura sin perturbación del suelo, también conocida en inglés como “*undisturbed ground temperature*”.

La determinación exacta de las propiedades antes mencionadas se suele realizar de manera experimental mediante una prueba de respuesta térmica (TRT), en la que, con la ayuda de equipos especializados, y perforaciones en el suelo, se miden las variables necesarias. Entre ellas, la temperatura sin perturbar del suelo o su densidad, que es usada para el cálculo de la conductividad y la difusividad térmica del suelo. Sin embargo, debido a las limitaciones de tiempo y dinero que tiene el presente proyecto, no se pueden realizar mediciones experimentales en cada una de las ciudades para determinar con exactitud estas propiedades. Es así que, se hará uso de investigaciones previas que hayan realizado TRT experimentales en las ciudades analizadas en el proyecto, o se utilizarán modelos matemáticos que permitan estimarlas con una precisión aceptable.

Guayaquil es una de las ciudades consideradas entre las zonas calurosas del proyecto y presenta varios estudios referentes a sistemas geotérmicos, por ende, se han realizado previamente estudios geológicos, así como TRT. En el trabajo de Morocho et al. (2017), se utilizaron dos métodos experimentales diferentes para realizar TRT y obtener así el perfil de temperaturas del suelo en 3 locaciones distintas: la Escuela Politécnica del Litoral (ESPOL), la Universidad de Guayaquil y el Centro Cívico de Guayaquil. Se determinó que la temperatura del suelo sin perturbar para estas ubicaciones es de 26.5 °C, 28 °C y 29 °C respectivamente con una tolerancia de 0.2 °C. Por otro lado, en la investigación de Moreira et al. (2017), se tomaron en cuenta 10

puntos representativos de la ciudad de Guayaquil para realizar los TRT respectivos y determinar la temperatura sin perturbar del suelo, su conductividad térmica y difusividad. De esta manera, se pudo construir un mapa aproximado de la ciudad de Guayaquil con los valores de las propiedades térmicas del suelo mencionadas, así como la estratigrafía que se pueden obtener en ubicaciones específicas de la urbe.

El caso de estudio del presente proyecto es el enfriamiento del último piso del “Edificio del Gobierno Zonal”, ubicado en el centro norte de la ciudad. Por ende, se utilizan los valores de conductividad y difusividad térmica de la localidad 2 (Universidad de Guayaquil) de la investigación de Moreira et al. (2017), ya que se encuentra muy próxima al edificio del caso de estudio. Las propiedades que se utilizarán para el caso de estudio se resumen en la Tabla 2.2.

Tabla 2.2. Propiedades térmicas del suelo de Guayaquil.

Ubicación	Temperatura sin perturbar del suelo (°C)	Conductividad térmica del suelo (W/m.K)	Difusividad térmica del suelo (m²/día)
Universidad de Guayaquil	28	0.898	0.066

(Fuente: (Moreira et al., 2017))

Como no se dispone de bibliografía referente a las propiedades térmicas del suelo para el resto de las ciudades cálidas del Ecuador, se procede a utilizar métodos alternativos para la estimación de las propiedades. En la investigación de Ouzzane et al. (2015), se establece un modelo simplificado que permite estimar la temperatura sin perturbar del suelo, \bar{T}_s , a partir de la temperatura del aire ambiente promedio. A continuación, se puede observar la ecuación del modelo matemático que permite su cálculo.

$$\bar{T}_s = 17.898 + 0.951\bar{T}_{amb} \quad (3)$$

Utilizando la ecuación (3), se obtienen las temperaturas del suelo sin perturbar de todas las ciudades cálidas del Ecuador. Se debe recordar que la ecuación trabaja en unidades de temperatura de Kelvin, y se utiliza el valor medio de la temperatura ambiente anual, \bar{T}_{amb} .

Ahora bien, para el estudio de una bomba de calor geotérmica para refrigeración también se debe tener en cuenta la composición del suelo profundo, ya que un intercambiador geotérmico vertical se entierra a grandes profundidades. Por otro lado, para estimar los valores de conductividad y difusividad térmica del suelo profundo, se hace referencia a la investigación de Sobti & Singh (2015), en la que se resumen estas propiedades en función del tipo de suelo que se tenga. Para esto es necesario determinar la geomorfología de las regiones Costa, Oriente e Insular. Los trabajos de

PRONAREG (1978), Díaz (2018) y Geist (1997), resumen el tipo de material parental que se tiene en cada una de las regiones, respectivamente. Se obtienen los valores de la temperatura sin perturbar del suelo, la temperatura ambiente promedio, la conductividad térmica del suelo y su difusividad para una ciudad de todas las regiones del Ecuador, excepto la región Andina. Sin embargo, para las simulaciones se toman de muestra dos ciudades del Oriente, una de la Región Insular y tres de la región Costa.

2.4. Estimación de las cargas térmicas de enfriamiento para el caso de estudio

El programa SIMEB es usado para hacer modelos de eficiencia energética en edificaciones (Simeb, 2011), con el cual Naranjo (2013), obtiene los resultados de cargas térmicas para el último piso del Edificio de la Coordinación Zonal 8 de la Cancillería de Ecuador mediante programa SIMEB, datos que serán usados para la obtención de cargas mensuales y del día pico, que posteriormente serán importados a TRNSYS para el modelado.

En la Tabla 2.3 y la Figura 2.4 se muestran los resultados mensuales de las cargas térmicas, así como la carga pico máxima de cada mes con la fecha y hora correspondiente a la misma.

Tabla 2.3. Cargas térmicas mensuales.

Meses	Carga Térmica	Carga Pico Máxima	Día carga máxima	Hora
	kWh	kWh		
Enero	31546,87	142,56	22/1/2007	14:00
Febrero	29620,74	144,24	21/2/2007	12:00
Marzo	32657,14	152,96	27/3/2007	14:00
Abril	29724,96	145,68	6/4/2007	15:00
Mayo	32012,82	142,4	21/5/2007	13:00
Junio	26911,61	141,68	19/6/2007	14:00
Julio	26669,28	137,92	9/7/2007	12:00
Agosto	27675,92	136,8	31/8/2007	13:00
Septiembre	24883,33	142,62	4/9/2007	11:00
Octubre	28483,36	135,68	11/10/2007	14:00
Noviembre	26981,52	130,32	20/11/2007	13:00
Diciembre	27748,16	141,28	3/12/2007	13:00

(Fuente: (Naranjo, 2013))

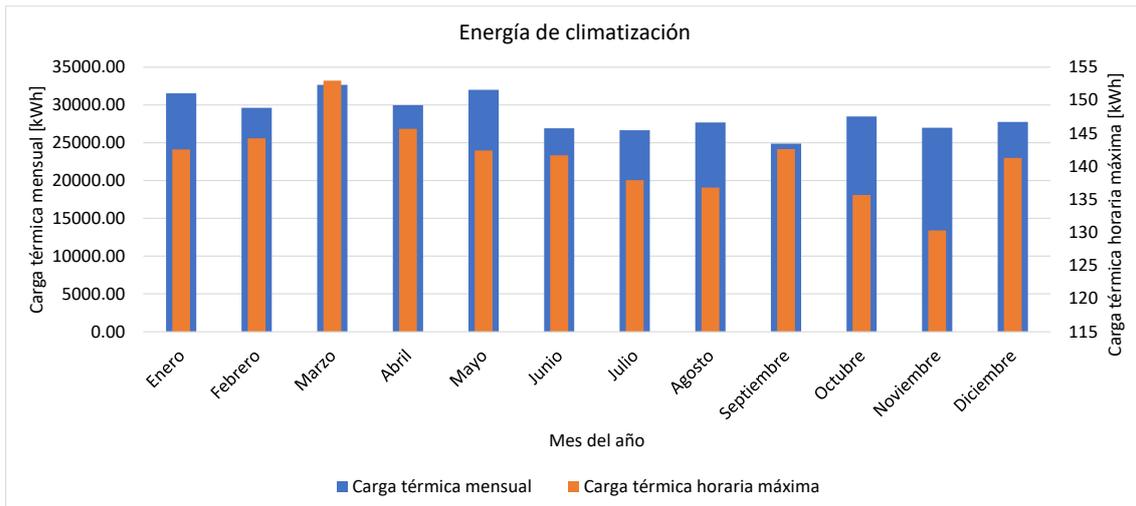


Figura 2.4. Energía de climatización.

(Fuente: (Naranjo, 2013))

Se puede observar en la Figura 2.4 que la variación de la carga pico máxima través de los meses no es muy marcada. En el mes de marzo se alcanza el punto más alto con un valor de 153 kW, por el contrario, en noviembre desciende su magnitud hasta un valor de 130 kW. La diferencia es solamente de 23 kW entre la carga más alta y la carga menos alta del año. La razón se fundamenta en que la ciudad de Guayaquil presenta un clima cálido durante todo el año que, a diferencia de otros lugares con presencia de estaciones climáticas definidas, permite que las condiciones de climatización sean estables.

Tomando en cuenta el día 27 de marzo como aquel con la carga de enfriamiento más elevada del año, se puede realizar un contraste entre el perfil de carga del sistema y la temperatura del aire ambiente. De esta manera, interpretar su relación y comportamiento como se observa en la Figura 2.5.

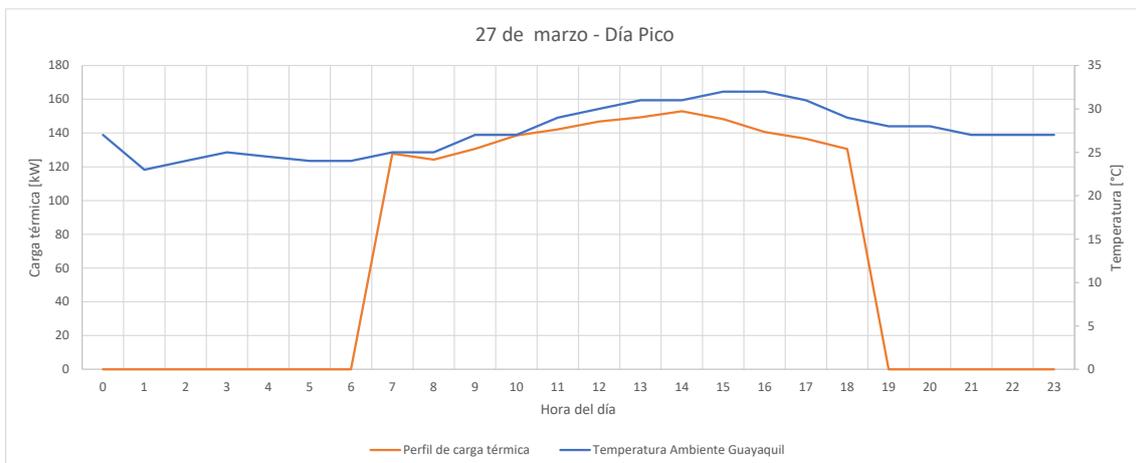


Figura 2.5. Perfil de carga térmica del 27 de marzo 2007.

(Fuente: Propia)

El perfil de carga térmica observado representa la demanda de refrigeración que posee el último piso del Edificio del Gobierno Zonal. Naranjo (2013), consideró un horario de ocupación para el cálculo de cargas, por lo que se puede notar que entre las 6 de la mañana y las 7 de la noche, se tiene una demanda energética de climatización. Además, el incremento de la temperatura del aire ambiente, desde unos 25 °C en la mañana, hasta aproximadamente los 35 °C en la tarde; así como el uso de las instalaciones del restaurante en hora de almuerzo, provocan un incremento en la demanda de climatización.

Una vez estimadas las cargas térmicas de enfriamiento se puede continuar con el diseño del sistema de bomba de calor aplicado al caso de estudio.

2.5. Diseño de el caso de estudio en TRNSYS con las diferentes configuraciones de sistemas de bombas de calor geotérmicas

El software de simulación numérica TRNSYS, es un programa utilizado para modelar la operación (incluyendo estados transitorios) de una amplia gama de sistemas energéticos. El programa funciona recopilando un conjunto de librerías con los componentes más frecuentes en este tipo de sistemas y que pueden ser configurados de tal manera que representen un comportamiento similar a la realidad en la simulación. Para tal efecto, el software permite utilizar archivos externos en diferentes formatos para simular las condiciones meteorológicas en varios puntos del mundo; así como utilizar archivos externos que permitan modelar el comportamiento de los equipos o máquinas comerciales utilizadas en los sistemas energéticos.

Es así que, utilizando TRNSYS se pueden obtener resultados muy cercanos al comportamiento real en el tiempo de los sistemas energéticos HVAC bajo diferentes condiciones de clima. Tal es el caso de los sistemas de enfriamiento mediante bombas de calor geotérmicas, pues han demostrado tener muy buenas correlaciones con las simulaciones realizadas en el programa, y los resultados experimentales como se puede observar en los estudios de Kassai (2020) y (Ruiz-Calvo et al., 2017). Además, mediante el software se pueden realizar variaciones en los parámetros y configuraciones del sistema para poder optimizarlo y establecer cuáles son las mejores características para su adecuado funcionamiento.

El software TRNSYS maneja una interfaz de elementos con entradas y salidas de datos, por lo que se requiere dimensionar los elementos del sistema previamente. Los elementos son denominados "Types". Dentro de ellos se configuran los parámetros que definen al sistema y que servirán como entradas (inputs) para la simulación. Los

resultados de los cálculos internos en cada elemento se reflejan en las salidas como “outputs”. Los elementos se encuentran interconectados de forma lógica considerando que los resultados de uno pueden ser los datos iniciales de otro. A continuación, se definen los elementos utilizados en los sistemas, así como las configuraciones a ser adoptadas.

2.5.1. Descripción de los sistemas

Los sistemas de enfriamiento utilizados en el presente proyecto se muestran en dos escenarios. Uno de ellos corresponde al caso de estudio modelado para un sistema de enfriamiento con bomba de calor agua-agua, que cuenta con un intercambiador de calor geotérmico del lado del condensador para el rechazo de calor hacia el suelo y un tanque de almacenamiento del lado del evaporador para la ganancia de calor desde la instalación. El otro escenario maneja el mismo principio, pero utilizando una bomba de calor aire-agua para enfriar el tanque de almacenamiento y rechazar el calor al aire pues no presenta el intercambiador de calor geotérmico. En los dos sistemas se pueden diferenciar el lado caliente y lado frío de las bombas de calor, siendo estos, el lado del condensador y del evaporador, respectivamente.

En el primer sistema, el agua que fluye a través del intercambiador de calor soterrado llega hasta el condensador de la bomba de calor agua-agua, donde aprovecha el calor rechazado por el equipo para incrementar su temperatura. El agua caliente que proviene desde la superficie fluye por las tuberías del intercambiador que son enterradas a profundidad y de manera vertical en el suelo. Como consecuencia de la diferencia de temperatura, el agua de las tuberías pierde calor en el suelo a través de sus paredes por efecto de la conducción y convección. Finalmente, el sistema se cierra cuando el agua que ha sido enfriada regresa al condensador para ser calentada nuevamente.

Para el sistema de enfriamiento con la bomba de calor aire-agua, el condensador se encuentra expuesto al ambiente, donde se rechaza el calor proveniente del tanque de almacenamiento para cubrir la demanda energética de climatización.

El lado frío de los sistemas presenta un tanque de almacenamiento en el que se acondiciona la temperatura de un volumen de agua mediante el rechazo de calor desde el fluido hasta el evaporador de las bombas de calor. El agua caliente del tanque sale de la parte superior del mismo para dirigirse hacia el evaporador, donde se enfría y retorna al tanque por la parte inferior. La demanda térmica de climatización se lee mediante un archivo externo utilizando un flujo de agua fría que permita compensar las características de diseño. Además, en cada lado de los sistemas, se disponen de bombas hidráulicas que permiten la circulación del agua a través de las tuberías.

Las Figuras 2.6 y 2.7 muestran la disposición adoptada en el software de los elementos implicados para la simulación del caso de estudio. Las líneas rojas representan el flujo de agua caliente y de manera opuesta, las azules, el de agua fría. Las líneas entrecortadas representan el transporte de información o datos en el software. En las siguientes secciones se profundiza más en el funcionamiento de cada componente de los sistemas, así como también se determinan las distintas configuraciones que serán analizadas.

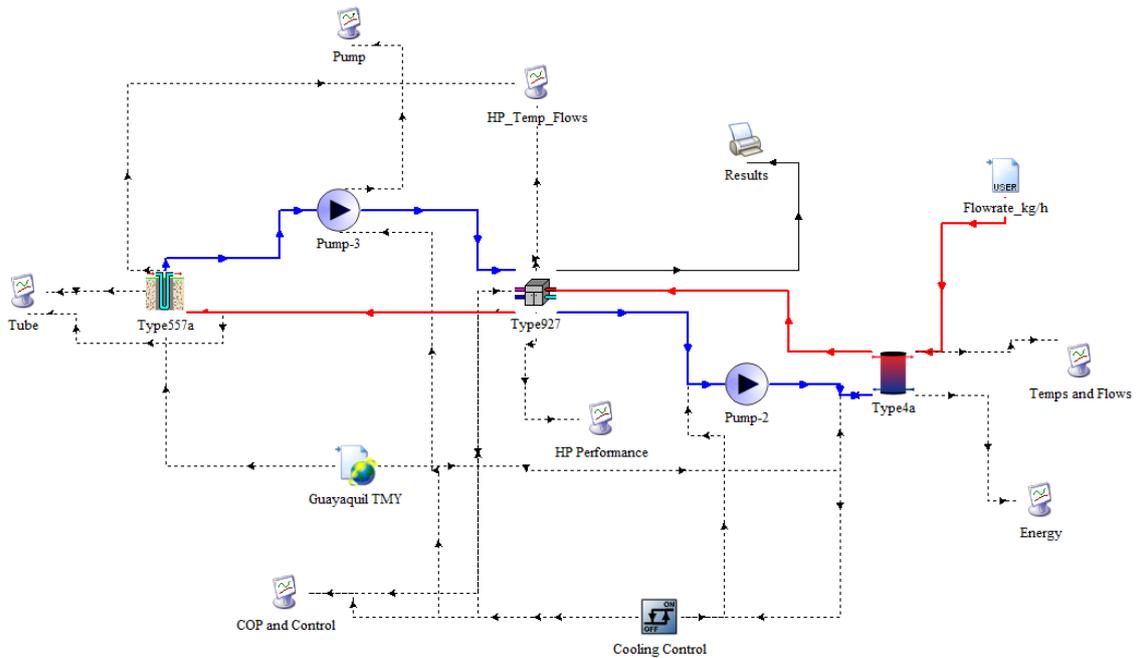


Figura 2.6. Sistema de enfriamiento con bomba de calor agua-agua.

(Fuente: Propia)

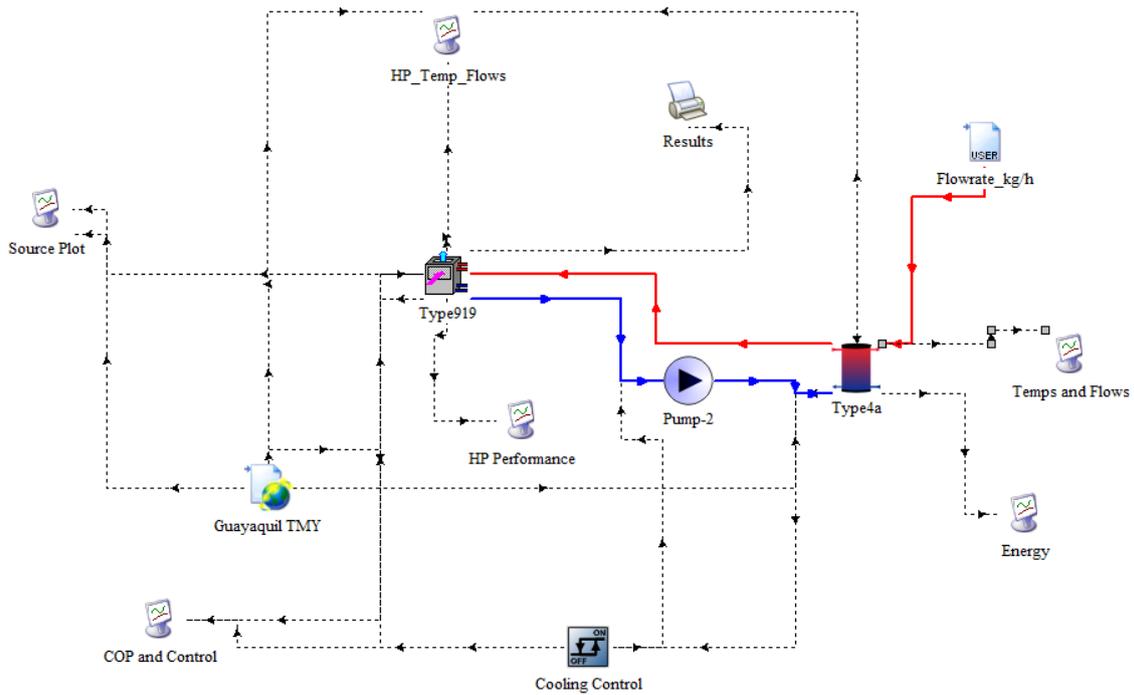


Figura 2.7. Sistema de enfriamiento con bomba de calor aire-agua.

(Fuente: Propia)

2.5.2. Componentes de TRNSYS

En la sección siguiente se describen los componentes más relevantes dentro del modelado en TRNSYS de un sistema de enfriamiento con bombas de calor, tomando como sumidero de calor el suelo y el aire para comparación. Además, se utilizan componentes secundarios que no son tomados a consideración y pueden encontrarse disponibles en los capítulos 3, 4 y 5 del manual de TRNSYS (Klein, 2009). Por otra parte, los parámetros y entradas que son utilizadas dentro de la configuración de los componentes durante el modelado se detallan en el TRNSYS Input File extraído del software y añadido en el Anexo III en forma de un enlace de libre acceso (Chávez & Parra, 2022). El enlace direcciona a un repositorio en Google Drive en el que se encuentra el archivo de texto con la información requerida.

2.5.2.1. Bomba de calor agua-agua – Type 927

El “Type 927” es el componente de TRNSYS que permite el modelado de una bomba de calor de una etapa. Su denominación agua-agua se debe a que el equipo puede condicionar la corriente de un fluido mediante la absorción o rechazo de calor hacia otro, cuando trabaja en modo de calefacción o enfriamiento. El componente del software hace uso de archivos externos que pueden ser cargados por el usuario, en los que se refleja el comportamiento real de la máquina. De esta manera, se obtienen valores de la capacidad y potencia del equipo, en función de las temperaturas de ingreso del fluido

en los lados de fuente y carga. Los datos necesarios para desarrollar las matrices de desempeño para calefacción y enfriamiento suelen ser un aporte del fabricante a través de sus catálogos o fichas técnicas. Una de las aplicaciones del “Type 927” es para el control de temperaturas, por lo que el usuario es capaz de fijar, a través de una señal de control, las condiciones que permitan encender o apagar el equipo si se requiere calentar o enfriar un espacio.

Para la selección de la bomba de calor se utiliza la carga térmica del día pico que fue citada anteriormente para compararla con la capacidad de enfriamiento del equipo que se oferta. Sin embargo, primero se usa el valor de carga térmica más alta del año que es 153 kW de la Tabla 2.3 para agregarle un 10% como factor de seguridad, dando como resultado 168 kW que será la base para la selección de la bomba de calor.

Sin embargo, tras un análisis anual de la carga térmica, se puede notar que el valor de la carga pico no es muy frecuente. Además, se realizó un balance energético que permitió obtener una serie horaria del flujo de agua requerido para satisfacer carga de enfriamiento de 10 °C en el caso de estudio durante un año. Estos resultados permitieron simular la carga térmica en el “Type 927” para determinar que la bomba seleccionada se encuentra sobredimensionada para cubrir las necesidades energéticas del caso de estudio. Por tales motivos se decide optar por una bomba de calor de menor capacidad de enfriamiento.

Se selecciona la bomba de calor agua-agua de Systemair modelo WQH 150 de 144.3 kW, que trabaja con refrigerante R134a. Las características técnicas de este equipo pueden ser revisadas en el Anexo IV.

2.5.2.2. Bomba de calor aire-agua – Type 919

El elemento “Type 919” modela en TRNSYS una bomba de calor de una etapa, que trabaja para acondicionar una corriente de aire mediante la ganancia o el rechazo de calor, desde o hacia un fluido líquido en modalidad de calentamiento y enfriamiento respectivamente. De igual manera que en el anterior componente, se utiliza un archivo externo suministrado por el usuario, en el que se detalla el comportamiento del equipo. Así, se obtienen las capacidades de enfriamiento total y sensible, como la potencia requerida; en función de parámetros de ingreso de la bomba de calor como temperatura y caudal de las corrientes de agua y aire. Los valores asignados a la matriz de desempeño del archivo externo se encuentran en el catálogo del fabricante. Este elemento puede hacer uso también de una señal de control para su funcionamiento.

La selección de una bomba adecuada se basa de igual manera que para el “Type 927” en determinar la demanda energética del día pico en el caso de estudio para encontrar un equipo capaz de satisfacerla. Los equipos de Carrier son capaces de cubrir las necesidades del caso de estudio y prestan las características técnicas que se pueden observar en el Anexo V. Se selecciona el modelo 30RQ 160R de 147.2 kW, que es una bomba de calor aire-agua de compresor scroll que trabaja con refrigerante R-32 y tiene un COPc de 2.66.

2.5.2.3. Intercambiador de calor geotérmico vertical – Type 557

El componente que permite simular el intercambiador soterrado es el “Type 557”, un elemento que puede simular una tubería vertical en forma de U o tipo concéntrica. El modelo se basa en la circulación de un fluido, en este caso agua, a través de una tubería, para intercambiar calor con el suelo. Dependiendo de las temperaturas del fluido y del suelo, puede estar absorbiendo o rechazando calor.

El programa asume que las posiciones de las tuberías son uniformes en un volumen de terreno que representa el almacenamiento térmico. La transferencia de calor que considera es de convección desde el fluido hacia las paredes de la tubería y de conducción a través de las paredes, el relleno y el terreno. Por lo tanto, como datos de entrada se toman en cuenta las propiedades térmicas del terreno y fluido, así como el dimensionamiento del volumen del terreno de almacenamiento en función de la longitud calculada del intercambiador. El dimensionamiento del intercambiador de calor está compuesto por un conjunto de cálculos provenientes del método para sistemas cerrados de la ASHRAE.

$$\frac{Q}{\Delta t} = \frac{kA}{x} (T_c - T_f) \quad (4)$$

Donde:

$\frac{Q}{\Delta t}$: Calor transferido por unidad de tiempo, [W]

k : Conductividad térmica, [W/K * m]

A : Área de superficie de contacto, [m²]

$(T_c - T_f)$: Diferencia de temperatura entre focos frío y caliente, [K]

x : Espesor, [m]

Usando como base la ecuación (4) se desarrolla la ecuación de transferencia de calor transferido por el terreno.

$$q = \frac{L_{pozo}(T_{suelo} - T_{agua})}{R_T} \quad (5)$$

Donde:

q : Calor transferido por el terreno, [W]

L_{pozo} : Longitud del intercambiador de calor, [m]

T_{suelo} : Temperatura del suelo, [K]

T_{agua} : Temperatura promedio del agua en el intercambiador, [K]

R_T : Resistencia térmica global del suelo y el pozo, $[m * \frac{K}{W}]$

La ecuación para el cálculo de longitud del intercambiador de calor se obtiene al despejar la ecuación (5).

$$L_{pozo} = \frac{q * R_T}{(T_{suelo} - T_{agua})} \quad (6)$$

Se puede notar en la ecuación (6) que las variables que permiten optimizar el sistema son la longitud del intercambiador y la temperatura promedio del agua. La transferencia de calor con el terreno está determinada por la carga térmica de la edificación, la temperatura del suelo es definida por las condiciones geotérmicas, y la resistencia térmica global considera las propiedades térmicas del suelo tanto como el diseño del intercambiador y la transferencia de calor hacia el suelo. Por lo tanto, es notable que en aplicaciones de enfriamiento es más eficiente que la temperatura media del agua sea baja, aunque repercuta en un intercambiador más largo y costoso.

El cálculo de la transferencia de calor que se efectúa con el terreno relaciona la eficiencia del sistema de bomba de calor para enfriamiento COP_c o EER y la carga térmica de enfriamiento de la edificación. Es así que, utilizando el calor de condensación en la ecuación 8 se obtiene el calor transferido hacia el suelo.

$$q_{cond} = \frac{EER + 3.412}{EER} q_L \quad (7)$$

$$q_{cond} = \frac{COP_c + 1}{COP_c} q_L \quad (8)$$

Donde:

q_{cond} : Calor transferido al suelo con el intercambiador actuando como condensador, [Btu/h] o [W]

EER : Energy Efficiency Ratio, [Btu/Wh]

COP_c : Coeficiente de desempeño para enfriamiento, [q_L/W_{elec}]

q_L : Carga térmica de diseño para la edificación, [Btu/h] o [W]

La transferencia de calor anual neta es función del número de horas equivalentes en carga máxima para enfriamiento ($EFLH_C$), cuyos valores para diferentes tipos de instalaciones se pueden encontrar en el texto de (Carlson, 2001). Todos los datos requeridos para establecer las variables y resolver las ecuaciones de este apartado se resumen en el Anexo VI.

$$q_a = \frac{q_{cond} \times EFLH_C}{8760} \quad (9)$$

Donde

$EFLH_C$: Número equivalente de horas en carga máxima para enfriamiento

En la ecuación (6) se pueden incluir una serie de pulsos de calor para representar que la transferencia de calor del intercambiador con el terreno es variable. De tal manera, se trabaja a la resistencia térmica global como una función del tiempo representando estos pulsos de calor de manera anual, mensual y horaria, tal y como lo recomienda ASHRAE en su método de diseño. La longitud de diseño para el intercambiador de calor en enfriamiento se transforma en la ecuación (10).

$$L_C = \frac{q_a R_{ga} + q_{cond} (R_b + PLF_m R_{gm} + F_{sc} R_{gst})}{T_g - \frac{T_{wi} + T_{wo}}{2} + T_p} \quad (10)$$

Donde

q_a : Media de la transferencia de calor neta anual al terreno, [W]

R_{ga} : Resistencia térmica efectiva del suelo para pulso anual, [$m * \frac{K}{W}$]

R_b : Resistencia térmica del pozo, [$m * \frac{K}{W}$]

PLF_m : Factor de carga parcial durante el mes de diseño

R_{gm} : Resistencia térmica efectiva del suelo para pulso mensual, [$m * \frac{K}{W}$]

F_{sc} : Factor de pérdida de cortocircuito entre las tuberías en el pozo

R_{gst} : Resistencia térmica efectiva del suelo para pulso horario, [$m * \frac{K}{W}$]

T_g : Temperatura sin perturbar del suelo

T_{wi} : Temperatura de ingreso del fluido a la bomba de calor, [$^{\circ}C$]

T_{wo} : Temperatura de salida del fluido de la bomba de calor, [$^{\circ}C$]

T_p : Temperatura de perturbación en el suelo a largo plazo como consecuencia del desbalance térmico, [$^{\circ}C$]

La resistencia térmica del pozo R_b es calculada al considerar la resistencia térmica de la tubería y la del relleno en el pozo de acuerdo con la ecuación (11).

$$R_b = R_p + R_{gt} \quad (11)$$

Donde

R_p : Resistencia térmica de la tubería, [$m * \frac{K}{W}$]

R_{gt} : Resistencia térmica del relleno en el pozo, [$m * \frac{K}{W}$]

De manera específica, la resistencia térmica de la tubería se encuentra dominada por el efecto de convección del fluido y la conducción calórica a través de las paredes del tubo (Kavanaugh & Rafferty, 2014). Es así que, la resistencia de contacto entre las paredes y el fluido se desprecia. A continuación, se presentan las ecuaciones de cálculo para la resistencia térmica del tubo considerando dos configuraciones del intercambiador de calor vertical.

La resistencia térmica de la tubería vertical de configuración tipo U simple (dos tubos) es:

$$R_p = \frac{R_{conv_in} + R_{cond_tub}}{2} = \frac{1}{\pi d_i h_{conv}} + \frac{\ln\left(\frac{d_o}{d_i}\right)}{2\pi k_p} \quad (12)$$

La resistencia térmica de la tubería vertical de configuración tipo U doble (cuatro tubos) es:

$$R_p = \frac{R_{conv_in} + R_{cond_tub}}{4} = \frac{1}{\pi d_i h_{conv}} + \frac{\ln\left(\frac{d_o}{d_i}\right)}{2\pi k_p} \quad (13)$$

Donde

d_i : Diámetro interno de la tubería, [m]

d_o : Diámetro interno de la tubería, [m]

h_{conv} : Coeficiente de convección para el fluido dentro del intercambiador, $\left[\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}\right]$

k_p : Conductividad térmica del material de la tubería, $\left[\frac{W}{m \cdot ^\circ C}\right]$

Para completar la ecuación (11) y determinar la resistencia térmica del pozo, Kavanaugh & Rafferty (2014), recomiendan utilizar la correlación de Remund (1999). La ecuación mostrada a continuación utiliza unos coeficientes de forma que dependen de la orientación del intercambiador vertical en el pozo.

$$R_{gt} = \left[\beta_0 \left(\frac{d_b}{d_o} \right)^{\beta_1} \times k_{gt} \right]^{-1} \quad (14)$$

Donde

β_0, β_1 : Coeficientes de forma tabulados.

d_b : Diámetro del pozo, [m]

d_o : Diámetro externo de la tubería, [m]

k_{gt} : Conductividad térmica del relleno en el pozo, $\left[\frac{W}{m \cdot ^\circ C}\right]$

De igual manera, se presenta la ecuación para el cálculo de la resistencia térmica del pozo para un intercambiador vertical del tipo concéntrico. Las resistencias térmicas de la tubería y del relleno se combinan en una sola ecuación.

$$R_b = R_{conv_in} + R_{cond_tub} + R_{gt} = \frac{1}{\pi d_i h_{conv}} + \frac{\ln\left(\frac{d_o}{d_i}\right)}{2\pi k_p} + \frac{\ln\left(\frac{d_b}{d_o}\right)}{2\pi k_{gt}} \quad (15)$$

Para complementar los cálculos en las ecuaciones, se requieren los valores resultantes de las ecuaciones como el coeficiente de convección (15)

$$h = \frac{k_w}{D_H} Nu_L \quad (16)$$

Donde:

Nu_L : Número de Nusselt

D_H : Diámetro Hidráulico, [m]

k_w : Factor de conductividad térmica del fluido, $\left[\frac{W}{m \cdot ^\circ C}\right]$

El cálculo del número de Nusselt se realiza mediante la correlación de Dittus & Boelter (1930), que relaciona el número de Reynolds Re y el número de Prandtl Pr , que son definidos por las propiedades del fluido. Además, se utiliza un factor n que depende de si el fluido de trabajo es para enfriamiento o calentamiento.

$$Nu_L = 0.023 Re_L^{0.8} \times Pr^n \quad (17)$$

Para el cálculo del número de Prandtl se usan los datos para el fluido.

$$Pr = \frac{C_p * \mu}{k_w} \quad (18)$$

Donde:

μ : Viscosidad dinámica, $\left[\frac{N*s}{m^2}\right]$

C_p : Calor específico, $\left[\frac{J}{Kg*°C}\right]$

k_w : Conductividad térmica, $\left[\frac{W}{m*°C}\right]$

En tuberías con sección transversal circular, el número de Reynolds puede ser determinado mediante la ecuación (19).

$$Re_L = \frac{Q \times D_H}{\frac{\mu}{\rho} \times A} \quad (19)$$

Donde

Q : Caudal del fluido en el intercambiador de calor, $\left[\frac{m^3}{s}\right]$

ρ : Densidad del fluido en el intercambiador de calor, $\left[\frac{kg}{m^3}\right]$

A : Sección transversal de la tubería, $[m^2]$

La resolución de las ecuaciones se desarrolla mediante una hoja de cálculo, en la que se ingresan los datos requeridos para poder calcular la longitud del intercambiador en cada una de las ciudades de interés. Los datos necesarios para resolver las ecuaciones son obtenidos bibliográficamente y son expuestos en tablas y figuras en el Anexo VI.

Se pueden tomar algunas recomendaciones presentes en el libro de Kavanaugh & Rafferty (2014), para la resolución de la ecuación (10). Por ejemplo, en enfriamiento se recomienda adoptar valores para la temperatura de ingreso del fluido a la bomba de calor, T_{wi} , que se encuentren en un rango de 11 a 17 °C superior a la temperatura sin

perturbar del suelo T_g ; esto debido a que se ha demostrado que en este rango la relación entre la eficiencia del sistema y la longitud calculada es óptima (Kavanaugh & Rafferty, 2014). Otra recomendación útil es establecer la magnitud del caudal del fluido a través del circuito cerrado en valores específicos como 2.15, 2.7 o 3.2 $\left[\frac{L}{min.kW}\right]$. De esta manera, se puede estimar la magnitud referencial para la temperatura de salida del fluido en la bomba de calor T_{wo} , siendo para enfriamiento valores de 5.6, 6.7 y 8.3 °C mayores que la temperatura del fluido al ingresar a la bomba T_{wi} .

Se debe aclarar que la longitud determinada es específica para un intercambiador de calor vertical. Por lo tanto, se debe dividir la magnitud de la longitud para la cantidad de perforaciones o intercambiadores que se desea para el sistema, obteniendo longitudes más cortas para poder realizar perforaciones.

Adicionalmente, se debe realizar un cálculo relacionado al volumen del terreno de almacenamiento térmico, ya que es un parámetro importante en TRNSYS. El software considera un volumen cilíndrico, dentro del cual se encuentran ubicadas uniformemente las perforaciones. La ecuación 20 que permite su cálculo se obtiene desde el programa.

$$V_{alm} = \pi \times \# perforaciones \times L_{perf} \times (0.525 \times Dist_{perf})^2 \quad (20)$$

En el presente proyecto se tomarán en cuenta cuatro escenarios que serán analizados mediante un estudio paramétrico, considerando la cantidad de 25 y 30 perforaciones y una distancia de separación entre perforaciones de 5 y 6 m.

Adicionalmente se considera el cálculo de costo de perforación para el intercambiador de calor, utilizando el estudio de Guerra (2016), empezando con el cálculo del volumen del agujero en unidades inglesas con una sobreestimación del diámetro de un 30% como se muestra en la ecuación (21).

$$Diametro = Diametro \times 1.30 \quad (21)$$

$$Capacidad = \frac{(ID)^2}{1029.4} \quad (22)$$

$$Volumen = Capacidad \times Profundidad \quad (23)$$

Guerra (2016), recomienda aumentar en un 100% el volumen por prevención de posibles problemas operativos.

$$Volumen\ total = Volumen + Volumen \quad (24)$$

2.5.2.4. Tanque de almacenamiento – Type 4a

El “Type 4a” modela un tanque de almacenamiento de agua sujeto a estratificación térmica con segmentos de igual volumen, donde la estratificación puede ser menor o igual a 100. Consta de un lado caliente y un lado frío, donde se encuentran dos entradas o dos salidas de fluido en cada lado. El tanque de almacenamiento dentro del presente proyecto permite simular en TRNSYS el efecto de la carga térmica, al circular a través de su ingreso de agua caliente, una carga anual del flujo requerido para satisfacer la carga de climatización. De esta manera, el agua dentro del tanque incrementa su temperatura, lo que activa el funcionamiento de las bombas de calor para poder enfriar el fluido. El sistema de control se encuentra enlazado a la temperatura del fondo del tanque como parámetro de entrada para censar este valor y accionar las bombas de calor cuando se alcancen los 9°C, considerando una diferencia de temperatura para el sistema de control de 2°C. Se recomienda este valor en sistemas de control para sistemas de almacenamiento de agua fría (Beattie, 2018).

Para el modelado del presente proyecto se empleó un tanque de almacenamiento de agua sin calentador auxiliar con un volumen de 29 m³ y 50 nodos de 0.0614069 m de altura cada uno. En base al catálogo de Cemline Corporation (2021), se calculó el volumen con la ecuación (25):

$$V = \frac{Q_{carga}}{\Delta T \times 8.33 \times FOM \times \text{gravedad específica}} \quad (25)$$

Donde:

Q_{carga} : Carga [BTU's]

ΔT : Diferencia de temperatura en el tanque.

Gravedad específica: 1

8.33: Valor utilizado por unidad de galón.

FOM : Valor obtenido de la división entre la capacidad de refrigeración durante la descarga y la capacidad de refrigeración máxima teórica del tanque cargado totalmente, sin embargo, el valor habitual es de 0.9

Su funcionamiento en el modelado consiste en el flujo de agua entre el tanque y la bomba de calor, la salida del agua desde la bomba de calor a bajas temperaturas ingresa por el lado inferior mientras que el agua a una mayor temperatura regresa a la bomba desde el lado superior del tanque. Se considera un valor de 0.83 W/m²°C como coeficiente promedio de pérdidas de calor para el tanque.

2.5.2.5. Sistema de Control – Type 168

El “Type 168” permite una función de control on/off con valores 1 o 0 en función de una diferencia entre dos temperaturas. Para el modelado del presente proyecto se usa este elemento como control de enfriamiento para activar las bombas de calor y las bombas hidráulicas de velocidad fija que circulan agua en un ciclo cerrado, tanto en el lado del intercambiador de calor geotérmico como en el tanque de almacenamiento. La activación de la bomba de calor y las bombas hidráulicas ocurrirá cuando la temperatura del nodo ubicado al fondo del tanque tome una lectura igual o superior a 9 °C. Por otro lado, el sistema de control desactivará el funcionamiento de los equipos antes cuando la temperatura antes mencionada descienda por debajo de los 5 °C. De esta manera, se puede mantener una temperatura de salida del tanque para que el agua enfriada permita satisfacer la demanda del caso de estudio.

2.5.2.6. Bomba– Type 114

El “Type 114” representa una bomba de flujo constante sin considerar características de arranque y pare de la bomba. En el modelado del presente proyecto permite el flujo de agua constante entre la bomba de calor con el intercambiador de calor geotérmico y la bomba de calor con el tanque. La bomba presente entre la bomba de calor con el intercambiador de calor geotérmico tiene un flujo de 17926 kg/h cuando son 30 tuberías y 21511 kg/h cuando se trabaja con 25, la cual se obtiene de la fórmula 22 obtenida de las tablas presentadas en Kavanaugh & Rafferty (2014), detalladas en el Anexo VI. Se considera una diferencia de temperatura de 10°C:

$$\frac{L}{min} = \frac{Q}{0.0692 \times \Delta T \times N^{\circ} de tubos} \quad (26)$$

Donde:

Q : Carga [kW]

ΔT : Diferencia de temperatura entre la entrada y salida de la bomba de calor

$N^{\circ} de tubos$: Número de tubos U en paralelo

Mientras que la bomba presente entre la bomba de calor con el tanque tiene un flujo másico de 9000 kg/h durante su funcionamiento. Este valor es obtenido al promediar de manera anual los flujos calculados de la carga térmica.

3. RESULTADOS

En este capítulo se presentan los resultados de la simulación de los dos sistemas diseñados. En primer lugar, se verifica que los sistemas sean capaces de satisfacer la demanda de climatización del caso de estudio. También se determina cuál es el comportamiento de los dos sistemas mediante un análisis de su COP_c o su EER, mediante comparaciones. Además, se presentan los resultados del estudio paramétrico con el objetivo de establecer la configuración del intercambiador de calor más efectivo. Otro de los análisis que se realizan en este apartado es el económico, y para ello se toman en cuenta los costos por consumo energético, costo de perforación para el sistema geotérmico, así como un costo aproximado de los equipos. Finalmente, se detallan los resultados de la simulación del sistema replicando los análisis para otras ciudades.

3.1. Resultados de cálculos

De acuerdo con los cálculos realizados en la sección 2.3, se presenta en la Tabla 3.1 el resumen de los valores inferidos de conductividad y difusividad térmica para los diferentes suelos de las zonas calientes del Ecuador dentro de los rangos establecidos en el trabajo de (Sobti & Singh, 2015).

Tabla 3.1. Valores de la temperatura sin perturbar, conductividad y difusividad térmica del suelo en las diferentes zonas cálidas del Ecuador.

PROVINCIA	CIUDAD	T amb [°C]	T suelo [°C]	Tipo de suelo profundo	Conductividad térmica [W/m.K]	Difusividad térmica [m ² /día]
Esmeraldas	Esmeraldas	25.73	28.98	Rocoso húmedo y ligeramente arcilloso	1.4-2.4	0.065-0.11
Sto. Domingo de los Tsáchilas	Sto. Domingo	21.76	25.21	Rocoso con capas de ceniza	2.1-3.5	0.065-0.11
Sta. Elena	Salinas	23.43	26.80	Rocoso volcánico	1.0-2.1	0.055-0.074
Manabí	Portoviejo	24.21	27.54	Rocoso con capas de arenisca y limo	1.8-2.5	0.084-0.13
Los Ríos	Pichilingue	23.77	27.12	Rocoso con capas de arcilla y limo	1.4-3.0	0.084-0.13
El Oro	Machala	24.26	27.58	Rocoso y arcilloso	2.4-3.8	0.084-0.13
Zamora Chinchipe	Zamora	22.10	25.53	Rocoso con capas de granito	2.3-3.7	0.084-0.13
Napo	Tena	23.66	27.01	Rocoso con capas de granito	2.3-3.7	0.084-0.13
Sucumbíos	Lago Agrio	24.47	27.78	Rocoso y húmedo	1.4-2.4	0.065-0.084
Pastaza	Puyo	20.08	23.61	Rocoso y arenoso	2.1-3.5	0.065-0.11
Orellana	Orellana	24.93	28.22	Arcilloso con capas de arenisca	2.4-3.8	0.084-0.13
Morona Santiago	Macas	20.64	24.15	Rocoso con capas de ceniza	2.1-3.5	0.065-0.11
Arch. Galápagos	Isla San Cristóbal	24.18	27.51	Rocoso volcánico	1.0-2.1	0.055-0.074

(Fuente: (Sobti & Singh, 2015), (Díaz, 2018))

Se puede observar en la Tabla 3.1 que tanto la conductividad como la difusividad térmica en la región amazónica tiende a ser mayor que en otras regiones debido a las propiedades físicas del suelo profundo.

De acuerdo con los cálculos realizados en el capítulo 2 sección 2.5.2.3, se presenta la Tabla 3.2. como resumen de las longitudes del intercambiador de calor con 25 y 30 perforaciones de las ciudades cálidas para ser simuladas.

Tabla 3.2. Longitudes calculadas del intercambiador de calor de las ciudades cálidas seleccionadas.

Provincia	Ciudad	Longitud calculada del intercambiador de calor [m]								
		Tipo U simple			Tipo U doble			Tipo concéntrico		
		Total	25 perf.	30 perf.	Total	25 perf.	30 perf.	Total	25 perf.	30 perf.
Guayas	Guayaquil	6580	263.2	219.3	6277	251.1	209.2	8065	322.6	268.8
Sta. Elena	Salinas	5267	210.7	175.6	4958	198.3	165.3	6781	271.2	226.0
El Oro	Machala	3906	156.2	130.2	3598	143.9	119.9	5420	216.8	180.7
Manabí	Portoviejo	4695	187.8	156.5	4386	175.4	146.2	6209	248.4	207.0
Sucumbíos	Lago Agrio	4769	190.8	159.0	4461	178.4	148.7	6283	251.3	209.4
Orellana	Orellana	3906	156.2	130.2	3598	143.9	119.9	5420	216.8	180.7
Arch. Galápagos	San Cristóbal	6252	250.1	208.4	5886	235.4	196.2	8050	322.0	268.3

(Fuente: Propia)

De igual forma se presenta las Tablas 3.3 y 3.4 como resultados del cálculo de volumen del terreno de almacenamiento térmico considerando las distancias entre perforaciones de 5 y 6 m respectivamente.

Tabla 3.3. Volumen de almacenamiento para una distancia entre perforaciones de 5 metros.

Provincia	Ciudad	Volumen de terreno de almacenamiento [$\times 10^4$ m ³]					
		Int. Tipo U simple		Int. Tipo U doble		Int. Tipo Concéntrico	
		25 perf.	30 perf.	25 perf.	30 perf.	25 perf.	30 perf.
Guayas	Guayaquil	14.144	14.242	13.589	13.586	17.459	17.457
Sta. Elena	Salinas	11.402	11.404	10.732	10.735	14.677	14.677
El Oro	Machala	8.453	8.456	7.788	7.787	11.733	11.735
Manabí	Portoviejo	10.163	10.163	9.492	9.495	13.443	13.443
Sucumbíos	Lago Agrio	10.325	10.326	9.655	9.657	13.600	13.599
Orellana	Orellana	8.453	8.455	7.788	7.787	11.733	11.735
Arch. Galápagos	San Cristóbal	13.535	13.534	12.739	12.742	17.426	17.424

(Fuente: Propia)

Tabla 3.4. Volumen de almacenamiento para una distancia entre perforaciones de 6 metros.

Provincia	Ciudad	Volumen de terreno de almacenamiento [$\times 10^4 \text{ m}^3$]					
		Int. Tipo U simple		Int. Tipo U doble		Int. Tipo Concéntrico	
		25 perf.	30 perf.	25 perf.	30 perf.	25 perf.	30 perf.
Guayas	Guayaquil	20.511	20.508	19.569	19.564	25.141	25.137
Sta. Elena	Salinas	16.420	16.422	15.454	15.458	21.135	21.135
El Oro	Machala	12.173	12.176	11.214	11.213	16.895	16.899
Manabí	Portoviejo	14.635	14.635	13.669	13.672	19.358	19.358
Sucumbíos	Lago Agrio	14.869	14.869	13.903	13.906	19.584	19.583
Orellana	Orellana	12.173	12.176	11.214	11.213	16.895	16.899
Arch. Galápagos	San Cristóbal	19.491	19.489	18.345	18.348	25.094	25.091

(Fuente: Propia)

Se puede notar en las Tablas 3.3 y 3.4 que el volumen de terreno de almacenamiento no varía considerablemente al tomar en cuenta el número de perforaciones para cada intercambiador. Sin embargo, al modificar el espacio entre perforaciones, se puede evidenciar una variación notable. Cuando el espacio entre perforaciones aumenta, el volumen del terreno en el que se encuentran almacenadas las tuberías también se incrementa en mayor proporción que el número de perforaciones. Se recuerda que en la fórmula de cálculo, la distancia entre perforaciones es una variable que está elevada a la segunda potencia. Dependiendo del caso de análisis, los parámetros deben ser modificados en TRNSYS. Los resultados relacionados al dimensionamiento del intercambiador de calor del caso de estudio se muestran en el Anexo VII.

3.2. Comparativa entre la carga térmica y la energía rechazada por los sistemas de bombas de calor

De acuerdo con las simulaciones que se realizaron, puede observarse que para los días pico, las bombas seleccionadas no son capaces de satisfacer el total de la carga térmica de climatización. La Tabla 3.5 refleja la insatisfacción de la carga para el día pico de la semana más cálida. El 27 de marzo a las 14:00 se tiene la carga máxima anual.

Tabla 3.5. Porcentaje de insatisfacción del sistema GSHP con 30 perforaciones y 5m de separación y el sistema ASHP el día 27 de marzo.

Hora	% insatisfacción GSHP	% insatisfacción ASHP
7:00	0	17.4
8:00	0	15.7
9:00	0	19.7
10:00	0	24.3
11:00	0	26.2
12:00	0	28.5
13:00	0	29.7
14:00	1.65	31.4
15:00	0	29.2
16:00	0	25.4
17:00	0	23.2
18:00	0	19.6

(Fuente: Propia)

En el caso de la bomba de calor geotérmica, se tiene que el 1.65% de la carga de enfriamiento del caso de estudio no puede ser satisfecha. Para la bomba aerotérmica es más notable la insatisfacción con un porcentaje de 31.4% al solo poder extraer 104.9 kWh y no los 153 kWh requeridos. Sin embargo, el porcentaje de insatisfacción de la carga térmica en la bomba de calor geotérmica agua-agua es mínima y únicamente en una hora específica del día. Por otro lado, la bomba de calor aire-agua presenta un porcentaje considerable de insatisfacción durante todo el día pico.

A pesar de trabajar con dos bombas de calor de aproximadamente la misma capacidad de enfriamiento, se desempeñan de diferente manera al utilizar otro medio para el rechazo de calor. Es importante mencionar que las comparaciones se realizan tomando en cuenta un sistema GSHP de 30 tuberías, con una separación de 5 m entre ellas y el sistema aerotérmico.

Se puede realizar un análisis sobre la semana que presenta en el año un mayor requerimiento energético para notar las diferencias entre los dos sistemas. Al observar la Figura 3.1 se puede notar que la bomba de calor geotérmica agua-agua permite satisfacer la carga en los días no críticos, mientras que la bomba de calor aerotérmica operando a su máxima capacidad no puede cumplir con las condiciones del diseño. Las falencias de utilizar el aire como medio para disipar el calor extraído del edificio se ubican entre un 20% y un 30% durante la semana de mayor carga.

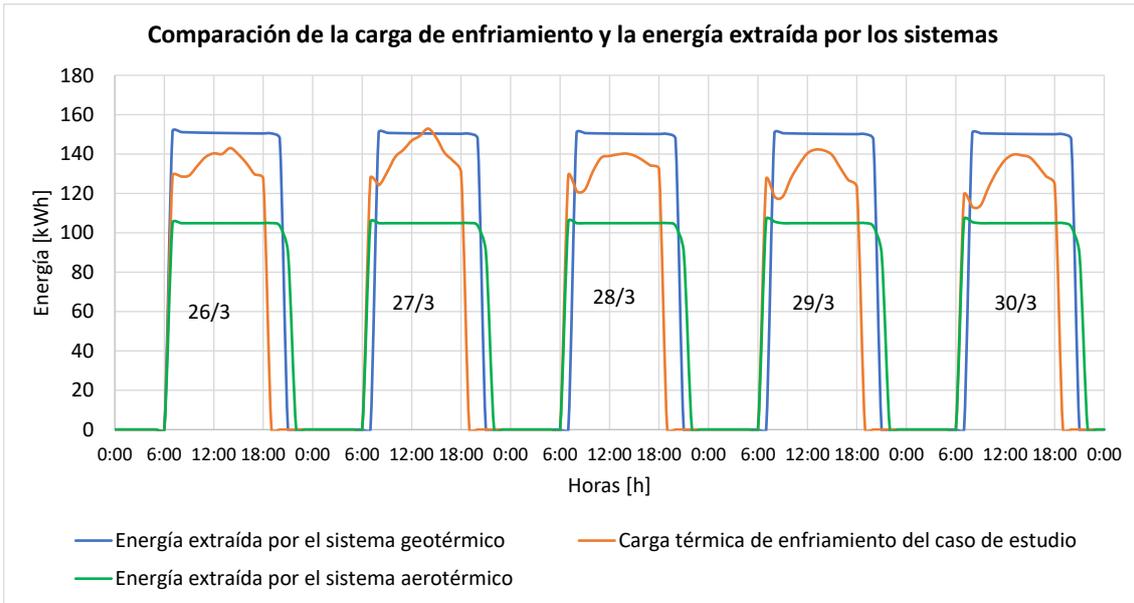


Figura 3.1. Carga térmica de enfriamiento y la energía extraída por los sistemas.

(Fuente: Propia)

Se puede notar también en la Figura 3.1 una diferencia en el tiempo de reacción de los sistemas. La bomba de calor geotérmica puede satisfacer la carga requerida, aunque tarda aproximadamente una hora hasta proveer la climatización necesaria. Por otro lado, el sistema aerotérmico es accionado de manera inmediata, pero no cumple con la carga de enfriamiento establecida. Al final, cuando la carga de enfriamiento es retirada los dos sistemas tardan en apagarse, pero el sistema aerotérmico se demora un poco más en comparación al geotérmico.

Con la finalidad de observar la cantidad de calor que es extraído por cada uno de los sistemas, se procede a realizar un análisis mensual y contrastarlo con la carga de enfriamiento del caso de estudio.

Tabla 3.6. Comparación entre carga térmica y calor extraído por el sistema GSHP y ASHP.

Mes del año	Carga térmica	Qout_GSHP	Qout_ASHP
	kWh	kWh	kWh
Enero	31546.87	44222.99	33043.78
Febrero	29620.74	44222.99	33043.78
Marzo	32657.14	44222.99	33043.78
Abril	29965.60	44222.99	33043.78
Mayo	30012.82	44222.99	33043.78
Junio	26911.61	44222.99	33043.78
Julio	26669.28	44222.99	33043.78
Agosto	27675.92	44070.25	32938.91
Septiembre	24833.33	44069.43	32941.27
Octubre	28483.36	44068.47	32941.88
Noviembre	26981.52	44067.39	32941.98
Diciembre	27748.16	44066.21	32941.98

(Fuente: Propia)

En la Tabla 3.6 se puede notar que la cantidad de calor extraído por el sistema GSHP y ASHP supera la carga térmica, a pesar de que este último no era capaz de satisfacer la demanda en la semana pico. Este efecto se debe a que los sistemas simulados no se apagan inmediatamente después de que la carga desaparece, por lo que los sistemas siguen funcionando mucho después de que ya no es necesario. Estas fracciones de energía sumadas en el tiempo implican que el calor extraído por los sistemas sea mayor que la carga requerida.

3.2.1. Comportamiento de los sistemas

Para poder analizar el comportamiento de los sistemas durante la simulación se deben tomar en cuenta diferentes casos. En primer lugar, se tiene al tanque de almacenamiento de cada uno de los sistemas, donde se pretende determinar que se cumplen las condiciones de control para satisfacer la carga. Por otro lado, en los sistemas geotérmicos se puede contrastar el efecto del intercambio de calor con el suelo en un período anual con la variación del COP promedio mensual.

3.2.1.1. Condiciones de control

Las condiciones de control del sistema requieren mantener la temperatura del fondo del tanque de almacenamiento en un rango comprendido entre los 5 y 9 °C. A continuación, se presentan las temperaturas registradas en TRNSYS en el nodo inferior del tanque de almacenamiento tanto para el sistema GSHP como el ASHP durante la semana de mayor exigencia energética.

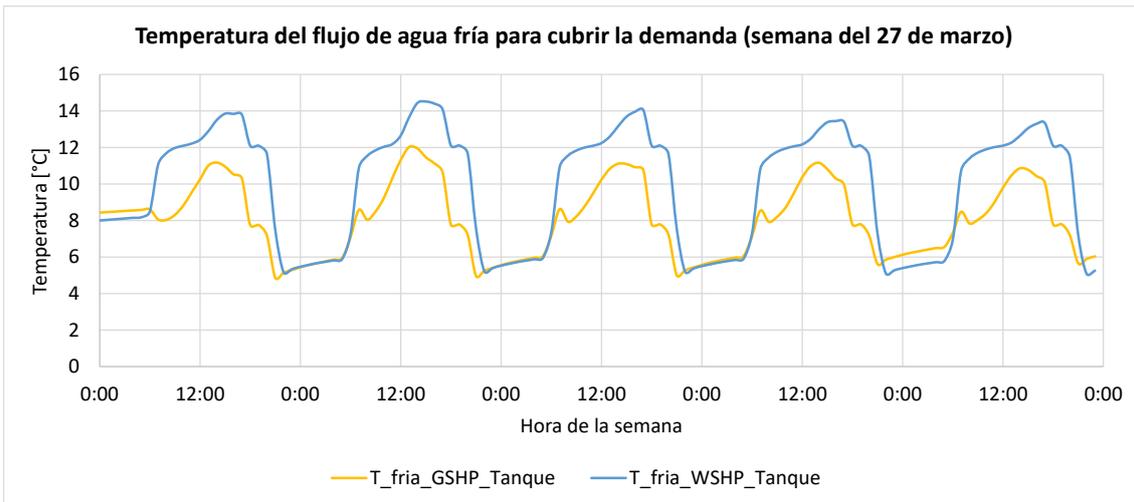


Figura 3.2. Temperatura del flujo de agua fría para el sistema GSHP y ASHP durante la semana laboral de mayor demanda energética.

(Fuente: Propia)

En la Figura 3.2 se puede apreciar que el sistema geotérmico es el más indicado para cumplir con los requerimientos de control establecidos. Los sistemas se encuentran diseñados para comenzar con el enfriamiento cuando la temperatura registrada en el nodo supera los 9°C. Se aclara que existe un margen de tiempo durante el cual el sistema actúa, y reduce la temperatura del agua en el tanque que va en ascenso como consecuencia del efecto de la carga.

La Figura 3.2 evidencia que el sistema GSHP puede enfriar el agua de manera más estable, y sin superar considerablemente los 9°C esperados, alcanzando un máximo anual de 12°C durante la semana de mayor demanda. Una vez que el sistema alcanza el valor límite y comienza con el enfriamiento, la pendiente del incremento en la temperatura es pequeña. Por otro lado, el sistema ASHP presenta inconvenientes en permanecer dentro del rango de temperatura de control, alcanzando valores de hasta 14.5 °C en el fondo del tanque en la semana pico como se puede observar en la Figura 3.2. También se observa que, para este sistema la pendiente del aumento en la temperatura es pronunciada, pues las condiciones meteorológicas y la influencia del aire como medio de rechazo de calor repercuten en este comportamiento. En los dos sistemas, el funcionamiento de las bombas de calor es interrumpido una vez que la temperatura censada desciende hasta los 5°C.

Además, se puede realizar un análisis del comportamiento térmico de los fluidos en la parte del evaporador y condensador de los sistemas, es decir el lado de la carga y de la fuente. De esta manera se pretende confirmar el incremento de temperatura del agua de la bomba de calor geotérmica, así como contrastar entre el sistema geotérmico y

aerotérmico, a qué temperatura se encuentra el agua que fluye hacia el tanque de almacenamiento.

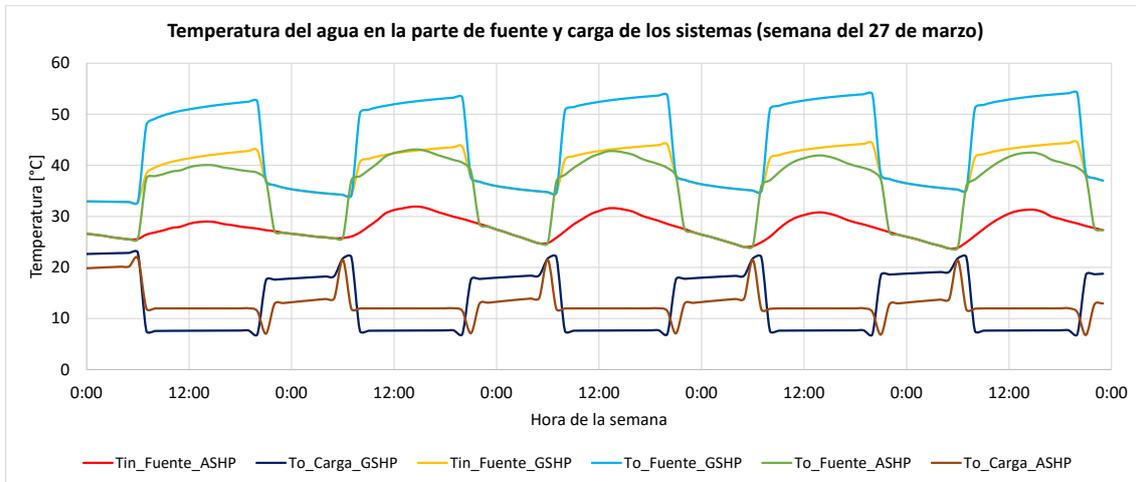


Figura 3.3. Temperatura del agua en la parte de fuente y carga de los sistemas durante la semana de mayor demanda energética.
(Fuente: Propia)

En la Figura 3.3 se puede evidenciar que existe un incremento aproximado de 10°C en la temperatura del agua, tomando en cuenta los valores registrados antes y después de pasar por el condensador en el sistema geotérmico. De esta manera, el medio adquiere una diferencia de temperatura considerable con el suelo para poder rechazar el calor, que, recordando, posee una temperatura de 28°C. En el sistema aerotérmico, el condensador se calienta dificultando la transferencia de calor desde la carga con el aire. En otro punto, la parte de la carga de los sistemas posee una diferencia en la temperatura del agua que se alcanza en el evaporador. El sistema GSHP permite enfriar el flujo de agua hasta alcanzar los 9 °C, mas el sistema ASHP solo a los 12°C.

3.2.1.2. Análisis mensual del COP promedio

El funcionamiento de los sistemas es cuantificado mediante el COP, para lo cual se realiza un análisis mensual del promedio obtenido en TRNSYS y también de la semana del 27 de marzo. Además, se contrasta esta comparación con la temperatura de los sumideros mediante los cuales cada sistema rechaza calor. La temperatura registrada del medio para el análisis mensual es un valor promedio. Se recalca que el COP obtenido en el software es una medida del desempeño real y depende de las condiciones de funcionamiento del equipo en el tiempo.

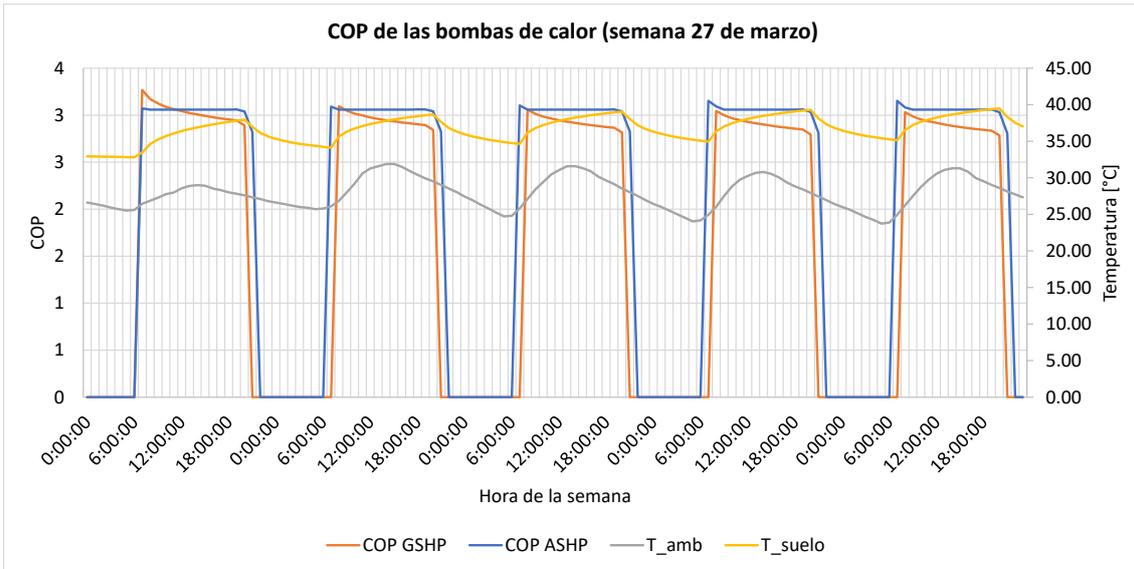


Figura 3.4. COP de las bombas de calor.
(Fuente: Propia)

En la Figura 3.4 se puede observar que el COP de la bomba de calor geotérmica disminuye conforme transcurren las horas de funcionamiento. Este comportamiento se debe al calentamiento que ocurre en el suelo al recibir el calor proveniente de la carga. Para el día martes de mayor demanda, se observa que la temperatura del suelo próximo al intercambiador asciende desde los 28°C, donde se registra un COP de 3.09, hasta los 38.68 °C, momento en el que el COP desciende a 2.84. El incremento en la temperatura del suelo implica que el equipo necesita más energía para poder satisfacer la demanda y las condiciones de control. Por otro lado, el COP del sistema ASHP es constante, pero refleja que la bomba de calor se encuentra operando a su máxima capacidad de inicio a fin.

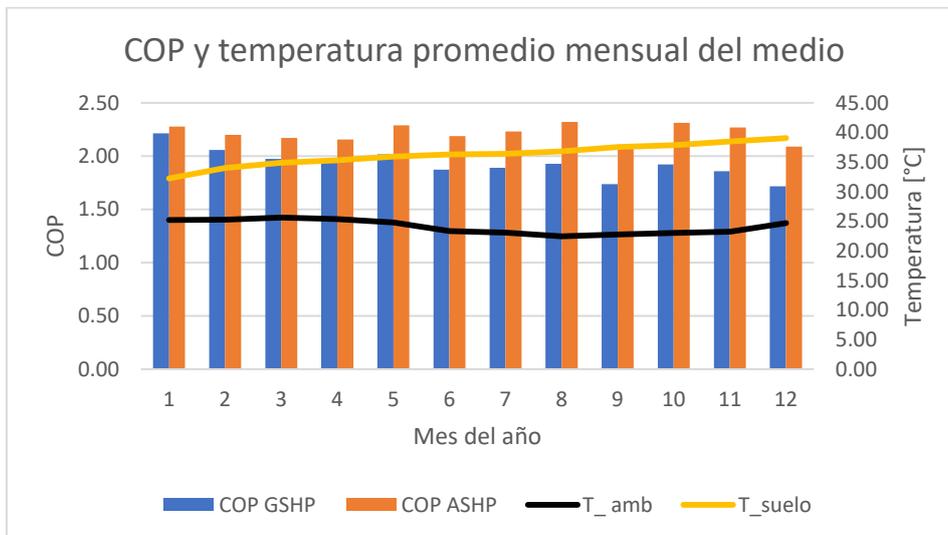


Figura 3.5. COP y temperatura promedio mensual del medio.
(Fuente: Propia)

En la Figura 3.5 se observa que el COP del sistema geotérmico disminuye en el tiempo durante el año, mientras que el del sistema aerotérmico es más estable. En enero, se promedia un COP de 2.21 para el sistema GSHP y procede a disminuir hasta un valor de 1.72 en diciembre. A su vez, la temperatura del suelo asciende desde una temperatura promedio de 32.25 °C hasta los 39 °C, mientras que la temperatura promedio el aire ambiente en Guayaquil oscila entre los 22.45 y 25.64 °C. Aparentemente se observa que el aire es un medio más adecuado para el acondicionamiento climático, pero se debe recordar que son valores promedio que consideran en su cálculo las temperaturas registradas durante las 24 horas. Además, el suelo posee una gran inercia térmica, y el incremento en su temperatura es consecuencia de la inyección de calor prolongada proveniente del sistema geotérmico.

3.2.2. Estudio Paramétrico

En el presente proyecto se busca determinar qué tipo de configuración es la más indicada al variar el número de perforaciones y también el espaciado entre las mismas. Los escenarios planteados para el análisis son las combinaciones posibles entre 25 y 30 perforaciones, con un espaciado entre los intercambiadores de calor de 5 y 6 m. Al tratarse de un análisis sobre los resultados obtenidos al variar las configuraciones de los intercambiadores de calor, se procede a enfocar la atención en los valores del COP promedio mensual.

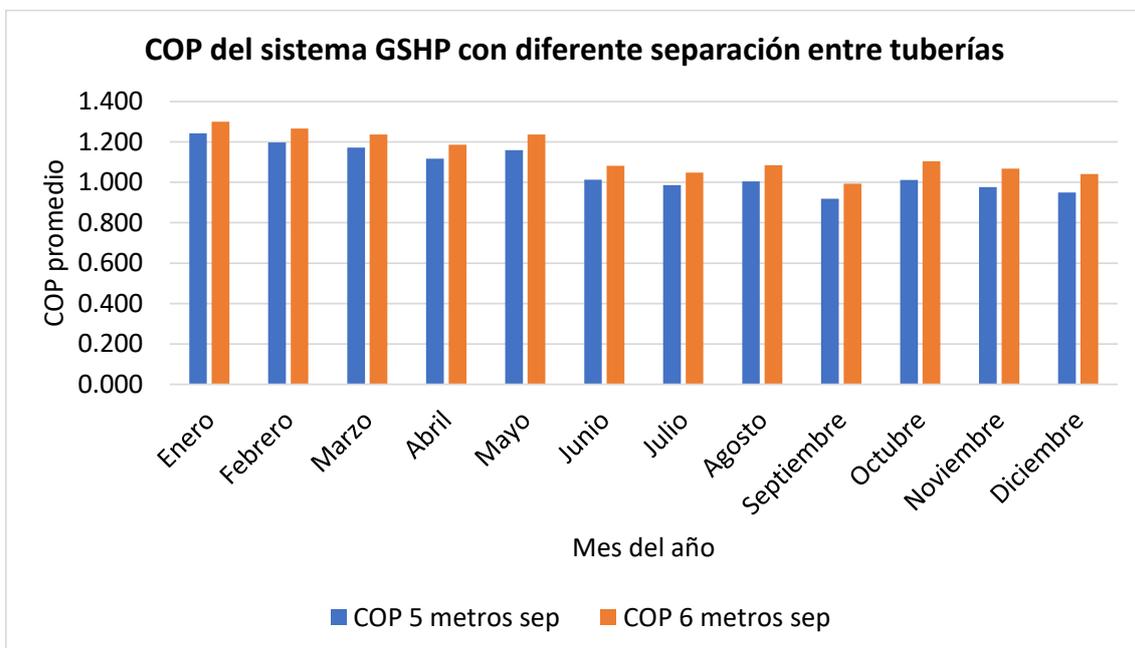


Figura 3.6. COP promedio de un sistema GSHP con 30 perforaciones

(Fuente: Propia)

En la Figura 3.6 se puede notar que, al trabajar con 30 perforaciones, existe una distinción en el comportamiento del sistema cuando se varía el espaciamiento. Al reducir la distancia entre perforaciones de 6 m a 5 m, se puede notar que el sistema pierde eficiencia, ya el COP es inferior en la configuración de 5 m. Esto ocurre porque el calor que proviene del condensador de la bomba de calor se incrementa al reducir el espacio entre las tuberías. El comportamiento refleja que el compresor del sistema necesitó realizar un mayor trabajo cuando las tuberías se encuentran más cercanas entre sí. La razón de esto es debido a que hay más compacidad, lo que implica que la temperatura del volumen de almacenamiento se incrementa. Por ende, el refrigerante de la bomba de calor debe trabajar a mayor presión y la temperatura de condensación aumenta, provocando una disminución en el COP. El COP promedio del sistema disminuye con el paso del tiempo por consecuencia de la afección térmica que tiene la inyección prolongada de calor en el suelo. Los resultados del COP promedio mensual se adjuntan en el Anexo VIII.

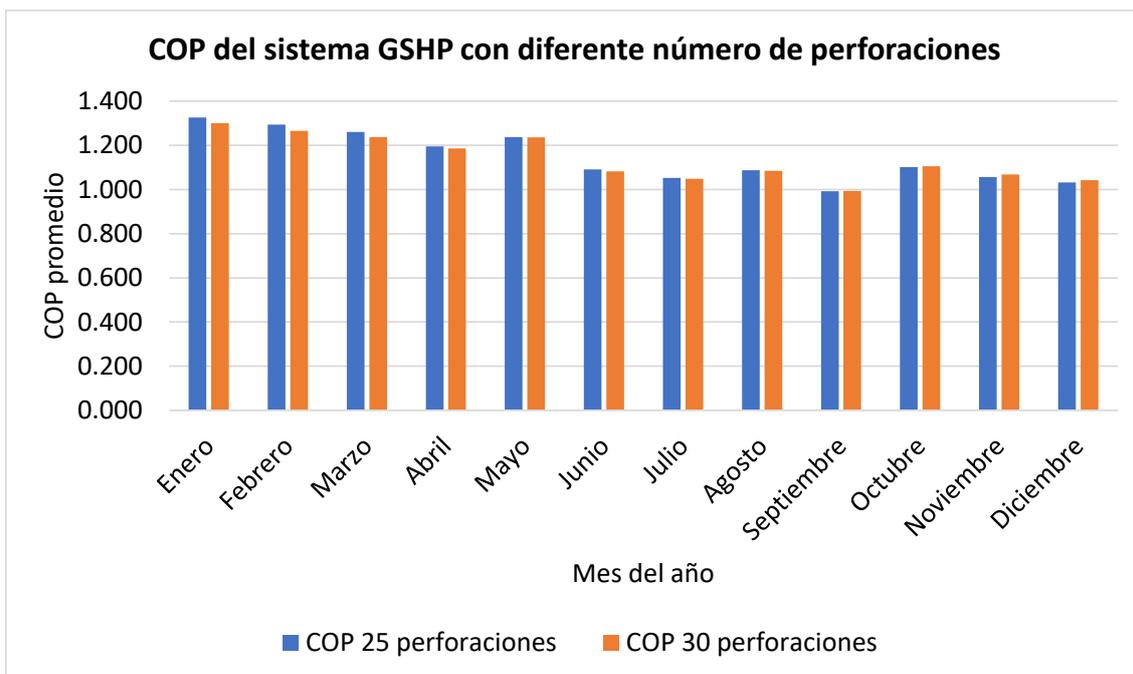


Figura 3.7. COP promedio del sistema GSHP con 6 metros de separación entre perforaciones.
(Fuente: Propia)

En la Figura 3.7, se puede observar que al variar la cantidad de perforaciones de 30 a 25, no existe una diferencia en los resultados obtenidos del COP promedio. Por ejemplo, para el mes de enero se pasa de un COP de 1.325 a uno de 1.300, una disminución que no es considerable. Se debe recordar que, al reducir la cantidad de tuberías soterradas, el flujo de agua que circula a través de ellas es mayor para poder cubrir la demanda energética. Por lo tanto, el fluido tiene menos tiempo de residencia en la tierra, y esta

se afecta menos. En el caso de continuar reduciendo el espacio entre las tuberías, se puede encontrar un punto límite en el cual se evidencia una perturbación térmica del volumen de almacenamiento.

De esta manera, se puede notar que utilizar la configuración de 25 perforaciones y con una distancia de 6 m entre ellas, no repercute en una reducción significativa en el COP, mientras que la demanda sigue siendo cubierta satisfactoriamente. Además, utilizar una menor cantidad de perforaciones incide en un menor costo de instalación para el sistema.

3.2.3. Análisis del caso de estudio en diferentes puntos calientes del Ecuador

Uno de los objetivos del presente proyecto es determinar la factibilidad de utilizar sistemas geotérmicos en las ciudades cálidas del Ecuador. Por lo tanto, se seleccionaron 6 ciudades, dentro de las cuales se simula la carga de enfriamiento utilizada para el caso de estudio, y así, identificar su comportamiento bajo las diferentes condiciones meteorológicas y propiedades termo físicas del suelo de cada ciudad. Las ciudades analizadas son: Guayaquil, Portoviejo y Machala en la Costa; Lago Agrio, Orellana en el Oriente y la Isla San Cristóbal en Galápagos. El análisis se enfoca de igual manera, en observar el rendimiento de los sistemas mediante el COP promedio mensual durante un año de funcionamiento.

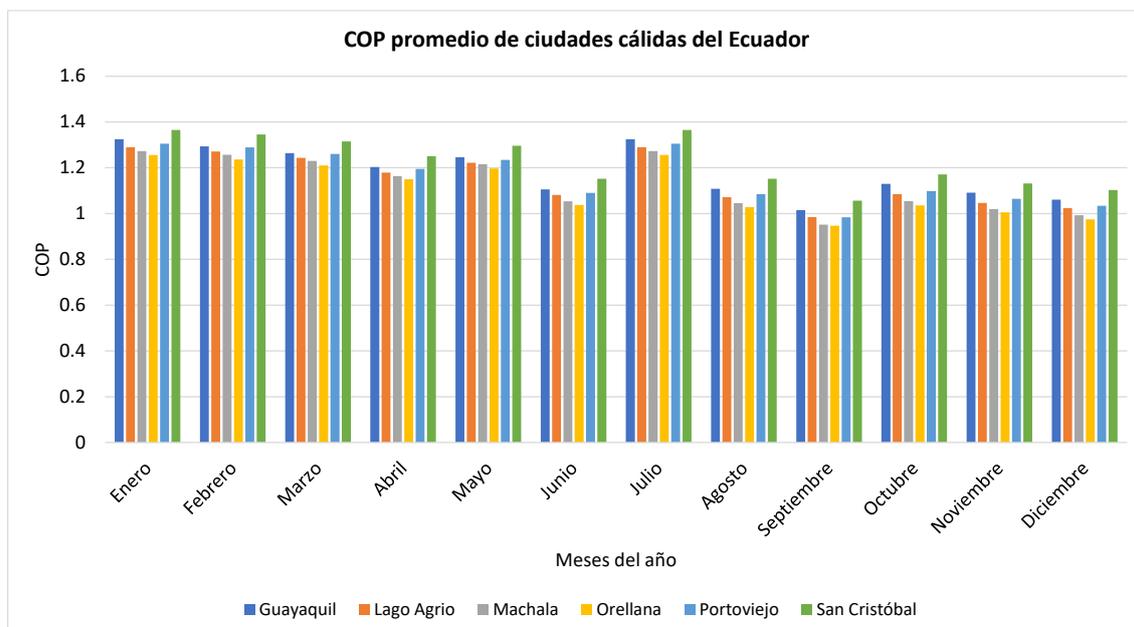


Figura 3.8. COP promedio mensual de las ciudades cálidas seleccionadas.

(Fuente: Propia)

La Figura 3.8 permite observar diferencias en los resultados obtenidos al simular la carga de enfriamiento bajo las diferentes condiciones climáticas y geotérmicas de las ciudades seleccionadas. A simple vista se observa que, en la Isla San Cristóbal, el sistema presenta el COP más elevado durante todo el año; mientras que Orellana el más bajo. Sin embargo, la mayor diferencia en el valor del COP entre estas dos ciudades ocurre en octubre, es de 0.135, y es una magnitud que en realidad refleja que el sistema bajo la misma carga de enfriamiento puede ser diseñado en cualquiera de las ciudades. Además, se puede notar que en el mes de julio existe un incremento repentino del valor del COP promedio que puede estar ocasionado por el inicio de la temporada menos calurosa en las ciudades. Al disminuir la temperatura ambiente, el trabajo que debe realizar la bomba de calor para poder cubrir la carga energética propuesta es menor, por lo que el COP se incrementa. Además, se puede observar que en el año, se presenta una reducción paulatina del COP como consecuencia del desbalance térmico producido en el terreno tras la inyección continua de calor.

Así, se presenta un estudio preliminar de que en el Ecuador, las condiciones climatológicas y del suelo, permiten desarrollar proyectos de enfriamiento utilizando sistemas geotérmicos de bombas de calor.

3.3. Análisis económico de los sistemas diseñados y simulados

El análisis económico planteado en el siguiente apartado consiste en cálculo del costo de inversión inicial del sistema y el costo de consumo eléctrico durante 25 años en los dos sistemas de enfriamiento planteados, usando como referencia los datos de Guayaquil.

Prudencio et al. (2020), mencionan que en el sistema de enfriamiento con bomba agua-agua se debe tomar en cuenta cuatro diferentes precios que al sumarse se obtiene el costo de inversión final. El primer precio son los equipos ocupados en el sistema, es decir, la bomba de calor agua-agua y la bomba de flujo continuo, seguido del precio del intercambiador de calor, el tercer precio es el equipo del sistema de emisión y finalmente a la instalación del sistema que corresponde al 40% del costo total de la suma de los tres precios mencionados. Para esto se muestra la Tabla 3.8 con precios referenciales adjuntos en el Anexo IX.

Al utilizar las ecuaciones (21), (22) (23) y (24) se obtiene como volumen total de perforación 57.215 barriles y para el costo de perforación Guerra (2016), estima un costo de 15 USD por barril, sin embargo, dado el tiempo transcurrido desde el cálculo del costo de perforación, se realiza el cálculo del precio actual con ayuda de la inflación promedio

de los dos últimos años del Servicio Nacional de Contratación Pública (2021), dando como precio actual 18.47 USD.

$$\text{Costo perforación} = 18.47 \times 57.215$$

$$\text{Costo perforación} = 1056.76 \text{ USD}$$

Se obtiene como resultado un costo por perforación de 1056.76 USD que se multiplica por la cantidad de perforaciones requeridas en el sistema, en este caso 25 perforaciones, dando como precio de perforación 26418.99 USD.

El costo de la bomba de calor agua-agua en Withair (China) es de 28000.00 USD, sin embargo, el fabricante recomienda un porcentaje de exportación del 41% al 50%, del cual se selecciona un 45%, obteniendo un precio de 40600.00 USD. De igual forma el tanque de almacenamiento tiene un costo de 12075.99 USD en National Tank (España) y un costo de 17510.19 USD con el porcentaje de exportación.

Tabla 3.7. Precios para el sistema de enfriamiento con bomba agua-agua.

Equipos [USD]	
Bomba de calor agua-agua	40,600.00
Bomba de flujo continuo	1,291.36
Intercambiador de calor	
Tubería	2,631.60
Perforación	26,418.99
Sistema de emisión	
Tanque de almacenamiento	17,510.19
Subtotal	88,452.14
Instalación	
40%	35,380.85
Total	123,832.99

(Fuente: Propia)

Para el sistema de enfriamiento con bomba agua-aire, Prudencio et al. (2020), sugiere tomar en cuenta tres diferentes precios que al sumarse se obtiene el costo de inversión final. El primer precio son los equipos ocupados en el sistema, es decir, la bomba de calor agua-aire y la bomba de flujo continuo, seguido del precio del equipo del sistema de emisión y finalmente a la instalación del sistema que corresponde al 45% del costo total de la suma de los dos precios mencionados. Para esto se muestra la Tabla 3.9 con precios referenciales adjuntos en Anexos IX.

Tabla 3.8. Precios para el sistema de enfriamiento con bomba aire-agua.

Equipos [USD]	
Bomba de calor agua-aire	21,750.00
Bomba de flujo continuo	1,291.36
Sistema de emisión	
Tanque de almacenamiento	17,510.19
Subtotal	40,551.55
Instalación	
45%	18,248.20
Total	58,799.74

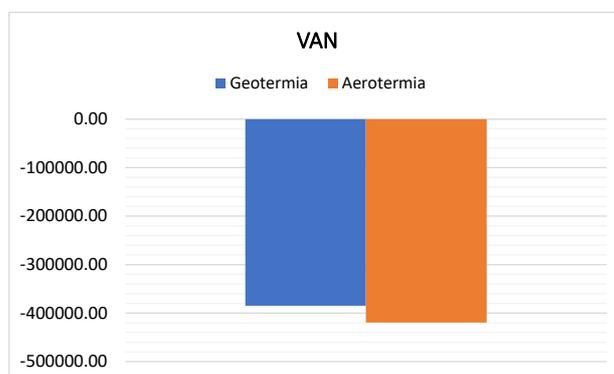
(Fuente: Propia)

Actualmente en Ecuador el costo de la luz eléctrica está regulada por la agencia de regulación y control de energía y recursos naturales no renovables (ARCERNNR) la cual presenta un tarifario para las empresas eléctricas de distribución en donde se selecciona el costo según las condiciones de electricidad a ocupar. En este caso se selecciona la categoría general de bajo voltaje y grupo comercial sin demanda horaria de Guayaquil con un costo de 0.11 USD/kWh. En la Tabla A.20 en el Anexo IX se presenta el detalle del costo de la electricidad con una proyección de 25 años y una inflación promedio de los dos últimos años de 3.53%. Estos valores nos ayudan en el cálculo de consumo de los dos sistemas durante los 25 años.

Adicionalmente se toma el costo de mantenimiento anual de Carbonell (2022) de 110 USD para ASHP y 180 USD para GSHP con la respectiva inflación, tomando en cuenta estos valores como negativos al igual que el costo de inversión y consumo eléctrico, con lo cual se realiza el cálculo del VAN como se detalla en las tablas A.22 y A.23 en el Anexo IX.

En la Figura 3.10 se puede observar la diferencia en el Van entre el sistema geotérmico y aerotérmico, siendo el sistema geotérmico el más cercano a cero, por lo cual es el sistema más viable.

Figura 3.9. VAN de los sistemas geotérmico y aerotérmico.



(Fuente: Propia)

4. CONCLUSIONES

El último piso del Edificio del Gobierno Zonal de Guayaquil puede ser climatizado utilizando un sistema geotérmico de bomba de calor, que en comparación con una bomba de calor aire-agua de igual capacidad de enfriamiento, es capaz de satisfacer la demanda energética durante la mayoría del tiempo de uso del lugar.

El medio por el cual se rechaza el calor proveniente de la instalación influye en el COP de la bomba de calor. En el suelo, como consecuencia de la ganancia de calor, su temperatura se incrementa y por lo tanto el equipo requiere realizar un mayor trabajo incidiendo en un menor COP con el paso del tiempo. Por otro lado, la temperatura del aire como medio no es constante, por lo que el COP varía dependiendo del trabajo que se requiera para disipar el calor en el medio. Además, el aire es un sumidero de calor infinito, lo que quiere decir que no almacena calor, mientras que el suelo sí almacena calor.

El sistema ASHP no es capaz de satisfacer la carga térmica de enfriamiento a pesar de tener la misma capacidad de enfriamiento que la bomba de calor geotérmica. La mayor diferencia de temperatura en el condensador de los sistemas en el sistema geotérmico permite disipar el calor a una mayor tasa que utilizar el aire como sumidero.

Las ciudades cálidas del Ecuador presentan un gran potencial para desarrollar en ellas proyectos geotérmicos de bombas de calor que impliquen un sistema de enfriamiento. Las condiciones geotérmicas y climáticas del país permiten cubrir la carga de enfriamiento del piso de un edificio institucional correctamente.

Reducir la distancia entre los intercambiadores de calor soterrados afecta en el COP del sistema de bomba de calor geotérmica, sin embargo, este efecto pudo evidenciarse únicamente al simular el caso de estudio en Guayaquil con 30 perforaciones y con distancias entre tuberías de 6 a 5 m.

El dimensionamiento del intercambiador de calor es un punto crucial para evitar sobreprecios, pues los costos de operación pueden ocupar alrededor del 25% del costo total de inversión de un sistema geotérmico.

El sistema geotérmico planteado requiere de una inversión mayor al sistema aerotérmico, sin embargo, el consumo energético es menor, lo que permite una disminución económica anual del costo de electricidad en comparación con el sistema aerotérmico, logrando que al calcular el VAN nos de cómo resultado un proyecto más viable.

5. RECOMENDACIONES

Se recomienda utilizar un sistema de enfriamiento auxiliar al sistema geotérmico de bomba de calor, que permita satisfacer la demanda de climatización en aquellas horas de elevada carga, para evitar un sobredimensionamiento del equipo y que se pueda cumplir con los requerimientos de carga de manera controlada.

Desarrollar pruebas de respuesta térmica (TRT) en los suelos de las ciudades cálidas del Ecuador con el objetivo de establecer con precisión las propiedades térmicas del suelo para ser más precisos al momento de dimensionar un intercambiador de calor soterrado.

Identificar por medio de simulaciones computacionales el punto de inflexión que permita reducir al máximo la cantidad de perforaciones requeridas para el sistema geotérmico de bomba de calor, así como la menor distancia entre las tuberías. De esta manera se puede evitar que el COP del sistema se reduzca, como consecuencia de la perturbación térmica entre las tuberías.

Desarrollar el modelado del sistema en TRNSYS por partes, es decir, elemento por elemento. De esta manera se puede asegurar que cada uno de los equipos seleccionados para el sistema se encuentren adecuadamente escogidos antes de proceder con la compra e instalación.

Promover proyectos geotérmicos con bombas de calor en aquellas ciudades que poseen un terreno con elevada conductividad térmica y baja difusividad, pues estas propiedades inciden en una menor longitud para el intercambiador de calor soterrado.

Simular en el software TRNSYS distintos tipos de intercambiadores de calor como el horizontal o el coaxial de manera que se puedan contrastar los resultados y determinar el más adecuado de acuerdo con los requerimientos de diseño.

Construir un documento externo con la matriz de desempeño de las bombas de calor de acuerdo con las especificaciones técnicas de los equipos seleccionados. De esta manera se puede incrementar la precisión en la simulación del comportamiento de los sistemas.

Diseñar el sistema geotérmico de enfriamiento con bomba de calor tomando en cuenta períodos de actividad e inactividad que permitan reconstituir las propiedades térmicas del suelo. Se recomienda que el sistema se encuentre inactivo 3 veces en el año durante al menos 1 mes por la estacionalidad que posee suelo, ya que cada año su temperatura

puede seguir incrementando. De esta manera se puede evitar una reducción en el COP del sistema que puede ser significativa.

BIBLIOGRAFÍA

- Abergel, T., & Delmastro, C. (2020, December 13). *Is cooling the future of heating?* International Energy Agency. <https://www.iea.org/commentaries/is-cooling-the-future-of-heating>
- Acuña, J., & Palm, B. (2010). A Novel Coaxial Borehole Heat Exchanger: Description and First Distributed Thermal Response Test Measurements. In *Proceedings World Geothermal Congress*.
- Alshehri, F., Beck, S., Ingham, D., Ma, L., & Pourkashanian, M. (2019). Techno-economic analysis of ground and air source heat pumps in hot dry climates. *Journal of Building Engineering*, 26, 100825. <https://doi.org/10.1016/j.jobe.2019.100825>
- Andrade, Á., Restrepo, Á., & Tibaquirá, J. E. (2021). EER or Fcsp: A performance analysis of fixed and variable air conditioning at different cooling thermal conditions. *Energy Reports*, 7, 537–545. <https://doi.org/10.1016/j.egy.2020.12.041>
- ARCONEL. (2019). *PLIEGO TARIFARIO PARA LAS EMPRESAS ELÉCTRICAS DE DISTRIBUCIÓN*.
- Aresti, L., Florides, G. A., Skaliontas, A., & Christodoulides, P. (2022). Environmental Impact of Ground Source Heat Pump Systems: A Comparative Investigation From South to North Europe. *Frontiers in Built Environment*, 8. <https://doi.org/10.3389/fbuil.2022.914227>
- Beckers, K. F., Aguirre, G. A., & Tester, J. W. (2018). Hybrid ground-source heat pump systems for cooling-dominated applications: Experimental and numerical case-study of cooling for cellular tower shelters. *Energy and Buildings*, 177, 341–350. <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2018.08.005>
- Carbonell, M. (2022, July 6). *HogarSense*. ¿Es Importante El Mantenimiento de La Bomba de Calor? <https://www.hogarsense.es/calefaccion/mantenimiento-bomba-de-calor>
- Carlson, S. (2001). *Development of equivalent full load heating and cooling hours for GCHPs applied to various buiding types and locations*.

- Carrier. (n.d.). *Products: Heat Pump Efficiency*. Carrier Web.
<https://www.carrier.com/residential/en/us/products/heat-pumps/heat-pump-efficiency/#>
- Carrier. (2006). *Water Source Heat Pump Systems*. CARRIER CORPORATION.
<http://www.siglercommercial.com/wp-content/uploads/2017/10/04-Water-Source-Heat-Pumps.pdf>
- Casasso, & Sethi. (2019). Groundwater-Related Issues of Ground Source Heat Pump (GSHP) Systems: Assessment, Good Practices and Proposals from the European Experience. *Water*, 11(8), 1573. <https://doi.org/10.3390/w11081573>
- Cemline Corporation. (2021). *Thermal Energy Storage Tanks*.
- Chávez, D., & Parra, V. (2022). *TRNSYS Input File*.
https://drive.google.com/drive/folders/1DYB7Vmd3MGxRvAC_TXZ15fr8RSWbXxBs?usp=sharing
- ClimateOneBuilding.org. (2022, February 12). *South America-Region 3: Weather Data Sources*. Repository of Free Climate Data for Building Performance Simulation.
https://climate.onebuilding.org/WMO_Region_3_South_America/ECU_Ecuador/index.html
- Congedo, P. M., Colangelo, G., & Starace, G. (2012). CFD simulations of horizontal ground heat exchangers: A comparison among different configurations. *Applied Thermal Engineering*, 33–34, 24–32.
<https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2011.09.005>
- Conti, P., Testi, D., & Grassi, W. (2016). Revised heat transfer modeling of double-U vertical ground-coupled heat exchangers. *Applied Thermal Engineering*, 106, 1257–1267. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2016.06.097>
- Díaz, A. (2018). *Caracterización de los suelos de la Amazonía ecuatoriana*. Sacha, EC.
- Dittus, F. W., & Boelter, L. M. K. (1930). *Publications on Engineering* (Vol. 2). University of California.
- Fang, L., Diao, N., Fang, Z., Zhu, K., & Zhang, W. (2017). Study on the efficiency of single and double U-tube heat exchangers. *Procedia Engineering*, 205, 4045–4051. <https://doi.org/10.1016/j.proeng.2017.09.881>

- Florides, G. A., Christodoulides, P., & Pouloupatis, P. (2013). Single and double U-tube ground heat exchangers in multiple-layer substrates. *Applied Energy*, *102*, 364–373. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2012.07.035>
- Florides, G., & Kalogirou, S. (2007). Ground heat exchangers—A review of systems, models and applications. *Renewable Energy*, *32*(15), 2461–2478. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2006.12.014>
- Forsén, M. (2005). *HEAT PUMPS TECHNOLOGY AND ENVIRONMENTAL IMPACT*.
- Francois, M., & Shyy, W. (2002). Micro-scale drop dynamics for heat transfer enhancement. *Progress in Aerospace Sciences*, *38*(4–5), 275–304. [https://doi.org/10.1016/S0376-0421\(02\)00006-4](https://doi.org/10.1016/S0376-0421(02)00006-4)
- Friedlingstein, P., O’Sullivan, M., Jones, M. W., Andrew, R. M., Hauck, J., Olsen, A., Peters, G. P., Peters, W., Pongratz, J., Sitch, S., le Quéré, C., Canadell, J. G., Ciais, P., Jackson, R. B., Alin, S., Aragão, L. E. O. C., Arneeth, A., Arora, V., Bates, N. R., ... Zaehle, S. (2020). Global Carbon Budget 2020. *Earth System Science Data*, *12*(4), 3269–3340. <https://doi.org/10.5194/essd-12-3269-2020>
- Geist, D. (1997). Sobre el surgimiento y hundimiento de las Islas Galápagos. *Noticias de Galapagos*, *56*. <http://hdl.handle.net/1834/23933>
- GeotermiaVerical. (n.d.). *Instalaciones de Geotermia: Bomba de Calor Geotérmica*. Geotermia Vertical. <https://www.geotermiavertical.es/bomba-calor-geotermica/>
- Giménez, P. (2020). *Coaxial Borehole Heat Exchanger: Modeling, Thermal and Hydronic Analysis*. DIM Universidad Politécnica de Madrid.
- Guerra, V. (2016). *Análisis técnico económico del uso permanente de fluidos aireados durante la perforación de la sección intermedia de 12 ¼" en zonas de baja presión*.
- Gultekin, A., Aydın, M., & Sisman, A. (2014, February 24). *Determination of Optimal Distance Between Boreholes*.
- Han, S., Su, S., Liu, L., Zhou, C., & Shi, L. (2015). *Study on the change of soil temperature in Ground Source Heat Pump System*. <https://doi.org/https://doi.org/10.2991/ifeesm-15.2015.35>
- Holmberg, H., Acuña, J., Næss, E., & Sønju, O. K. (2016). Thermal evaluation of coaxial deep borehole heat exchangers. *Renewable Energy*, *97*, 65–76. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2016.05.048>

- IEA. (2018). *The Future of Cooling Opportunities for energy-efficient air conditioning*.
www.iea.org/t&c/
- Jacovides, C. P., Mihalakakou, G., Santamouris, M., & Lewis, J. O. (1996). On the ground temperature profile for passive cooling applications in buildings. *Solar Energy*, 57(3), 167–175. [https://doi.org/10.1016/S0038-092X\(96\)00072-2](https://doi.org/10.1016/S0038-092X(96)00072-2)
- Jalaluddin, & Miyara, A. (2012). Thermal performance investigation of several types of vertical ground heat exchangers with different operation mode. *Applied Thermal Engineering*, 33–34, 167–174.
<https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2011.09.030>
- Jinan Sendo Air Conditioning Co., Ltd. (2022). *Evi Air Source/Air Cooled Air to Water Chiller Heat Pump with R410A Copeland Scroll Compressors and Partial Heat Recovery*. <https://sendoac.en.made-in-china.com/product/twEGrRVTWJYU/China-Evi-Air-Source-Air-Cooled-Air-to-Water-Chiller-Heat-Pump-with-R410A-Copeland-Scroll-Compressors-and-Partial-Heat-Recovery.html>
- Kalogirou, S., & Florides, G. (2004). *Measurements of Ground Temperature at Various Depths*. <https://www.researchgate.net/publication/30500372>
- Kassai, M. (2020). Development and experimental validation of a TRNSYS model for energy design of air-to-water heat pump system. *Thermal Science*, 24(2 Part A), 893–902. <https://doi.org/10.2298/TSCI181206070K>
- Kavanaugh, S., & Rafferty, K. (2014). *Geothermal Heating and Cooling: Design of Ground-source Heat Pump Systems* (ASHRAE).
- Klein, S. (2009). *TRNSYS* (18.04.0000).
- Korichi, S., Bouchekima, B., Naili, N., & Azzouzi, M. (2021). Performance analysis of horizontal ground source heat pump for building cooling in arid Saharan climate: thermal-economic modeling and optimization on TRNSYS. *Renewable Energy and Environmental Sustainability*, 6, 1. <https://doi.org/10.1051/rees/2020008>
- Li, Y., Ma, L., Xu, W., Zhu, Q., Li, W., Zhao, J., & Zhu, J. (2020). Multi-external-chamber coaxial borehole heat exchanger: Dynamic heat transfer and energy consumption analysis. *Energy Conversion and Management*, 207, 112519. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2020.112519>
- Luoyang Max Pipe Industry Co., LTD. (2022). *HDPE Coil Water Pipe*. https://www.alibaba.com/product-detail/Dredging-Pipeline-PE100-Poly-Plastic-500mm_60182685925.html?spm=a2700.shop_plgr.41413.11.4a5b5f22CW0QHc

- Ma, Z., Xia, L., Gong, X., Kokogiannakis, G., Wang, S., & Zhou, X. (2020). Recent advances and development in optimal design and control of ground source heat pump systems. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 131, 110001. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2020.110001>
- Maddah, S., Goodarzi, M., & Safaei, M. R. (2020). Comparative study of the performance of air and geothermal sources of heat pumps cycle operating with various refrigerants and vapor injection. *Alexandria Engineering Journal*, 59(6), 4037–4047. <https://doi.org/10.1016/j.aej.2020.07.009>
- Moreira, D., Zabala, G., Villanueva, R., & Soriano, G. (2017, November 3). Performance Assessment of a Cooling Tower and a Ground Source Heat Pump for Heat Dissipation. *Volume 6: Energy*. <https://doi.org/10.1115/IMECE2017-71661>
- Morocho, M., Villanueva, R., & Soriano, G. (2017). Analisis de Mediciones de Temperatura en Suelo sin Perturbar en Guayaquil - Ecuador. *Revista Politécnica*, 40(1).
- Naranjo, C. (2013). *CONCEPTION ET SIMULATION NUMERIQUE D'UN SYSTEME DE CAPTATION ET STOCKAGE D'ENERGIE THERMIQUE POUR L'UTILISATION DANS LA CLIMATISATION D'UN BETIMENT EN EQUATEUR [SENESCYT]*. <http://repositorio.educacionsuperior.gob.ec/handle/28000/1340>
- Naranjo M, & Nijman S. (2018, December 12). *News: Las principales organizaciones internacionales se comprometen en la COP24 con la acción climática*. United Nations Climate Change. <https://unfccc.int/es/news/las-principales-organizaciones-internacionales-se-comprometen-en-la-cop24-con-la-accion-climatica>
- National Oceanic and Atmospheric Administration. (2022, June). *El año 2021 fue el sexto año más calido desde los comienzos de los registros en 1880 | Annual 2021 Global Climate Report*. National Center for Environmental Information. <https://www.ncei.noaa.gov/access/monitoring/monthly-report/global/202113/supplemental/page-6>
- NIH. (2013, September). *Geothermal or Ground Source Heat Pumps Part III: Advantages and Disadvantages of Geothermal Heat Pumps and Lessons Learned. Technical News Bulletin(20)*. National Intitute of Health. <https://orf.od.nih.gov/TechnicalResources/Documents/Technical%20Bulletins/13TB/Ground%20Source%20Heat%20Pumps%20Part%20III%20Advantages%20and>

%20Disadvantages%20of%20Geothermal%20Heat%20Pumps%202013%20Bulletin_508.pdf

Nishihata, H. (2013). *IEA-ETSAP and IRENA Technology Policy Brief E19*. IEA-ETSAP and IRENA. https://iea-etsap.org/E-TechDS/HIGHLIGHTS%20PDF/E19IR_Heat%20Pumps_HN_Jan2013_GSOK%201.pdf

Norwesco. (2022). *7800 GALLON NORWESCO WHITE VERTICAL STORAGE TANK*. <https://www.ntotank.com/7800gallon-norwesco-white-vertical-storage-tank-x7023671>

Ouzzane, M., Eslami-Nejad, P., Badache, M., & Aidoun, Z. (2015). New correlations for the prediction of the undisturbed ground temperature. *Geothermics*, *53*, 379–384. <https://doi.org/10.1016/j.geothermics.2014.08.001>

Pedrollo. (2022). *Bomba De Agua Pedrollo Cpm680c 5.5hp 220v*. https://articulo.mercadolibre.com.ec/MEC-516947265-bomba-de-agua-pedrollo-cpm680c-55hp-220v-_JM#position=1&search_layout=stack&type=item&tracking_id=30b6a360-a385-49f7-9665-7b722ede5d0b

Pourrut, P. (1983). *Los climas del Ecuador : fundamentos explicativos*.

PRONAREG. (1978). Hoja de Salinas. In *INVENTARIO CARTOGRÁFICO DE LA COSTA ECUATORIANA*. Ministerio de Agricultura y Ganadería.

Prudencio, G., Silva, M., & Muñoz, R. (2020). Índice de precios de bombas de calor geotérmicas y aerotérmicas en Chile. *Deutsche Gesellschaft Für Internationale Zusammenarbeit (GIZ)*.

Raymond, J., Mercier, S., & Nguyen, L. (2015). Designing coaxial ground heat exchangers with a thermally enhanced outer pipe. *Geothermal Energy*, *3*(1), 7. <https://doi.org/10.1186/s40517-015-0027-3>

Rees, S. (2016). *Advances in Ground-Source Heat Pump Systems*. Elsevier. <https://doi.org/10.1016/C2014-0-03840-3>

Remund, C. (1999, July 1). *Borehole thermal resistance: Laboratory and field studies*.

Ruiz-Calvo, F., Montagud, C., Cazorla-Marín, A., & Corberán, J. M. (2017). Development and Experimental Validation of a TRNSYS Dynamic Tool for Design

- and Energy Optimization of Ground Source Heat Pump Systems. *Energies*, 10(10), 1510. <https://doi.org/10.3390/en10101510>
- Schwarz, H. (n.d.). *Research Topics: Horizontal Systems (Very Shallow Geothermal Energy)*. Friedrich-Alexander-Universität. <https://www.geoenergy.nat.fau.eu/research-topics/shallow-geothermal-energy/horizontal-systems-very-shallow-geothermal-energy/>
- SCINERGY. (2022). *Descargas: Años típicos meteorológicos (TMY)*. SCINERGY EPN. <https://meteo-scinergy.epn.edu.ec/downloads>
- SENPLADES. (2010). ADECUACIÓN Y MEJORAMIENTO INTEGRAL DEL EDIFICIO DEL GOBIERNO ZONAL DE GUAYAQUIL. *Secretaría Nacional de Planificación y Desarrollo*.
- Servicio Nacional de Contratación Pública. (2021). *Calculadora de Presupuesto Referencial*. <https://portal.compraspublicas.gob.ec/sercop/calculadora-de-presupuesto-referencial/>
- Sesma, A. (2012). *Estado del arte de sistemas de bombas de calor acopladas al terreno* [Uniersidad Zaragoza]. <https://core.ac.uk/download/pdf/289973172.pdf>
- Silva, C. (2019, August 27). *Sostenibilidad: Consecuencias del Cambio Climático (2019): efectos a nivel global*. Ayuda En Acción. <https://ayudaenaccion.org/blog/sostenibilidad/consecuencias-del-cambio-climatico/>
- Simeb. (2011). Simeb -Simulation -énergétique de bâtiments.
- Sobti, J., & Singh, S. K. (2015). Earth-air heat exchanger as a green retrofit for Chandigarh—a critical review. *Geothermal Energy*, 3(1), 14. <https://doi.org/10.1186/s40517-015-0034-4>
- Soriano, G., & Siguenza, D. (2015, November 13). Thermal Performance of a Borehole Heat Exchanger Located in Guayaquil-Ecuador Using Novel Heat Transfer Fluids. *Volume 6A: Energy*. <https://doi.org/10.1115/IMECE2015-51468>
- Vallespir, T. (2019). *Dimensionamiento de la instalación geotérmica para la climatización de un hotel de 4 estrellas*. Universitat de les Illes Balears.
- Widiatmojo, A., Uchida, Y., Fujii, H., Kosukegawa, H., Takashima, I., Shimada, Y., Chotpantarat, S., Charusiri, P., & Tran, T. T. (2021). Numerical simulations on potential application of ground source heat pumps with vertical ground heat

- exchangers in Bangkok and Hanoi. *Energy Reports*, 7, 6932–6944.
<https://doi.org/10.1016/j.egy.2021.10.069>
- Widiatmojo, A., Uchida, Y., Takashima, I., Yasukawa, K., Charusiri, P., Chotpantarat, S., Chokchai, S., Thang, T., & Quang, T. (2019). Ground Source heat Pump Application in Tropical Countries. *PROCEEDINGS*.
<https://pangea.stanford.edu/ERE/pdf/IGAstandard/SGW/2019/Widiatmojo.pdf>
- Williams, C. (2012, December 17). *ASHP vs GSHP and The Importance of SEER and EER in Utility Air Conditioning Demand Side Management Programs*. Heatspring MAGAZINE. <https://blog.heatspring.com/ashp-vs-gshp-and-the-importance-of-seer-and-eer-in-utility-air-conditioning-demand-side-management-programs/>
- Wirth, E. (1955). *The evolution of the heat pump* (42nd ed., Vol. 73). Schweizerische Bauzeitung.
- Withair Industries Co., Ltd. (2022). *Commercial 30 Ton Water Source/Geothermal Heat Pump*. <https://withair.en.made-in-china.com/product/DjBQvYeVXLcE/China-Commercial-30-Ton-Water-Source-Geothermal-Heat-Pump.html>
- Yasukawa, K., & Uchida, Y. (2019). Space Cooling by Ground Source Heat Pump in Tropical Asia. In *Renewable Geothermal Energy Explorations*. IntechOpen.
<https://doi.org/10.5772/intechopen.81114>
- Zanchini, E., Lazzari, S., & Priarone, A. (2010). Improving the thermal performance of coaxial borehole heat exchangers. *Energy*, 35(2), 657–666.
<https://doi.org/10.1016/j.energy.2009.10.038>

ANEXO I.

GRÁFICAS DE LA TEMPERATURA MEDIA, MÁXIMA Y MÍNIMA REGISTRADAS EN EL AÑO EN LAS CIUDADES CÁLIDAS DEL ECUADOR

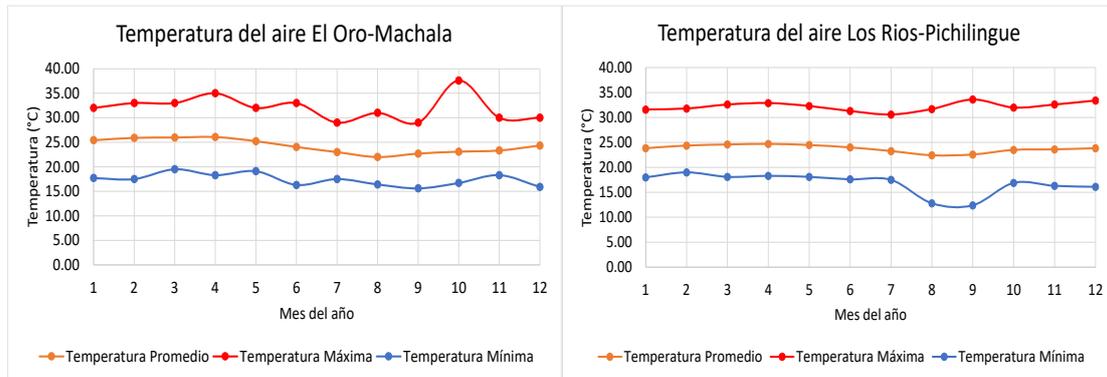


Figura A. 1. Temperatura del aire El Oro-Machala y Los Ríos-Pichilingue.

(Fuente: Propia)

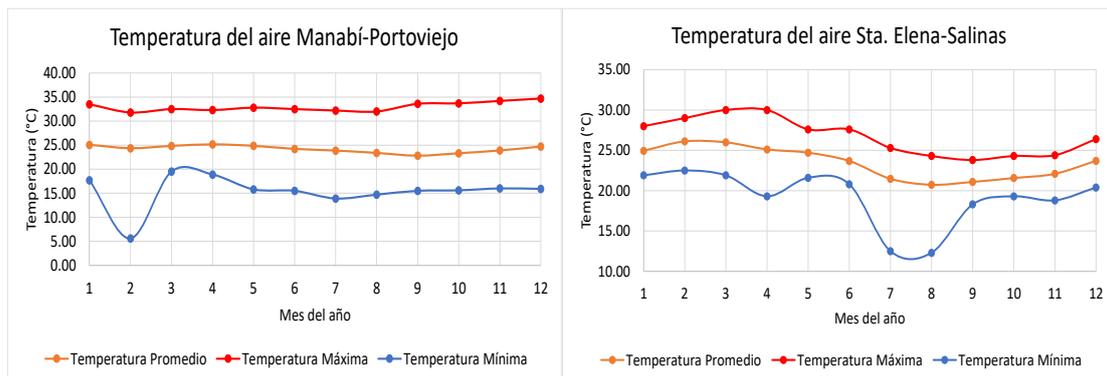


Figura A. 2. Temperatura del aire Manabí-Portoviejo y Sta. Elena-Salinas.

(Fuente: Propia)

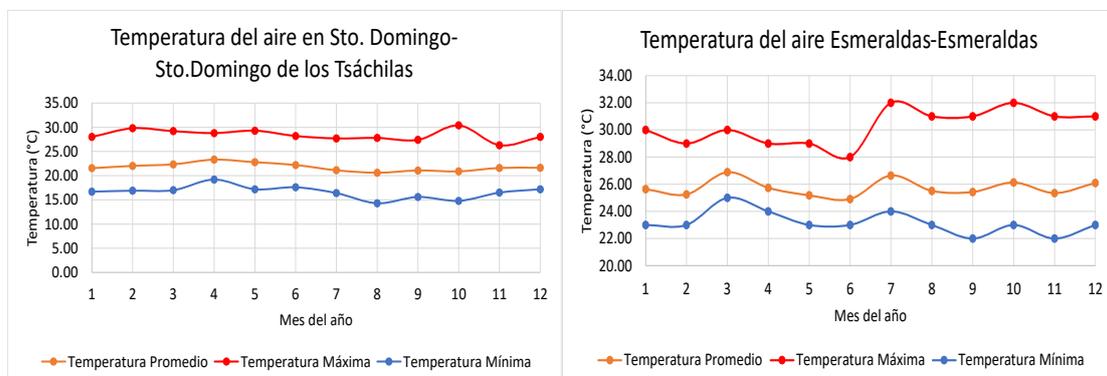


Figura A. 3. Temperatura del aire Sto. Domingo-Sto. Domingo de los Tsáchilas y Esmeraldas-Esmeraldas.

(Fuente: Propia)

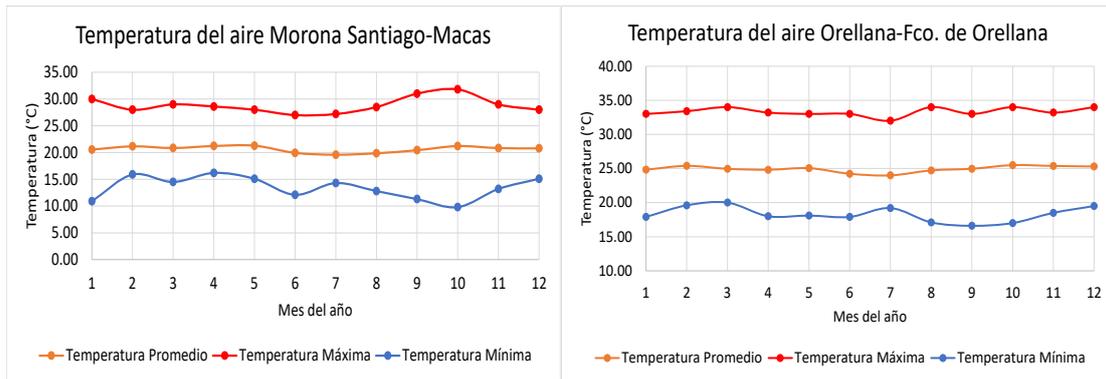


Figura A. 4. Temperatura del aire Morona Santiago-Macas y Orellana-Fco. de Orellana.
(Fuente: Propia)

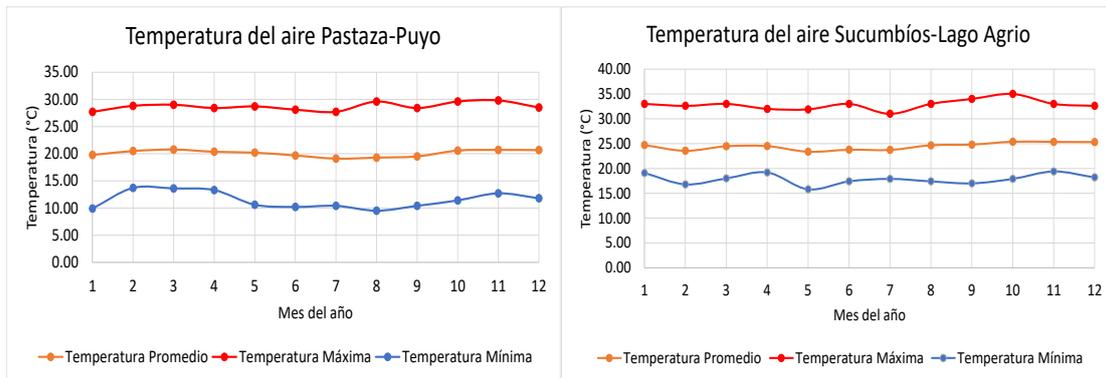


Figura A. 5. Temperatura del aire Pasta-Puyo y Sucumbíos-Lago Agrio.
(Fuente: Propia)

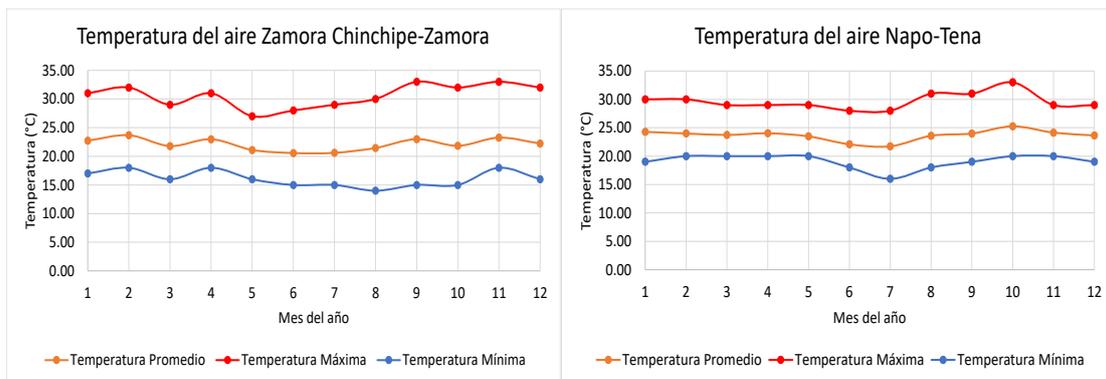


Figura A. 6. Temperatura del aire Zamora Chinchipe-Zamora y Napo-Tena.
(Fuente: Propia)

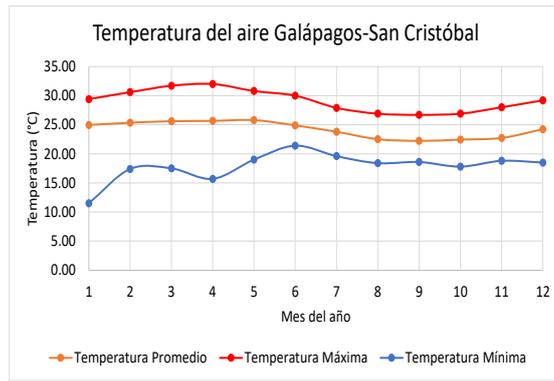


Figura A. 7. Temperatura del aire Galápagos-San Cristóbal.
(Fuente: Propia)

ANEXO II.

TABLAS DE LOS DATOS DE TEMPERATURA MEDIA, MÁXIMA Y MÍNIMA REGISTRADAS EN EL AÑO EN LAS CIUDADES CÁLIDAS DEL ECUADOR.

Tabla A. 1. Datos obtenidos del TMY para El Oro-Machala.

Mes del Año	Temperatura Promedio [°C]	Temperatura Máxima [°C]	Temperatura Mínima [°C]
Enero	25.42	32	17.7
Febrero	25.90	33	17.5
Marzo	25.98	33	19.5
Abril	26.07	35	18.3
Mayo	25.23	32	19.1
Junio	24.04	33	16.3
Julio	23.00	29	17.5
Agosto	21.99	31	16.4
Septiembre	22.70	29	15.6
Octubre	23.09	37.6	16.7
Noviembre	23.33	30	18.3
Diciembre	24.33	30	15.9

(Fuente: ClimateOneBuilding.org)

Tabla A. 2. Datos obtenidos del TMY para Los Ríos-Pichilingue.

Mes del Año	Temperatura Promedio [°C]	Temperatura Máxima [°C]	Temperatura Mínima [°C]
Enero	23.84	31.6	18
Febrero	24.37	31.8	19
Marzo	24.59	32.6	18.1
Abril	24.71	32.9	18.3
Mayo	24.48	32.3	18.1
Junio	24.00	31.3	17.6
Julio	23.27	30.6	17.5
Agosto	22.43	31.7	12.8
Septiembre	22.58	33.6	12.4
Octubre	23.50	32	16.9
Noviembre	23.61	32.6	16.3
Diciembre	23.84	33.4	16.1

(Fuente: ClimateOneBuilding.org)

Tabla A. 3. Datos obtenidos del TMY para Manabí-Portoviejo.

Mes del Año	Temperatura Promedio [°C]	Temperatura Máxima [°C]	Temperatura Mínima [°C]
Enero	25.08	33.5	17.7
Febrero	24.37	31.8	5.6
Marzo	24.84	32.5	19.5
Abril	25.16	32.3	18.9
Mayo	24.86	32.8	15.8
Junio	24.22	32.5	15.5
Julio	23.88	32.2	13.9
Agosto	23.38	32	14.7
Septiembre	22.81	33.6	15.5
Octubre	23.32	33.7	15.6
Noviembre	23.90	34.2	16
Diciembre	24.71	34.7	15.9

(Fuente: ClimateOneBuilding.org)

Tabla A. 4. Datos obtenidos del TMY para Santa Elena-Salinas.

Mes del Año	Temperatura Promedio [°C]	Temperatura Máxima [°C]	Temperatura Mínima [°C]
Enero	24.95	28	21.9
Febrero	26.11	29	22.5
Marzo	25.99	30	21.9
Abril	25.12	30	19.3
Mayo	24.71	27.6	21.6
Junio	23.68	27.6	20.8
Julio	21.47	25.3	12.5
Agosto	20.73	24.3	12.3
Septiembre	21.09	23.8	18.3
Octubre	21.56	24.3	19.3
Noviembre	22.09	24.4	18.8
Diciembre	23.70	26.4	20.4

(Fuente: ClimateOneBuilding.org)

Tabla A. 5. Datos obtenidos del TMY para Santo Domingo-Santo Domingo de los Tsáchilas.

Mes del Año	Temperatura Promedio [°C]	Temperatura Máxima [°C]	Temperatura Mínima [°C]
Enero	21.54	28	16.7
Febrero	22.02	29.8	16.9
Marzo	22.35	29.2	17
Abril	23.31	28.8	19.2
Mayo	22.78	29.3	17.2
Junio	22.20	28.2	17.6
Julio	21.12	27.7	16.4
Agosto	20.61	27.8	14.3
Septiembre	21.08	27.4	15.6
Octubre	20.89	30.4	14.8
Noviembre	21.60	26.3	16.5
Diciembre	21.63	28	17.2

(Fuente: ClimateOneBuilding.org)

Tabla A. 6. Datos obtenidos del TMY para Esmeraldas-Esmeraldas.

Mes del Año	Temperatura Promedio [°C]	Temperatura Máxima [°C]	Temperatura Mínima [°C]
Enero	25.64	30	23
Febrero	25.25	29	23
Marzo	26.89	30	25
Abril	25.74	29	24
Mayo	25.18	29	23
Junio	24.91	28	23
Julio	26.65	32	24
Agosto	25.51	31	23
Septiembre	25.43	31	22
Octubre	26.13	32	23
Noviembre	25.35	31	22
Diciembre	26.10	31	23

(Fuente: SCINERGY (2022))

Tabla A. 7. Datos obtenidos del TMY para Morona Santiago-Macas.

Mes del Año	Temperatura Promedio [°C]	Temperatura Máxima [°C]	Temperatura Mínima [°C]
Enero	20.56	30	10.9
Febrero	21.16	28	15.9
Marzo	20.85	29	14.5
Abril	21.22	28.6	16.2
Mayo	21.29	28	15.1
Junio	19.94	27	12.1
Julio	19.59	27.2	14.3
Agosto	19.86	28.5	12.8
Septiembre	20.44	31	11.3
Octubre	21.21	31.8	9.8
Noviembre	20.84	29	13.2
Diciembre	20.78	28	15.1

(Fuente: ClimateOneBuilding.org)

Tabla A. 8. Datos obtenidos del TMY para Orellana-Fco. de Orellana.

Mes del Año	Temperatura Promedio [°C]	Temperatura Máxima [°C]	Temperatura Mínima [°C]
Enero	24.83	33	17.9
Febrero	25.39	33.4	19.6
Marzo	24.95	34	20
Abril	24.82	33.2	18
Mayo	25.05	33	18.1
Junio	24.23	33	17.9
Julio	23.99	32	19.2
Agosto	24.72	34	17.1
Septiembre	24.97	33	16.6
Octubre	25.50	34	17
Noviembre	25.38	33.2	18.5
Diciembre	25.30	34	19.5

(Fuente: SCINERGY (2022))

Tabla A. 9. Datos obtenidos del TMY para Pastaza-Puyo.

Mes del Año	Temperatura Promedio [°C]	Temperatura Máxima [°C]	Temperatura Mínima [°C]
Enero	19.76	27.7	9.9
Febrero	20.48	28.8	13.7
Marzo	20.76	29	13.6
Abril	20.34	28.4	13.3
Mayo	20.18	28.7	10.6
Junio	19.67	28.1	10.2
Julio	19.08	27.7	10.4
Agosto	19.27	29.6	9.5
Septiembre	19.49	28.4	10.4
Octubre	20.57	29.6	11.4
Noviembre	20.69	29.8	12.7
Diciembre	20.66	28.5	11.8

(Fuente: SCINERGY (2022))

Tabla A. 10. Datos obtenidos del TMY para Sucumbíos-Lago Agrio.

Mes del Año	Temperatura Promedio	Temperatura Máxima	Temperatura Mínima
Enero	24.71	33	19.1
Febrero	23.56	32.6	16.8
Marzo	24.47	33	18
Abril	24.50	32	19.2
Mayo	23.37	31.9	15.8
Junio	23.77	33	17.4
Julio	23.73	31	17.9
Agosto	24.66	33	17.4
Septiembre	24.81	34	17
Octubre	25.39	35	17.9
Noviembre	25.35	33	19.4
Diciembre	25.32	32.6	18.2

(Fuente: ClimateOneBuilding)

Tabla A. 11. Datos obtenidos del TMY para Napo-Tena.

Mes del Año	Temperatura Promedio	Temperatura Máxima	Temperatura Mínima
Enero	24.27	30	19
Febrero	23.99	30	20
Marzo	23.73	29	20
Abril	24.02	29	20
Mayo	23.48	29	20
Junio	22.08	28	18
Julio	21.73	28	16
Agosto	23.59	31	18
Septiembre	23.98	31	19
Octubre	25.25	33	20
Noviembre	24.14	29	20
Diciembre	23.65	29	19

(Fuente: SCINERGY (2022))

Tabla A. 12. Datos obtenidos del TMY para Zamora Chinchipe-Zamora.

Mes del Año	Temperatura Promedio	Temperatura Máxima	Temperatura Mínima
Enero	22.74	31	17
Febrero	23.68	32	18
Marzo	21.79	29	16
Abril	22.98	31	18
Mayo	21.11	27	16
Junio	20.57	28	15
Julio	20.60	29	15
Agosto	21.45	30	14
Septiembre	23.00	33	15
Octubre	21.83	32	15
Noviembre	23.26	33	18
Diciembre	22.23	32	16

(Fuente: SCINERGY (2022))

Tabla A. 13. Datos obtenidos del TMY para Galápagos-San Cristóbal.

Mes del Año	Temperatura Promedio	Temperatura Máxima	Temperatura Mínima
Enero	24.96	29.4	11.5
Febrero	25.35	30.6	17.4
Marzo	25.61	31.7	17.5
Abril	25.66	32	15.7
Mayo	25.80	30.8	19
Junio	24.89	30	21.4
Julio	23.79	27.9	19.6
Agosto	22.52	26.9	18.4
Septiembre	22.23	26.7	18.6
Octubre	22.44	26.9	17.8
Noviembre	22.74	28	18.8
Diciembre	24.23	29.2	18.5

(Fuente: SCINERGY (2022))

ANEXO III.

TRNSYS INPUT FILE

https://drive.google.com/drive/folders/1DYB7Vmd3MGxRvAC_TXZ15fr8RSWbXxBs?usp=sharing

ANEXO IV.

HOJA TÉCNICA DE LA BOMBA DE CALOR AGUA-AGUA DE SYSTEMAIR MODELO WQH

WQH		50	60	75	90	120	150	170	190
Cooling Capacity ¹	KW	49,9	58,9	76,1	88,6	114,9	144,3	165,7	185,4
Input Power ¹	KW	12,0	13,9	17,5	21,1	27,0	33,3	38,2	43,3
Total EER ¹	KW/KW	4,15	4,24	4,36	4,20	4,26	4,34	4,34	4,28
SEER ²		4,70	4,88	4,47	4,83	4,92	4,97	5,65	5,10
η_{he} ²		185	192	176	190	194	196	223	201
Heating Capacity ³	KW	57,7	68,2	86,3	102,2	132,0	164,2	190,1	212,3
Input Power ³	KW	15,1	17,9	22,0	26,3	33,7	41,6	48,4	54,0
Total COP ³	KW/KW	3,83	3,81	3,92	3,89	3,92	3,95	3,93	3,93
SCOP/ η_{he} ⁴		5,70/220	5,88/227	5,70/220	5,78/223	5,75/222	5,63/217	5,95/230	5,63/217
SCOP/ η_{he} ⁵		4,63/177	4,78/183	4,75/182	4,75/182	4,73/181	4,48/171	4,88/187	4,68/179
Number of Refrigerant Circuits		1	1	1	1	1	1	1	1
Part Load Steps	%	0-50-100	0-50-100	0-50-100	0-50-100	0-50-100	0-50-100	0-50-100	0-50-100
Power Supply		400V/3/50Hz							
Startup Type		Direct							
Maximum Absorbed Power	KW	21	25	31	35	48	60	65	71
Maximum Current (FLA)	A	50	54	66	77	102	130	144	158
Startup Current (LRA)	A	135	167	191	236	266	325	385	399
REFRIGERANT									
Type		R410A							
Charge	kg	4,7	6,0	7,2	8,6	11,8	14,3	16,0	18,6
COMPRESSOR									
Number/Type		2 / Scroll							
Crankcase Heater	W	90+90	90+90	90+90	90+90	120+120	150+150	150+150	150+150
INTERNAL HEAT EXCHANGER									
Number/Type		1 / Plate							
Water Flow Rate - Cooling operation	l/s	2,40	2,83	3,65	4,25	5,51	6,92	7,95	8,89
Water Pressure Drop - Cooling operation	kPa	24,1	18,8	20,7	19,7	20,0	21,8	23,2	23,3
Water Flow Rate - Heating operation	l/s	2,73	3,23	4,09	4,84	6,24	7,78	9,00	10,05
Water Pressure Drop - Heating operation	kPa	31,3	24,4	26,0	25,5	25,7	27,6	29,8	29,7
INTERNAL HEAT EXCHANGER WATER CONNECTIONS									
Inlet Diameter - Outlet Diameter / Type		2"1/2-2"1/2 / Victaulic							
INTERNAL HEAT EXCHANGER PUMP									
Input Power/SP	KW	1,10	1,10	1,99	1,99	2,45	2,45	3,00	3,00
Input Power/HP	KW	2,20	2,20	3,26	3,26	3,00	3,00	4,00	4,00
Available Static Pressure SP/HP - Cooling operation	kPa	Refer to pump curves							
Available Static Pressure SP/HP - Heating operation	kPa	Refer to pump curves							
EXTERNAL HEAT EXCHANGER									
Number/Type		1 / Plate							
Water Flow Rate	l/s	2,94	3,45	4,45	5,22	6,75	8,45	9,70	10,9
Water Pressure Drop	kPa	37,3	28,7	31,2	29,2	29,5	32,1	34,8	34,1
EXTERNAL HEAT EXCHANGER WATER CONNECTIONS									
Inlet Diameter - Outlet Diameter / Type		2"1/2-2"1/2 / Victaulic							
EXTERNAL HEAT EXCHANGER PUMP									
Input Power/SP	KW	1,10	1,10	1,99	1,99	2,45	3,00	3,00	4,00
Available Static Pressure/SP	kPa	Refer to pump curves							
Input Power/HP	KW	2,20	2,20	3,26	3,26	3,00	4,00	5,50	5,50
Available Static Pressure/HP	kPa	Refer to pump curves							
DESUPERHEATER									
Number/Type		1 / Plate							
Heat recovery	KW	11,0	14,2	18,1	21,0	25,2	34,1	39,1	41,0
Water flow rate	l/s	0,53	0,68	0,86	1,00	1,20	1,63	1,87	1,96
Water pressure drop	kPa	8,3	4,5	5,1	5,7	5,0	6,7	10,3	7,5
WEIGHT									
Shipping Weight	kg	353	369	391	408	591	659	691	730
Operating Weight	kg	360	379	403	422	610	683	718	762
DIMENSIONS									
Length	mm	1.210	1.210	1.210	1.210	1.210	1.210	1.210	1.210
Width	mm	850	850	850	850	850	850	850	850
Height	mm	1.500	1.500	1.500	1.500	1.500	1.500	1.500	1.500
ACOUSTIC DATA									
Sound Power Level ^{6*}	dB(A)	70	70	72	73	78	81	81	81
Sound Pressure Level ^{7*}	dB(A)	39	39	40	42	47	50	50	50
Sound Power Level ^{6**}	dB(A)	68	68	70	71	76	79	79	79
Sound Pressure Level ^{7**}	dB(A)	37	37	39	40	45	48	48	48

Figura A. 8. Hoja técnica de la bomba de calor agua-agua de Systemair modelo WQH.

ANEXO V.

HOJA TÉCNICA DE LA BOMBA DE CALOR AIRE-AGUA DE CARRIER MODELO 30 RQ

PHYSICAL DATA, SIZES 040R TO 160R

30RQ			040R	045R	050R	060R	070R	080R	090R	100R	120R	140R	160R	
Heating														
Standard unit Full load performances*	HA1	Nominal capacity	kW	44,1	47,9	54,3	61,6	68,2	61,8	93,3	106,6	119,1	136,8	123,0
		COP	kW/kW	3,91	3,97	3,89	3,80	3,80	3,03	3,80	3,75	3,74	3,80	3,03
Standard unit Full load performances*	HA2	Nominal capacity	kW	42,7	47,0	53,5	59,5	67,2	75,7	91,7	104,5	117,6	134,9	150,2
		COP	kW/kW	3,07	3,16	3,12	3,01	3,08	3,01	3,10	3,09	3,09	3,08	3,00
Seasonal energy efficiency**	HA1	SCOP _{30/35°C}	kWh/kWh	3,82	3,85	3,81	3,57	3,67	3,64	3,60	3,55	3,79	3,76	3,78
		η _{s heat 30/35°C}	%	150	151	149	140	144	143	141	139	149	147	148
	HA1	P _{rated}	kW	31,6	33,5	36,4	42,7	49,8	55,0	59,9	68,4	87,0	99,8	109,3
Cooling														
Standard unit Full load performances*	CA1	Nominal capacity	kW	41,0	43,1	50,3	60,2	65,2	74,3	87,0	99,9	114,2	131,6	147,2
		EER	kW/kW	2,89	2,89	2,66	2,97	2,90	2,66	2,88	2,84	2,93	2,85	2,66
Seasonal energy efficiency**	CA1	SEER _{12/7 °C Comfort low temp.}	kWh/kWh	4,19	4,23	4,18	4,34	4,25	4,03	4,48	4,88	4,88	4,20	4,09
		SEPR _{12/7 °C Process high temp.}	kWh/kWh	6,01	5,85	5,62	6,08	5,81	5,34	5,74	5,71	5,78	5,41	5,15
Sound levels														
Unit + option 16														
Sound power ⁽¹⁾		dB(A)	82	83	84	89	89,5	89,5	92	92	92	92,5	92	
Sound pressure at 10 m ⁽²⁾		dB(A)	50	52	53	58	58	58	60	61	60	61	60,0	
Standard unit														
Sound power ⁽¹⁾		dB(A)	82	83	84	89	89,5	89,5	92	92	92	92,5	92	
Sound pressure at 10 m ⁽²⁾		dB(A)	50	52	53	58	58	58	60	61	60	61	60,0	
Unit + option 15LS⁽³⁾														
Sound power ⁽¹⁾		dB(A)	78,5	79	80,5	80,5	80,5	80,5	83,5	83,5	83,5	83,5	83,5	
Sound pressure at 10 m ⁽²⁾		dB(A)	47	48	49	49	49	49	52	52	52	52	52	
*	In accordance with standard EN14511-3:2018.													
**	In accordance with EN14825:2018, average climatic conditions.													
HA1	Heating mode conditions: Water type heat exchanger water inlet/outlet temperature 30 °C/35 °C, outdoor air temperature tdb/twb = 7 °C db/6 °C wb, evaporator fouling factor 0 m ² . k/W													
HA2	Heating mode conditions: Water type heat exchanger water inlet/outlet temperature 40 °C/45 °C, outdoor air temperature tdb/twb = 7 °C db/6 °C wb, evaporator fouling factor 0 m ² . k/W													
CA1	Cooling mode conditions: evaporator water inlet/outlet temperature 12 °C/7 °C, outdoor air temperature 35 °C, evaporator fouling factor 0 m ² . k/W													
η _{s heat 30/35°C} & SCOP _{30/35°C}	Values in bold comply with Ecodesign Regulation (EU) No. 813/2013 for Heating applications													
SEER _{12/7 °C} & SEPR _{12/7 °C}	Applicable Ecodesign regulation (EU) No. 2016/2281													
(1)	In dB ref=10 ⁻¹² W, (A) weighting. Declared dual-number noise emission value in accordance with ISO 4871 with an uncertainty of +/-3 dB(A). Measured in accordance with ISO 9614-1 and certified by Eurovent.													
(2)	In dB ref 20 µPa, (A) weighting. Declared dual-number noise emission value in accordance with ISO 4871 with an uncertainty of +/-3 dB(A). For information, calculated from the sound power Lw(A).													
(3)	Options: 15LS = Very low noise level, 116W = Variable-speed high pressure dual-pump hydraulic module, 307 = Water buffer tank module													

Figura A. 9. Hoja técnica de la bomba de calor aire-agua de Carrier modelo 30 RQ.

ANEXO VI.

DATOS UTILIZADOS PARA EL DIMENSIONAMIENTO DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR

Tabla A. 14. Datos utilizados para el dimensionamiento del intercambiador de calor.

Tipo de Instalación	Escuela de 9 a 10 meses de duración	Oficina, 8:00 am a 17:00 pm, 5 días a la semana	Comercios, 8:00 am a 22:00 pm, 7 días a la semana
Horas de ocupación EFLH	1300-1500	2200-2400	2800-3600

(Fuente: Carlson (2001))

Tube Diameter and Dimension	Tube Location	Bore Diameter, mm	Fluid Reynolds No. = 2000			Fluid Reynolds No. = 4000			Fluid Reynolds No. = 10,000		
			Grout Conductivity, W/m·°C			Grout Conductivity, W/m·°C			Grout Conductivity, W/m·°C		
			0.70	1.40	2.10	0.70	1.40	2.10	0.70	1.40	2.10
25 mm DR 11 HDPE U-Tube	B	100	0.26	0.17	0.14	0.24	0.14	0.11	0.23	0.14	0.11
		125	0.29	0.18	0.15	0.26	0.16	0.12	0.26	0.11	0.12
	C	100	0.18	0.13	0.11	0.16	0.10	0.09	0.15	0.10	0.08
		125	0.19	0.13	0.11	0.17	0.11	0.09	0.16	0.10	0.08
	Double	125	0.16	0.10	0.08	0.14	0.08	0.06	0.14	0.08	0.06
		150	0.16	0.10	0.08	0.14	0.08	0.06	0.14	0.08	0.06
32 mm DR 11 HDPE U-Tube	B	100	0.24	0.16	0.13	0.21	0.13	0.10	0.21	0.13	0.10
		125	0.26	0.17	0.14	0.23	0.14	0.11	0.23	0.14	0.11
		150	0.28	0.18	0.14	0.26	0.15	0.12	0.25	0.15	0.11
	C	100	0.17	0.12	0.11	0.15	0.10	0.08	0.14	0.09	0.08
		125	0.18	0.13	0.11	0.16	0.10	0.08	0.15	0.10	0.08
		150	0.19	0.13	0.11	0.17	0.11	0.09	0.16	0.10	0.08
Double	125	0.15	0.09	0.07	0.13	0.08	0.06	0.13	0.08	0.06	
	150	0.15	0.10	0.08	0.14	0.08	0.06	0.14	0.08	0.06	
40 mm DR 11 HDPE U-Tube	B	125	0.24	0.16	0.13	0.22	0.13	0.11	0.21	0.13	0.10
		150	0.26	0.17	0.14	0.23	0.14	0.11	0.23	0.14	0.11
	C	125	0.17	0.12	0.11	0.15	0.10	0.09	0.14	0.09	0.08
		150	0.18	0.13	0.11	0.16	0.11	0.09	0.15	0.10	0.08
	Double	125	0.14	0.09	0.07	0.13	0.08	0.06	0.13	0.08	0.06
		150	0.14	0.09	0.07	0.13	0.08	0.06	0.13	0.08	0.06

Figura A. 10. Conductividad térmica del relleno.

(Fuente: (Kavanaugh & Rafferty, 2014))

Table 3.2b Properties of Borehole Grouts and Fills (Allan 1996; GPI 2014)—SI

Sodium Bentonite Recipes							
Bentonite, kg	Silica Sand, kg	Graphite, kg	Water, L	Note	Yield, L	TC (k_{grt}), W/m-K	Density, kg/m ³
23	0	0	125		36	0.68	1077
23	0	0	91		27	0.73	1113
23	0	0	53		17	0.76	1173
23	45	0	57		23	1.2	1436
23	91	0	68		32	1.6	1496
23	181	0	83		42	2.2	1807
23	0	4	61	HPG*	18	1.6	1269
23	23	4	68	HPG*	23	1.6	1340
23	0	7	61	SPG*	19	1.6	1245
23	23	5	91	SPG*	31	1.6	1197
23	0	7	68	HPG*	21	2.2	1221
23	23	7	76	HPG*	25	2.2	1352
23	0	9	57	SPG*	18	2.2	1293
23	45	7	61	SPG*	23	2.2	1556
Cement Recipes							
Cement, kg	Silica Sand, kg	Other, kg	Water, L	S. Plasticizer, oz	Yield, L	TC (k_{grt}), W/m-K	Density, kg/m ³
43	91	0		Neat Cement—Not Recommended			
43	91	135-180		Concrete—Not Recommended			
43	91	0	23	21	72	2.2	2178
Engineered, High-Yield Cement for GSHP Applications							
Cement, kg	Silica Sand, kg	Graphite, kg	Water, L	Note	Yield, L	TC (k_{grt}), W/m-K	Density, kg/m ³
23	0	0	42		49	0.8	1305
23	0	4	42	HPG*	49	1.6	1376
23	0	7	42	HPG*	53	2.3	1340
Sands—Gravel, Aggregate, Crushed Limestone, Cuttings, etc.							
Dry Density, kg/m ³	Moisture, %					TC (k_{grt}), W/m-K	Density, kg/m ³
1280	5					1.0	1.6
1280	15					1.2	1.9
1600	5					1.7	2.1
1600	15					2.3	2.6
1920	5					2.3	3.1
1920	15					2.6	3.6
Properties unknown: Laboratory and In-situ thermal testing recommended							
Caution: Borehole bridging and voids likely; surface grout plug required							
Pipe Materials							
Material	TC (k_p), W/m-K	Density, kg/m ³	Material	TC (k_p), W/m-K	Density, kg/m ³		
HDPE—3xxx	0.43	940	Aluminum	237	2720		
HDPE—4xxx	0.45	940	Carbon Steel	52	8960		
Polypropylene	0.24	900	Copper	398	7840		
Polyvinyl chloride (PVC)	0.14	1400	Stainless Steel (304)	17	8000		
Cross-linked polyethylene (PEX)	0.43	940					

* HPG = high-performance graphite; SPG = standard-performance graphite.

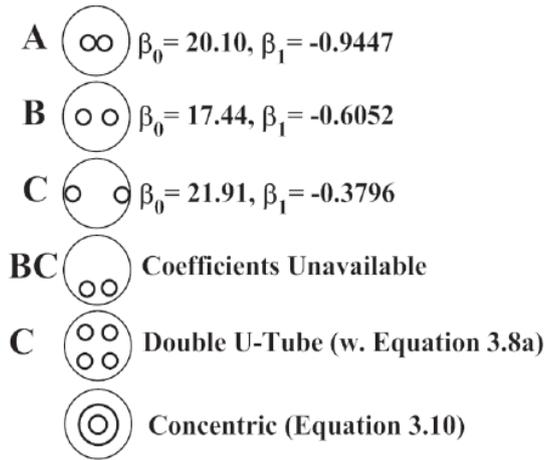
Figura A. 11. Propiedades del relleno y tubería.

(Fuente: (Kavanaugh & Rafferty, 2014))

HDPE100 PIPE					
Standard:GB/T13663-2000				Thickness: mm	
PN	0.6MPa	0.8MPa	1.0MPa	1.25MPa	1.6MPa
SDR	SDR26	SDR21	SDR17	SDR13.6	SDR11
DN	Thicnkness	Thicnkness	Thicnkness	Thicnkness	Thickness
16					2
20				2	2.3
25				2.3	3
32			2.3	2.4	3
40		2.3	2.3	3	3.7
50		2.3	2.9	3.7	4.6
63	2.3	2.5	3.6	4.7	5.8
75	2.9	3.6	4.5	5.6	6.8
90	3.5	4.3	5.4	6.7	8.2
110	4.2	5.3	6.6	8.1	10
125	4.8	6	7.4	9.2	11.4
140	5.4	6.7	8.3	10.3	12.7
160	6.2	7.7	9.5	11.8	14.6
180	6.9	8.6	10.7	13.3	16.4
200	7.7	9.6	11.9	14.7	18.2
225	8.6	10.8	13.4	16.6	20.5
250	9.6	11.9	14.8	18.4	22.7
280	10.7	13.4	16.6	20.6	25.4
315	12.1	15	18.7	23.2	28.6
355	13.6	16.9	21.1	26.1	32.2
400	15.3	19.1	23.7	29.4	36.3
450	17.2	21.5	26.7	33.1	40.9
500	19.1	23.9	29.7	36.8	45.4
560	21.4	26.7	33.2	41.2	50.8
630	24.1	30	37.4	46.3	57.3
710	27.2	33.9	42.1	52.2	-
800	30.6	38.1	47.4	58.8	-
900	34.4	42.9	53.3		
1000	38.2	47.7	59.3		
1200	45.9	57.2	70.6		
1400	53.9	66.7	82.4		

Figura A. 12. Espesor de tubería.

(Fuente: (Luoyang Max Pipe Industry Co., 2022))



Bore Resistance Shape Factors for U-Tube Locations in Vertical Boreholes

Figura A. 13. Factor de forma para la resistencia térmica de la perforación para las posiciones de las tuberías.

(Fuente: (Kavanaugh & Rafferty, 2014))

Table 3.3 Reynolds Numbers in DR 11 HDPE Pipe for Various Pipe Diameters and Flow Rates

Fluid	Temperature, °F	3 gpm			5 gpm			10 gpm		
		3/4 in.	1 in.	1 1/4 in.	3/4 in.	1 in.	1 1/4 in.	1 in.	1 1/4 in.	1 1/2 in.
Water	68	10700	8500	6800	17800	14200	11300	28500	22600	19700
20% Propylene glycol	32	2800	2200	1800	4700	3700	2900	7400	5900	5200
20% Propylene glycol	50	4000	3200	2500	6700	5300	4200	10700	8500	7400
20% Propylene glycol	86	7500	6000	4700	12400	9900	7900	19800	15700	13700
30% Propylene glycol	32	1600	1300	1000	2700	2100	1700	4300	3400	3000
30% Propylene glycol	50	2500	2000	1600	4200	3300	2600	6600	5300	4600
30% Propylene glycol	86	5300	4200	3300	8800	7000	5600	14100	11200	9800
25% Methyl alcohol	32	3300	2600	2100	5500	4400	3500	8800	7000	6100
25% Methyl alcohol	50	4800	3900	3100	8100	6400	5100	12900	10200	8900
25% Methyl alcohol	86	8900	7100	5600	14800	1180	9300	23600	18700	16300

To estimate loop water flow: $\text{gpm} \approx q \text{ (Btu/h)} \div [500 \times \Delta t \text{ (°F)} \times \text{No. of Parallel U-Tubes}]$

Fluid	Temperature, °C	10 L/min			20 L/min			40 L/min		
		25 mm	32 mm	40 mm	25 mm	32 mm	40 mm	32 mm	40 mm	50 mm
Water	20	10030	7769	6293	20129	15657	12616	31342	25165	20080
20% Propylene glycol	0	2625	2011	1666	5315	4080	3238	8138	6570	5300
20% Propylene glycol	10	3750	2925	2314	7577	5844	4689	11767	9465	7543
20% Propylene glycol	30	7030	5484	4350	14022	10916	8820	21774	17482	13964
30% Propylene glycol	0	1500	1188	925	3053	2316	1898	4729	3786	3058
30% Propylene glycol	10	2343	1828	1481	4749	3639	2903	7258	5902	4689
30% Propylene glycol	30	4968	3839	3054	9951	7718	6252	15506	12471	9989
25% Methyl alcohol	0	3093	2376	1944	6220	4852	3908	9678	7795	6218
25% Methyl alcohol	10	4499	3565	2869	9160	7057	5694	14186	11358	9072
25% Methyl alcohol	30	8343	6490	5183	16736	1301	10383	25953	20823	16614

To estimate loop water flow: $\text{L/min} \approx q \text{ (kW)} \div [0.0692 \times \Delta t \text{ (°C)} \times \text{No. of Parallel U-Tubes}]$

Figura A. 14. Números de Reynolds para varios diámetros de tubería y caudales.

(Fuente: (Kavanaugh & Rafferty, 2014))

ANEXO VII.

RESULTADOS OBTENIDOS EN EL DIMENSIONAMIENTO DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR GUAYAQUIL

Tabla A. 15. Resultados obtenidos en el dimensionamiento del intercambiador de calor Guayaquil.

Carga pico de enfriamiento	168.00	kW
Capacidad enfriamiento bomba	144.30	kW
COPc	4.34	Kw/Kw
EER	14.79	BTU/h.W
Q cond (transferido al suelo)	206.71	kW
EFLHc	2200.00	hr
Transferencia de calor neta anual	21.24	kW
Input Power	33.30	kW

(Fuente: Propia)

Tabla A. 16. Resistencias térmicas para el dimensionamiento del intercambiador de calor Guayaquil.

Resistencias térmicas		
Diámetro interno de la tubería	0.025	m
Diámetro externo de la tubería	0.031	m
Coeficiente de convección del fluido	1547.760	W/m ² °C
Conductividad térmica de la tubería k_p	0.450	W/m°C
β_0	17.440	
β_1	-0.605	
Conductividad térmica del relleno del pozo k_{gr}	1.600	W/m°C
Diámetro del pozo	0.125	m
Caudal del fluido en el intercambiador	0.0001992	m ³ /s
Viscosidad dinámica del fluido	0.001	N.s/m ²
Densidad del fluido en el intercambiador	1000.000	kg/m ³
Diámetro hidráulico de la tubería	0.025	m
Sección transversal de la tubería	0.0004909	m ²
Reynolds	10144.261	
Numero de Prandtl	7.217	
Calor específico del fluido	4186.000	J/kg.K
Conductividad térmica del fluido	0.580	W/m°C
Factor n para Nusselt	0.300	
Número de Nusselt	66.714	
Resis. Termica tubería tipo U simple	0.046	m.K/W
Resis. Termica tubería tipo U doble	0.027	m.K/W
Resistenca térmica del relleno	0.083	m.K/W
Resistencia térmica pozo y tubería tipo Concéntrico	0.223	m.K/W
Resistenca térmica tubería y pozo U simple	0.130	m.K/W
Resistenca térmica tubería y pozo U doble	0.111	m.K/W

(Fuente: Propia)

Tabla A. 17. Longitud del intercambiador de calor Guayaquil.

Longitud del intercambiador			
ks	Conductividad térmica del suelo	1.069	W/mK
αs	Difusividad térmica del suelo	0.066	m ² /dia
Fof	Pulso anual	62180.102	
Fo1	Pulso mensual	509.702	
Fo2	Pulso horario	2.822	
Gf		0.902	
G1		0.515	
G2		0.156	
qa	Media del calor anual transferido al terreno	-21237.296	W
Rga	Resistencia térmica efectiva del suelo para pulso anual	0.362	m.K/W
qcond	Calor de condensación	-206709.677	W
Rb1	Resistencia térmica del pozo U simple	0.130	m.K/W
Rb2	Resistencia térmica del pozo U doble	0.111	m.K/W
Rb3	Resistencia térmica del pozo Concéntrico	0.223	m.K/W
PLFm	Factor de carga parcial durante el mes de diseño	0.280	
Rgm	Resistencia térmica efectiva del suelo para pulso mensual	0.336	m.K/W
Fsc	Factor de pérdida de cortocircuito entre las tuberías del pozo	1.040	
Rgst	Resistencia térmica efectiva del suelo para pulso horario	0.146	m.K/W
tg	Temperatura sin perturbar del suelo	28.000	°C
ELT	Temperatura de ingreso del fluido a la bomba de calor	39.000	°C
LLT	Temperatura de salida del fluido de la bomba de calor	46.000	°C
tp	Temperatura perturbación en el suelo desbalance térmico	1.500	°C

Lc total	Longitud del intercambiador U simple	6559.161	m
	Longitud del intercambiador U doble	6256.729	m
	Longitud del intercambiador concéntrico	8044.360	m
Lc/bore	Longitud del intercambiador U simple	218.639	m
#bores=30	Longitud del intercambiador U doble	208.558	m
	Longitud del intercambiador concéntrico	268.145	m

(Fuente: Propia)

ANEXO VIII.

RESULTADOS DEL COP PROMEDIO MENSUAL EN LAS CIUDADES CALIDAS DEL ECUADOR

Tabla A. 18. COP promedio mensual del sistema geotérmico en la ciudad de Guayaquil.

Mes del año	COP 25 perforaciones	COP 30 perforaciones	COP 5 metros separación	COP 6 metros separación
Enero	1.325	1.300	1.242	1.300
Febrero	1.293	1.265	1.197	1.265
Marzo	1.260	1.237	1.172	1.237
Abril	1.195	1.185	1.117	1.185
Mayo	1.237	1.236	1.158	1.236
Junio	1.090	1.082	1.012	1.082
Julio	1.053	1.048	0.986	1.048
Agosto	1.086	1.084	1.004	1.084
Septiembre	0.992	0.993	0.919	0.993
Octubre	1.101	1.104	1.011	1.104
Noviembre	1.056	1.068	0.976	1.068
Diciembre	1.032	1.042	0.950	1.042

(Fuente: Propia)

Tabla A. 19. COP promedio mensual del sistema geotérmico en las ciudades cálidas del Ecuador con 25 perforaciones y 6 metros de separación.

Mes del año	COP Guayaquil	COP Lago Agrio	COP Machala	COP Orellana	COP Portoviejo	COP San Cristóbal
Enero	1.325	1.289	1.273	1.256	1.305	1.365
Febrero	1.294	1.272	1.257	1.236	1.289	1.345
Marzo	1.264	1.243	1.230	1.210	1.260	1.315
Abril	1.203	1.179	1.164	1.150	1.195	1.251
Mayo	1.246	1.222	1.216	1.197	1.234	1.296
Junio	1.106	1.081	1.054	1.037	1.090	1.152
Julio	1.325	1.289	1.273	1.256	1.305	1.365
Agosto	1.108	1.072	1.046	1.028	1.085	1.152
Septiembre	1.015	0.985	0.952	0.947	0.984	1.056
Octubre	1.130	1.085	1.055	1.036	1.098	1.171
Noviembre	1.091	1.046	1.020	1.005	1.064	1.132
Diciembre	1.061	1.024	0.993	0.975	1.034	1.102

(Fuente: Propia)

ANEXO IX.

PRECIOS DE LOS COMPONENTES DEL SISTEMA E INFLACIÓN POR BARRIL



Commercial 30 Ton Water Source/Geothermal Heat Pump

Reference FOB Price ⓘ

US \$28,000 / Piece 1 Piece (Min. Order)

Certification:	RoHS, CCC, CE
Working Medium:	R410A or R407c
Heat Source Type:	Ground Source Heat Pump (GSHP)
Energy Efficiency Grade:	One
Heat Temperature:	50-70°C
Heating Type:	Circulating Heat

♥ Favorites | ↪ Share |     

Figura A. 15. Precio de bomba de calor geotérmica.

(Fuente: (Withair Industries Co., 2022))



Evi Air Source/Air Cooled Air to Water Chiller Heat Pump with R410A Copeland Scroll Compressors and Partial Heat Recovery

Reference FOB Price ⓘ [Get Latest Price](#)

US \$15,000 / Package 1 Package (Min. Order)

Type:	Air-Cooled
Cooling Method:	Water Chiller
Unit Structure:	Packaged
Selected Voltage:	50Hz/60Hz
Compressor Number:	2-4
Noise Level:	Low

<      >

Figura A. 16. Precio de bomba de calor aerotérmica.

(Fuente: (Jinan Sendo Air Conditioning Co., 2022))

CP
Electrobombas centrifugas



- Agua limpia
- Utilizo civil
- Utilizo agricola
- Utilizo industrial

Bomba De Agua Pedrollo Cpm680c 5.5hp 220v

U\$S 1.291³⁶

Hasta 12 cuotas
VISA
Más información

Entrega a acordar con el vendedor
Cochapamba, Quito
[Ver costos de envío](#)

Cantidad: **1 unidad** (5 disponibles)

Comprar ahora

Figura A. 17. Precio de bomba de flujo continuo.
(Fuente: (Pedrollo, 2022))

7800 GALLON NORWESCO WHITE VERTICAL STORAGE TANK

also called chemical storage tank, industrial storage tank, agricultural storage tank, liquid fertilizer storage tank



- ✓ Complies with FDA standards 21 CFR 177.1520 (1) 3.1 and 3.2
- ✓ UV Stabilized Resin to prolong the life of your tank
- ✓ Specific gravity rating of 1.5 (12.5 lb / gal)
- ✓ 16" Lid / 3" w/ 2" Reducer Outlet
- ✓ 3 Year manufacturer warranty

OTHER COLOR OPTIONS
Black - Vertical Storage Tank

OTHER SPECIFIC GRAVITY OPTIONS
7800 Gallon Light Blue Heavy Duty Vertical Storage Tank
\$13,720.99

\$12,075.99

Images may be inaccurate. See specs table below to ensure accuracy.

Quick Summary	
PART#	MPN: 40663 / Store ID: X7023671
DIMENSIONS	119" Diameter x 176" Height
LIQUID ACCESS	1 Outlet , 1 Manway / Lid
WEIGHT / SHIP CLASS	1606 lbs. / Ship Class 300

Figura A. 18. Precio de tanque de almacenamiento.
(Fuente: (Norwesco, 2022))

CNEL UN GUAYAQUIL

CARGOS TARIFARIOS JUNIO - NOVIEMBRE **				CARGOS TARIFARIOS DICIEMBRE - MAYO **					
RANGO DE CONSUMO	DEMANDA (USD/kW-mes)	ENERGIA (USD/kWh)	COMERCIALIZACION (USD/Consumidor)	RANGO DE CONSUMO	DEMANDA (USD/kW-mes)	ENERGIA (USD/kWh)	COMERCIALIZACION (USD/Consumidor)		
RESIDENCIAL				RESIDENCIAL					
NIVEL VOLTAJE BAJO Y MEDIO VOLTAJE				NIVEL VOLTAJE BAJO Y MEDIO VOLTAJE					
1-50		0,078	CONSUMOS kWh- mes: 0-300: 1,414 301-500: 2,826 501-1000: 4,240 > 1000: 7,066	1-50		0,078	CONSUMOS kWh- mes: 0-300: 1,414 301-500: 2,826 501-1000: 4,240 > 1000: 7,066		
51-100		0,081		51-100		0,081			
101-150		0,083		101-150		0,083			
151-200		0,097		151-200		0,097			
201-250		0,099		201-250		0,099			
251-300		0,101		251-300		0,101			
301-350		0,103		301-350		0,103			
351-500		0,105		351-500		0,105			
501-700		0,1285		501-700		0,105			
701-1000		0,1450		701-1000		0,1450			
1001-1500		0,1709		1001-1500		0,1709			
1501-2500		0,2752		1501-2500		0,2752			
2501-3500		0,4360		2501-3500		0,4360			
Superior		0,6812		Superior		0,6812			
RESIDENCIAL TEMPORAL				RESIDENCIAL TEMPORAL					
				0,1285					
GENERAL				GENERAL					
BAJO VOLTAJE SIN DEMANDA				BAJO VOLTAJE SIN DEMANDA					
COMERCIAL				COMERCIAL					
1-300		0,062	CONSUMOS kWh- mes: 0-300: 1,414 301-500: 2,826 501-1000: 4,240 > 1000: 7,066	1-300		0,062	CONSUMOS kWh- mes: 0-300: 1,414 301-500: 2,826 501-1000: 4,240 > 1000: 7,066		
Superior		0,110		Superior		0,110			
E. OFICIALES, ESC. DEPORTIVOS, SERVICIO COMUNITARIO				E. OFICIALES, ESC. DEPORTIVOS, SERVICIO COMUNITARIO					
1-300		0,072		1-300		0,072			
Superior		0,100		Superior		0,100			
BOMBEO AGUA				BOMBEO AGUA					
1-300		0,062		1-300		0,062			
Superior		0,090		Superior		0,090			
BOMBEO AGUA SERVICIO PUBLICO DE AGUA POTABLE				BOMBEO AGUA SERVICIO PUBLICO DE AGUA POTABLE					
1-300		0,058		1-300		0,058			
Superior		0,065		Superior		0,065			
INDUSTRIAL ARTESANAL				INDUSTRIAL ARTESANAL					
1-300		0,064		1-300		0,064			
Superior		0,100		Superior		0,100			
ASISTENCIA SOCIAL, BENEFICIO PUBLICO Y CULTO RELIGIOSO				ASISTENCIA SOCIAL, BENEFICIO PUBLICO Y CULTO RELIGIOSO					
1 - 100		0,059	1 - 100		0,059				
101-200		0,064	101-200		0,064				
201-300		0,068	201-300		0,068				
Superior		0,105	Superior		0,105				
BAJO VOLTAJE CON DEMANDA				BAJO VOLTAJE CON DEMANDA					
COMERCIALES				COMERCIALES					
	4,055	0,092		4,055	0,092				
INDUSTRIALES				INDUSTRIALES					
	4,055	0,082		4,055	0,082				
ENTIDADES OFICIALES, ESCENARIOS DEPORTIVOS, SERVICIO COMUNITARIO Y ABONADOS ESPECIALES				ENTIDADES OFICIALES, ESCENARIOS DEPORTIVOS, SERVICIO COMUNITARIO Y ABONADOS ESPECIALES					
	4,055	0,092		4,055	0,092				
BOMBEO AGUA				BOMBEO AGUA					
	4,055	0,072		4,055	0,072				

Figura A. 19. Precio de kWh de Guayaquil.
(Fuente: (ARCERNNR, 2019))

Tabla A. 20. Precio de perforación con inflación de 6 años.

Año	Inflación acumulada	Valor unitario [USD]	Valor acumulado [USD]
2016	-	15.00	15.00
2017	3.53%	15.00	15.53
2018	3.53%	15.53	16.08
2019	3.53%	16.08	16.65
2020	3.53%	16.65	17.23
2021	3.53%	17.23	17.84
2022	3.53%	17.84	18.47

(Fuente: Propia)

Tabla A. 21. Precio de luz eléctrica con inflación para 25 años.

Año	Inflación acumulada	Valor unitario [USD/kWh]	Valor acumulado [USD/kWh]
1	3.53%	0.11	0.11
2	3.53%	0.11	0.12
3	3.53%	0.12	0.12
4	3.53%	0.12	0.13
5	3.53%	0.13	0.13
6	3.53%	0.13	0.14
7	3.53%	0.14	0.14
8	3.53%	0.14	0.15
9	3.53%	0.15	0.15
10	3.53%	0.15	0.16
11	3.53%	0.16	0.16
12	3.53%	0.16	0.17
13	3.53%	0.17	0.17
14	3.53%	0.17	0.18
15	3.53%	0.18	0.19
16	3.53%	0.19	0.19
17	3.53%	0.19	0.20
18	3.53%	0.20	0.21
19	3.53%	0.21	0.21
20	3.53%	0.21	0.22
21	3.53%	0.22	0.23
22	3.53%	0.23	0.24
23	3.53%	0.24	0.24
24	3.53%	0.24	0.25
25	3.53%	0.25	0.26

(Fuente: Propia)

Tabla A. 22. VAN sistema geotérmico.

Años	Inversión inicial del sistema geotérmico [USD]	Costo de consumo con bomba agua-agua [USD]	Costo de mantenimiento [USD]	Flujo de cada año
0	-123832.99			
1		-10625.28	-180.00	-10805.28
2		-11000.36	-186.30	-11186.66
3		-11388.67	-192.82	-11581.49
4		-11790.69	-199.57	-11990.26
5		-12206.90	-206.55	-12413.45
6		-12637.80	-213.78	-12851.59
7		-13083.92	-221.27	-13305.18
8		-13545.78	-229.01	-13774.79
9		-14023.95	-237.03	-14260.97
10		-14518.99	-245.32	-14764.31
11		-15031.51	-253.91	-15285.42
12		-15562.12	-262.79	-15824.92
13		-16111.47	-271.99	-16383.46
14		-16680.20	-281.51	-16961.71
15		-17269.01	-291.37	-17560.38
16		-17878.61	-301.56	-18180.17
17		-18509.73	-312.12	-18821.84
18		-19163.12	-323.04	-19486.16
19		-19839.58	-334.35	-20173.92
20		-20539.91	-346.05	-20885.96
21		-21264.97	-358.16	-21623.13
22		-22015.63	-370.70	-22386.32
23		-22792.78	-383.67	-23176.45
24		-23597.36	-397.10	-23994.46
25		-24430.35	-411.00	-24841.35
VAN			-384739.48	

(Fuente: Propia)

Tabla A. 23. VAN sistema aerotérmico.

Años	Inversión inicial del sistema geotérmico [USD]	Costo de consumo con bomba aire-agua [USD]	Costo de mantenimiento [USD]	Flujo de cada año
0	-58799.74			
1		-14827.57	-110.00	-14937.57
2		-15350.98	-113.85	-15464.83
3		-15892.87	-117.83	-16010.70
4		-16453.89	-121.96	-16575.85
5		-17034.71	-126.23	-17160.94
6		-17636.04	-130.65	-17766.68
7		-18258.59	-135.22	-18393.81
8		-18903.12	-139.95	-19043.07
9		-19570.40	-144.85	-19715.24
10		-20261.23	-149.92	-20411.15
11		-20976.45	-155.17	-21131.62
12		-21716.92	-160.60	-21877.52
13		-22483.53	-166.22	-22649.75
14		-23277.20	-172.04	-23449.23
15		-24098.88	-178.06	-24276.94
16		-24949.57	-184.29	-25133.86
17		-25830.29	-190.74	-26021.03
18		-26742.10	-197.41	-26939.52
19		-27686.10	-204.32	-27890.42
20		-28663.42	-211.48	-28874.89
21		-29675.23	-218.88	-29894.11
22		-30722.77	-226.54	-30949.31
23		-31807.28	-234.47	-32041.75
24		-32930.08	-242.67	-33172.75
25		-34092.51	-251.17	-34343.68
VAN			-419496.76	

(Fuente: Propia)