

Simulación de un Intercambiador de Calor de Fondo de Pozo para el Aprovechamiento de la  
Energía Geotérmica Empleando Dinámica de Fluidos Computacional (CFD)

Oscar Felipe Vera Arenas

Trabajo de grado para optar al título de Magíster en Ingeniería de los Hidrocarburos

Director

PhD. Germán González Silva

Codirectora

PhD. Natalia Prieto Jiménez

Universidad Industrial de Santander

Facultad de Ingenierías Físicoquímicas

Escuela de Ingeniería de Petróleos

Grupo de Investigación de Modelamiento de Procesos

Bucaramanga

2025

### **Agradecimientos**

A Dios, primeramente, por darme el camino, las oportunidades, el conocimiento y la perseverancia para culminar este propósito de vida.

A la Universidad Industrial de Santander y a sus profesores, por brindarme su acompañamiento, apoyo incondicional y su orientación profesional, permitiendo el desarrollo del proyecto y así poder optar por el título de Magíster en Ingeniería de los Hidrocarburos.

A mi familia por la motivación, los consejos y el esfuerzo que realizan día a día para así poder cumplir con mis metas propuestas, haciendo parte del proceso.

**Contenidos**

	<b>Pág.</b>
Introducción .....	8
1. Planteamiento del Problema .....	11
2. Objetivos .....	14
2.1 Objetivo General .....	14
2.2 Objetivos Específicos.....	14
3. Características y Modelos .....	15
3.1 Panorama Actual .....	15
3.2 Intercambiadores de Calor de Fondo de Pozo .....	19
4. Metodología .....	24
4.1 Método Numérico .....	25
4.1.1 Ecuaciones gobernantes .....	25
4.1.1.1 Ecuación de continuidad .....	25
4.1.1.2 Ecuación de cantidad de movimiento en coordenadas cilíndricas:.....	25
4.1.1.3 Ecuación de la energía en coordenadas cilíndricas para un líquido perfecto .....	26
4.1.2 Modelo de turbulencia .....	27
4.1.3. Discretización .....	29
4.2 Potencial Extraíble .....	30
4.2.1 Tubería de entrada.....	33
4.2.2 Tubería de salida .....	34
4.3 Simulación .....	35

SIMULACIÓN DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR DE FONDO DE POZO	4
4.4 Validación de los Resultados .....	39
5. Resultados .....	41
5.1 Caso Base.....	41
5.1.1 Refrigeración.....	41
5.1.2 Calefacción .....	44
5.2 Efecto de la Longitud del Intercambiador .....	46
5.3 Diseño Paramétrico .....	46
5.3.1 Caso 1.....	48
5.3.2 Caso 2.....	50
5.3.3 Caso 3.....	51
5.3.4 Caso 4.....	52
6. Conclusiones .....	55
7. Discusión.....	56
Referencias .....	58

### Lista de Figuras

	<b>Pág.</b>
Figura 1. <i>Gradiente geotérmico en regiones de clima estacional.</i> .....	11
Figura 2. <i>Configuración de intercambiadores verticales tipo U.</i> .....	20
Figura 3. <i>Configuración de intercambiador vertical tipo coaxial.</i> .....	22
Figura 4. <i>Propiedades de la bentonita.</i> .....	23
Figura 5. <i>Diseño trilobular de un intercambiador de calor terrestre.</i> .....	24
Figura 6. <i>Esquema de discretización del volumen de control.</i> .....	29
Figura 7. <i>Sección transversal del intercambiador de calor. En gris las tuberías, en salmón el HDPE y en verde la bentonita.</i> .....	31
Figura 8. <i>Perfil de temperatura de la superficie de bentonita a diferentes profundidades.</i> .....	33
Figura 9. <i>Perfiles de temperatura de la entrada, salida y superficie. Perfil del flujo másico.</i> .....	36
Figura 10. <i>Validación de los resultados de la temperatura de salida.</i> .....	40
Figura 11. <i>Resultados de la distribución de las temperaturas de entrada y salida.</i> .....	42
Figura 12. <i>Distribución de la temperatura dentro del intercambiador en refrigeración.</i> .....	42
Figura 13. <i>Diagrama de potencia de entrada y potencia de salida del intercambiador.</i> .....	43
Figura 14. <i>Línea de tendencia de la eficiencia en el intercambiador.</i> .....	44
Figura 15. <i>Perfil de temperaturas en caso de calefacción.</i> .....	45
Figura 17. <i>Distribución de temperaturas dentro del intercambiador en calefacción.</i> .....	45
Figura 18. <i>Potencia de salida en refrigeración y calefacción Vs longitud del intercambiador.</i> ..	46
Figura 19. <i>Sección transversal y diámetros del intercambiador de calor</i> .....	48
Figura 20. <i>Perfil de temperatura del caso 1 Vs el perfil de temperatura caso base.</i> .....	49

Figura 21. <i>Diagrama de potencia de entrada Vs potencia de salida del intercambiador caso 1.</i>	49
Figura 22. <i>Línea de tendencia de la eficiencia en el intercambiador caso 1.</i>	50
Figura 23. <i>Línea de tendencia de la eficiencia en el intercambiador caso 2.</i>	51
Figura 24. <i>Diagrama de potencia de entrada Vs potencia de salida del intercambiador caso 3.</i>	51
Figura 25. <i>Línea de tendencia de la eficiencia en el intercambiador caso 3.</i>	52
Figura 26. <i>Perfil de temperatura del caso 4 Vs el perfil de temperatura caso base.</i>	53
Figura 27. <i>Diagrama de potencia de entrada Vs potencia de salida del intercambiador caso 4.</i>	53
Figura 28. <i>Línea de tendencia de la eficiencia en el intercambiador caso 4.</i>	54
Figura 29. <i>Líneas de tendencia de la velocidad de salida del caso 4 Vs caso base.</i>	54

**Lista de Tablas**

	<b>Pág.</b>
Tabla 1. <i>Propiedades térmicas de los materiales de construcción</i> .....	31
Tabla 2. <i>Dimensiones de la sección transversal del intercambiador</i> .....	32
Tabla 3. <i>Fases de inicialización de la simulación</i> .....	37
Tabla 4. <i>Diseño paramétrico de los diámetros del intercambiador</i> .....	47

## Introducción

Los yacimientos geotérmicos son zonas del subsuelo de donde se puede aprovechar el calor de forma económicamente rentable, éstas se clasifican de tres maneras: zonas de alta entalpía, las cuales son las más activas de la corteza de la Tierra a temperaturas superiores a 150 °C y suele existir en ellas áreas hidrotermales que contienen agua a alta presión y alta temperatura, luego existen las zonas de mediana entalpía, las cuales alcanzan temperaturas entre los 100 a 150 °C y por último, zonas de baja entalpía, las cuales alcanzan temperaturas entre los 30 a 100 °C. Estas últimas zonas son consideradas también sistemas de energía geotérmica somera y se obtiene a profundidades menores de los 400 metros de profundidad, están conformados por capas de roca impermeable que recubren un foco termo activo, y del cual se hace uso de un intercambiador de calor de fondo de pozo o DHE por sus siglas en inglés (DownHole Heat Exchanger) para el aprovechamiento de la energía, en este caso, se perfora hasta alcanzarlo y luego se inyecta agua (o cualquier líquido con alta capacidad calorífica) que posteriormente saldrá caliente o fría llamándose así el fluido portador de la energía geotérmica, con el fin de utilizarse en sistemas de calefacción o refrigeración (Valverde, R. et al., 2020).

Actualmente, el dimensionamiento correcto para la instalación de un intercambiador de calor o DHE en zonas de baja entalpía depende de la temperatura de la zona a profundidad, es decir, que exista un gradiente térmico considerable, y de la difusividad térmica, los cuales son determinados por el terreno (Pino, J., Martinez et al., 2023).

La difusividad térmica es posible medirse con precisión razonable mediante ecuaciones diferenciales en derivadas parciales como se hizo por (Koo & Song, 2008) comparando datos de temperatura medidos en diferentes pozos y obteniendo resultados que variaban de  $0,3 \times 10^{-6} \text{ m}^2/$

s a  $1,1 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$ . Sin embargo, (Andújar et al., 2016) establecen una expresión para obtener la difusividad del terreno mediante una medición experimental de una manera más acertada y teniendo en cuenta los valores de la temperatura en superficie y de la sonda medida a una profundidad  $z$ .

En cuanto a la medición de la temperatura en profundidad se utiliza una prueba de respuesta térmica o TRT por sus siglas en inglés, donde se inyecta un fluido que suele ser agua o agua con glicol en zonas donde se considere que exista energía térmica potencialmente útil y allí se realiza una prueba experimental con sondas ubicadas a dos metros de profundidad obteniendo perfiles de temperatura dependiendo de las épocas del año y de la humedad de la zona. Actualmente, se hace uso de tablas con valores de conductividad térmica, difusividad térmica y capacidad calórica en función del tipo del terreno (Pino, J., Martínez et al., 2023).

En el presente trabajo de investigación se utilizarán modelos matemáticos que describen y simulan, mediante una herramienta computacional, la transferencia de calor al interior del DHE en el sistema roca-fluido y así encontrar una configuración geométrica que mejore la operatividad haciendo énfasis en los perfiles de temperatura de salida del fluido portador de la energía, con el propósito de cumplir con la meta de esta investigación, se desarrollarán los siguientes cuatro capítulos. El primer capítulo consistirá en presentar el panorama actual de la energía geotérmica y en profundizar en los últimos estudios y tecnologías que se han desarrollado para las instalaciones de intercambiadores de calor de fondo de pozo de baja entalpía.

En el segundo capítulo de esta investigación se expondrá el procedimiento aplicado que consta de los modelos y correlaciones implementadas para el cálculo de las propiedades del fluido y de la energía térmica obtenida, y la metodología en la aplicación de la herramienta CFD para determinar los perfiles de temperatura de salida del fluido portador.

El tercer capítulo se procederá a aplicar la metodología descrita donde se pretende validar un caso experimental o un hecho de estudio y así dar una representación visual de los perfiles de temperatura teniendo en cuenta las condiciones iniciales y condiciones frontera.

En el cuarto capítulo se proporcionará un análisis de los resultados evaluando diferentes perspectivas y se propone una nueva geometría a base de un análisis en los parámetros de diseño que representen mayor rendimiento y captación de la energía.

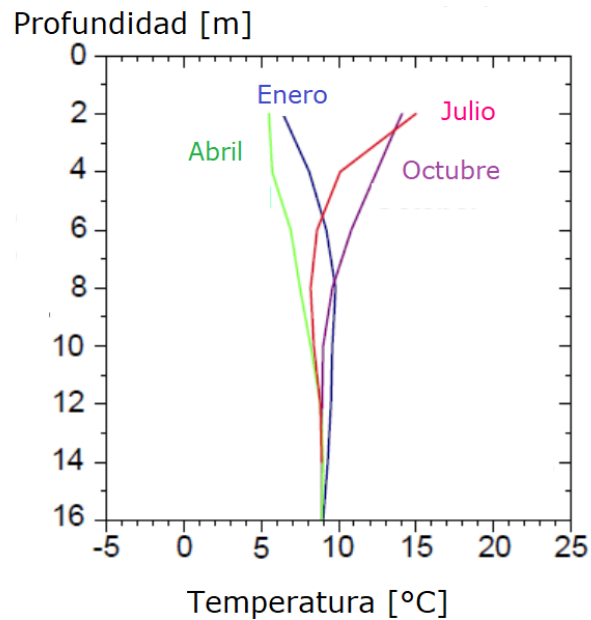
Finalmente, en el quinto capítulo se presentan las conclusiones más importantes de la investigación y una corta discusión con el objetivo de realizar futuros estudios.

## 1. Planteamiento del Problema

Para la extracción de calor del subsuelo mediante un DHE es necesaria la presencia de un fluido que transporte la energía y perforar a suficiente profundidad para alcanzar las temperaturas óptimas para la explotación, estos factores no son económicamente rentables y presentan una dificultad técnica la cual se incrementa proporcional a la profundidad. A partir de los 10 metros y hasta los 30 metros la temperatura aumenta a razón de  $3\text{ }^{\circ}\text{C}$  por cada 100 metros (Buzăianu et al., 2015). Sin embargo, en regiones geográficas donde existen climas estacionales la temperatura del subsuelo disminuye a medida que se aumenta en la profundidad para ciertas épocas del año como se evidencia en la ilustración 1, dando oportunidad para la refrigeración mediante el uso de bombas de calor.

### Figura 1.

*Gradiente geotérmico en regiones de clima estacional.*



Por otro lado, la difusividad térmica del suelo depende de la densidad y del contenido de agua presente, creando así una variación de las condiciones dependiendo de la zona, por ello, se requiere de una medida precisa ya que el cálculo del dimensionamiento del DHE puede dar lugar a instalaciones ineficientes (Pino, J. Martinez et al., 2023).

Uno de los componentes más importantes y que afectan de manera global el rendimiento de una planta geotérmica es el intercambiador de calor de fondo de pozo (DHE) en donde el rendimiento óptimo de este y la energía para que funcione dependen de la diferencia entre la temperatura de la fuente de calor y la de pozo al que el calor es evacuado. (Martínez-Hernández et al., 2022). En las centrales geotérmicas, el funcionamiento individual del intercambiador de calor puede afectar de manera considerable el rendimiento de la planta. En el análisis termodinámico realizado a una planta geotérmica es necesario el cálculo y la cuantificación de las pérdidas o destrucción de exergía y sus focos. Un ejemplo de ello es la planta analizada termodinámicamente por (Kanoglu & Bolatturk, 2016) donde las pérdidas en el intercambiador de calor representaron el 18,9%, la eficiencia exergética y la eficacia del intercambiador representaron el 80,5% y el 47,1% respectivamente. Aunque los autores consideran una eficiencia aceptable se evidencia que es posible reducir las pérdidas y aumentar la eficacia para los intercambiadores de calor y así mejorar el rendimiento de la planta.

La inversión de un proyecto geotérmico es considerada de alto costo con respecto a otras fuentes renovables debido a la profundidad de perforación de la roca y de sus componentes. Los intercambiadores de calor o sondas geotérmicas son la parte más cara de un sistema geotérmico, tienen una vida útil de 50 años y, una vez introducidas en el terreno y cementadas, no admiten posibilidad de efectuar sobre ellas ningún mantenimiento preventivo o correctivo, de ahí la importancia de que estén adecuadamente dimensionadas y correctamente instaladas (Losilla Rayo,

2019). Se estima el coste de un intercambiador de calor por un aproximado de: 1.014 a 1.465 €/100 [m] afirma Rayo.

En cuanto al funcionamiento del intercambiador de calor vertical, el fluido portador desciende a las zonas más profundas, se calienta, si el caso se trata de calefacción o se enfría para el caso de la refrigeración, y así se activa una bomba para realizar el intercambio de la energía, la cual se pierde a los alrededores a medida que asciende ya que la temperatura del suelo y de la superficie varían para cada época del año.

En ese sentido, la mayor cantidad de energía disponible de un reservorio no es aprovechada, por ello el propósito de este estudio es el de encontrar una configuración geométrica del intercambiador de fondo de pozo a partir de una simulación con la herramienta CFD, teniendo en cuenta la temperatura de salida del fluido portador y que mejore el rendimiento y la captación de la energía para un sistema geotérmico de baja entalpía, reduciendo sus pérdidas.

## **2. Objetivos**

### **2.1 Objetivo General**

Simular los efectos termodinámicos en un intercambiador de calor de fondo de pozo para el aprovechamiento de la energía geotérmica, mediante la aplicación de Dinámica de Fluidos Computacional CFD.

### **2.2 Objetivos Específicos**

Seleccionar el modelo matemático y la configuración geométrica de un intercambiador de calor de fondo que mejor describa el comportamiento de las propiedades del fluido portador para el análisis del proceso termo físico del pozo.

Realizar un análisis comparativo de los resultados obtenidos en la simulación realizada mediante la aplicación CFD con datos reportados de la literatura en simulaciones validadas o en casos experimentales análogos para la validación de los resultados.

Evaluar el efecto en la temperatura del fluido portador de la energía al modificar los parámetros que resultan ser más relevantes para mejorar el rendimiento de la operatividad del sistema geotérmico.

### 3. Características y Modelos

En esta sección se pretende entregar un panorama actual de las principales características y modelos que se tienen en cuenta al momento de abordar la operatividad y el funcionamiento de un intercambiador de calor de fondo de pozo como sistema cerrado y su estado del arte.

#### 3.1 Panorama Actual

El potencial de la energía geotérmica de baja entalpía se encuentra en su uso como alternativa en los sistemas de calefacción tradicionales eléctricos o de gas, para ello es conveniente la utilización de bombas de calor, la manera en la que se produce energía térmica con los sistemas denominados pozos intercambiadores de calor es similar al funcionamiento de una bomba de calor donde su operación es extraer el calor contenido de un ambiente específico o un foco calorífico el cual puede ser, agua, aire o suelo, y mediante tuberías subterráneas transportar la energía de la roca para producir frío o calor, además si se cuenta a un fácil acceso y perforación, el sistema de climatización resulta ser económicamente rentable y amigable con el medio ambiente. Estas tuberías subterráneas se encuentran posicionados de manera vertical u horizontal entendiéndose como vertical a una tubería que atraviesa perpendicular el suelo y la tubería horizontal se halla de manera paralela a la superficie del suelo. Una de las principales características de funcionamiento de una bomba de calor es su coeficiente de operatividad (COP), entre más alto sea el COP tendrá mayor eficiencia el equipo pues genera más kW de calor por cada kW consumido, es decir, las bombas de calor transportan mayor energía de la necesaria para operar. No obstante, es necesario que la bomba de calor pueda funcionar de modo inverso, para calefacción en invierno y refrigeración en verano. La eficiencia de una bomba de calor para invierno está expresada en términos de temperatura de los focos en grados Kelvin de la siguiente manera.

$$COP_{invierno} = \frac{1}{1 - \frac{T_2}{T_1}} \quad (2-1)$$

La eficiencia para una bomba de calor en verano está dada por la siguiente expresión también en términos de la temperatura de los focos en grados Kelvin.

$$COP_{invierno} = \frac{1}{1 - \frac{T_2}{T_1}} \quad (2-1)$$

$$COP_{verano} = \frac{1}{\frac{T_1}{T_2} - 1} \quad (2-2)$$

También se puede expresar en términos de energía así:

$$COP = \frac{Q_{\text{útil}}}{W_{\text{neto}}} \quad (2-3)$$

Dada como la relación entre la potencia térmica útil y la potencia neta introducida al sistema, cabe destacar que la eficiencia real de las bombas de calor puede llegar a ser tan bajo como el 15% de la eficiencia ideal, esto es debido a las pérdidas durante el ciclo. Hay que tener en cuenta que las bombas de calor operan con fluidos de entrada a bajas temperaturas, en el caso de que la temperatura del fluido a la salida sea menor a los 30 °C es necesario utilizar una bomba de calor para aumentarla, ya que para un sistema de calefacción resulta ser muy baja (Antognini et al., 2019).

Para proyectos geotérmicos en reservorios de baja entalpía los costos son aún mayores para usos no eléctricos, la tecnología utilizada para la perforación es similar a la utilizada para pozos de agua subterránea y los yacimientos geotérmicos encontrados a más de 2 kilómetros de profundidad no se consideran viables económicamente (Barbier et al 2002).

El dimensionamiento de un intercambiador de calor de fondo de pozo en reservorios de baja entalpía y su instalación en la zona termo activa requiere de la medición de ciertos parámetros, un método para tomar datos experimentales y analizar la viabilidad para la implementación de un proyecto geotérmico es utilizando el Test de Respuesta Térmica (TRT). La prueba consiste en medir la capacidad que tiene un intercambiador de calor vertical a lo largo del pozo por medio de datos de temperatura tomados en diferentes intervalos de tiempo. En el estudio realizado en Talca Chile se obtuvo como resultado que a medida que aumentaba la profundidad del pozo la curva de temperatura fluctúa hasta convertirse en una constante desde los 20 metros aproximadamente hasta los 70 metros, luego la conductividad térmica y el calentamiento dependía de gran manera del flujo de las aguas subterráneas. Además, el estudio entregó como resultado una conductividad térmica de la roca promedio de  $2.35 \text{ W/m}\cdot\text{K}$ . (Ochoa F. et al, 2020). Los factores del terreno con mayor influencia en la longitud del sondeo que ha de alojar las sondas geotérmicas son la conductividad térmica del terreno y la humedad, especialmente la velocidad de flujo de agua subterránea que pueda haber en el subsuelo (Martínez-Hernández et al., 2022).

Antes de escoger la configuración del intercambiador de calor subterráneo que se utilizará se deben realizar estudios geotérmicos previos de la zona completa con el fin de acceder a la fuente de calor del subsuelo, estas perforaciones suelen tener entre 10 y 15 centímetros de diámetro y su profundidad depende de las condiciones físicas y geológicas de la zona. La configuración puede ser abierta o cerrada, la configuración de tipo abierta es donde el fluido, que suele ser agua subterránea, es devuelto al medio después de realizarse el intercambio de calor. La configuración cerrada es aquella donde el fluido portador de la energía es recirculado y no existe un intercambio de masa, ésta última es el presente caso de estudio y a la vez se constituye de dos tipos vertical y horizontal como se expuso anteriormente.

Estos sistemas se han impuesto dentro de las matrices energéticas en el norte y centro de Europa, Finlandia ha demostrado que tienen una capacidad de proporcionar alrededor de 170MW/h en pozos de 600 metros de profundidad con tuberías coaxiales especialmente en rocas cristalinas con aplicaciones tanto para calefacción y refrigeración, en el caso de Suiza más del 80% de las instalaciones geotérmicas utilizan intercambiadores de calor, el pozo Weggis produce 220 MW/h sin embargo el pozo no es tan somero (Piipponen, K *et al.*, 2022).

Alemania por el contrario es uno de los países con mayor número de sistemas geotérmicos de baja entalpía instalados en zonas residenciales e industriales para calefacción y refrigeración, en la región de Hannover-Celle existen modelos económicos que respaldan la viabilidad de los sistemas de baja entalpía con temperaturas alrededor de los 75 °C a profundidades de 1200 metros. En Asia, China es el país con mayor crecimiento de instalaciones someras, zonas urbanas como Pekín han invertido fuertemente en estos sistemas para mitigar la contaminación, allí usan profundidades definidas dentro de los 200 metros para los sistemas urbanos. En Australia zonas urbanas aledañas a Victoria y a Nueva Gales del Sur se han enfocado en proyectos para refrigeración de sus viviendas y edificios públicos (Lund *et al.*, 2022), en Sudamérica, Argentina ha iniciado pruebas piloto y estudios previos en zonas de la Patagonia, en Temuco Chile se analiza el uso de intercambiadores verticales y horizontales con coeficientes operacionales entre 3,7 y 5,6 en conjunto con bombas de calor para pozos con profundidades menor a los 200 metros (Urbina C., 2020), en el caso de Colombia aunque el uso es todavía limitado y está en fase de exploración e investigación, el potencial geotérmico se estima en 1170 MWe según el Servicio Geológico Colombiano SGC (Alfaro Valero, C *et al.*, 2019), distribuidas en las tres cordilleras identificando 21 áreas en regiones de Paipa , Ruiz, Huila, Puracé, Azufral, Soratá y otras zonas volcánicas,

además se evalúa el flujo de calor en cuencas sedimentarias de los Llanos y San Jacinto aprovechando los datos de los pozos de hidrocarburos (Gil A. M., 2019)

En los últimos años, se han creado diversos programas informáticos capaces de realizar el cálculo necesario para determinar la tubería necesaria para un intercambiador de calor, en el caso del tipo vertical, se determina la profundidad y la distancia entre pozos, además de la longitud. En este estudio se simulará un intercambiador de calor vertical el cual depende de principalmente las propiedades térmicas del terreno, se hace primeramente una revisión de la literatura para determinar el “estado del arte” y en base a una prueba experimental, se validarán resultados para luego proponer un diseño paramétrico.

### **3.2 Intercambiadores de Calor de Fondo de Pozo**

Para el aprovechamiento de la energía térmica de un reservorio geotérmico o de un yacimiento se encuentran los intercambiadores de calor de fondo de pozo, dentro de los diseños de intercambiadores de calor existen geometrías potenciales para obtener la energía térmica, en especial los intercambiadores de calor existentes que poseen forma de U y los coaxiales, tubo dentro un tubo.

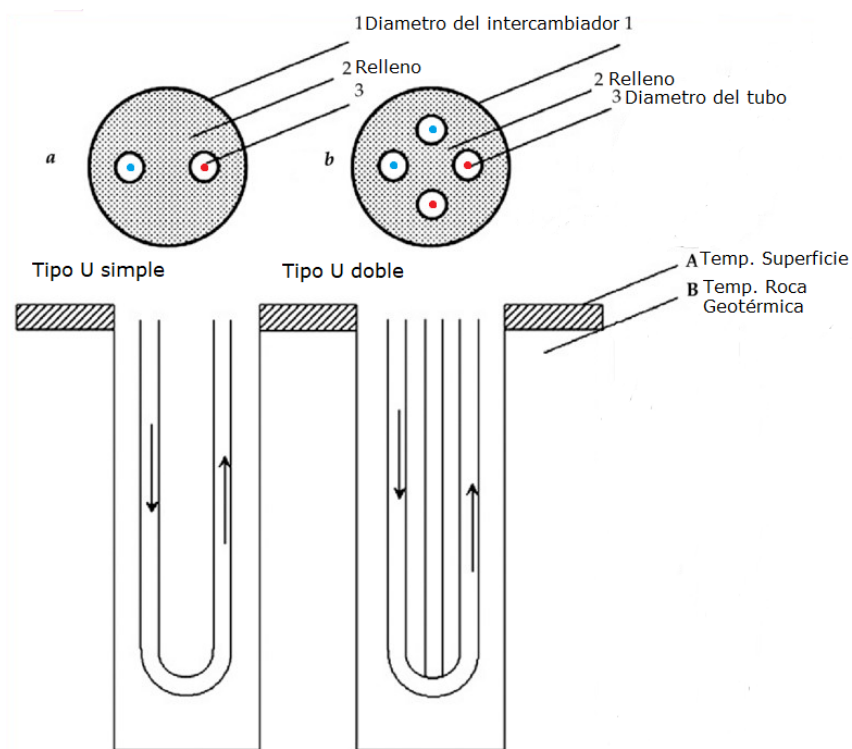
Rubio López, en el 2015 compara dentro de su tesis, dos modelos geométricos uno vertical y otro horizontal en un software de simulación donde concluye que el intercambiador de calor de tipo vertical presenta un mejor rendimiento operacional que el intercambiador de calor tipo horizontal tanto para el fluido a baja temperatura como para el fluido a alta temperatura. Además, propone la implementación de nuevas configuraciones geométricas para los intercambiadores de calor que aprovechen al máximo la energía geotérmica para sus trabajos en el futuro.

Así mismo, Song ha hecho un análisis numérico de las características para la configuración tipo U en un yacimiento realizado en el 2018, en el cual obtienen como resultado que la

temperatura de salida del fluido portador disminuye a medida que aumenta la porosidad de la roca, además los resultados indican que el tubo en U simple puede funcionar mejor en un yacimiento homogéneo (Lyu, Zehao et al., 2018). En la ilustración 1 se puede observar el tipo de configuración vertical tipo U (a) y doble U (b) que consiste en un conducto donde el fluido entra por un orificio, o dos, y sale por otro, u otros orificios ubicados cerca de él en el mismo plano, esta distancia entre centros ha sido también objeto de estudio y se ha profundizado en el efecto de las resistencias térmicas al variar dicha distancia de manera que no haya interferencia entre tuberías.

### Figura 2.

*Configuración de intercambiadores verticales tipo U.*



Los sistemas geotérmicos con intercambiadores de calor tipo U en sistemas grandes a 30 kW de potencia, según la norma alemana VDI 4640 (*Verein Deutscher Ingenieure*), propone que la longitud de un intercambiador de calor vertical con forma de U debe estar comprendido entre los 40 y 100 metros y con diámetro nominal de 20, 25 o 32 milímetros o tubos coaxiales de 60 milímetros. Esta configuración propone determinar la transferencia de calor del intercambiador como un cilindro isotérmico vertical de gran longitud y de un radio muy pequeño enterrado en un medio semi infinito (Losilla Rayo, 2019).

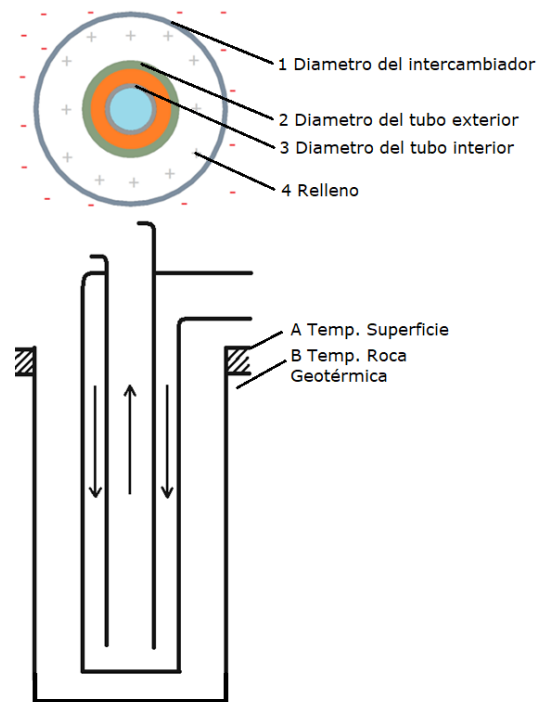
Por otro lado, la configuración geométrica del intercambiador de calor de tipo U que propone (Extremera, A. 2022) establece un tubo de polietileno de 40 mm de diámetro exterior y espesor de 3,7 mm, separado a 7,5 cm por el cual circula agua en un agujero de 15 cm relleno de bentonita hasta una profundidad de 130 metros. Según la Asociación Internacional de Bombas de Calor con Fuente de Tierra (IGSHPA por sus siglas en inglés), el material del DHE está compuesto de polietileno o poli butileno y alrededor se dispone un material de lechada o relleno para favorecer la transferencia y proporcionar impermeabilización.

De igual manera, así como la disposición de la tubería en forma de U simple o doble U ha resultado ser una configuración convencional, los últimos estudios también han profundizado en el rendimiento térmico de la disposición de una tubería de tipo coaxial, es decir, un tubo dentro de otro tubo concéntrico, así como se evidencia en la ilustración 2. El DHE de tipo coaxial es considerado de mayor rendimiento térmico, además que se puede garantizar una mayor área de contacto con el relleno mejorando la transferencia del calor y un flujo del tipo turbulento (Rajeh, Zhao & Li, 2023). Así mismo, también lo afirma Kwanggeun Oh, quién junto con Seokjae Lee en el 2019, realizan un experimento de campo donde evalúan el rendimiento térmico de los intercambiadores de calor construidos en diferentes configuraciones geométricas, entre ellas se

destaca el uso del intercambiador de tipo coaxial y se hace énfasis determinar una relación óptima entre los diámetros de las tuberías (Oh K., Lee S., et al., 2019).

### Figura 3.

*Configuración de intercambiador vertical tipo coaxial.*

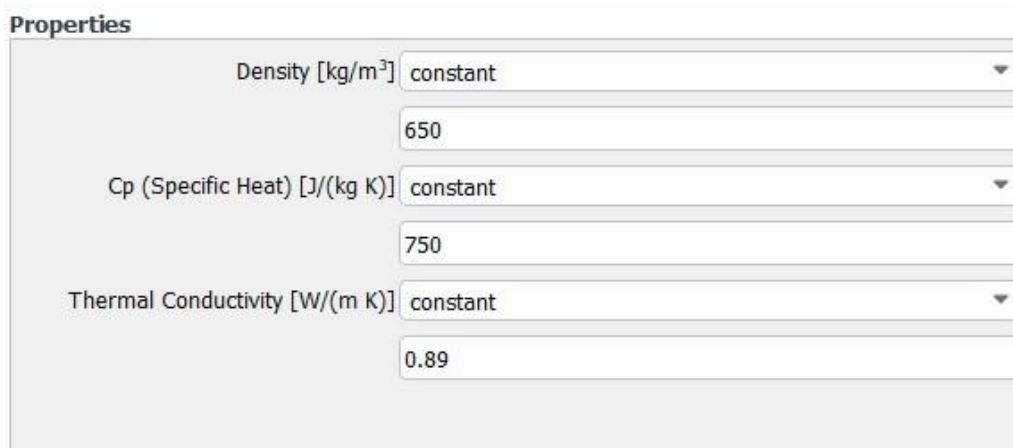


En esta configuración el fluido ingresa por la tubería externa, su descarga es por la tubería interna y a su alrededor un relleno que suele ser bentonita. Las propiedades térmicas de la bentonita están mostradas en la figura 3, valores que son utilizadas en el presente estudio. Además, Seokjae Lee en el 2022 propone en su investigación que las propiedades de la tubería interior deben estar compuestas de materiales con conductividad térmica menor a  $0,025 \text{ W}/(\text{m}\cdot\text{K})$  para aliviar las interferencias entre tuberías. En cuanto a la tubería exterior, en la cual sucede la transferencia de calor con la bentonita, Lee propone que se haga uso de polietileno de alta densidad o HDPE por sus siglas en inglés, material que es resistente a la tracción, abrasión y corrosión. Las propiedades

térmicas del HDPE están alrededor de  $958 \text{ kg/m}^3$ ,  $1201 \text{ J/(kg}\cdot\text{K)}$  y  $0,4 \text{ W/(m}\cdot\text{K)}$  para la densidad, calor específico y la conductividad térmica respectivamente (Lee, Park et.al., 2022).

#### Figura 4.

*Propiedades de la bentonita.*



Properties	
Density [kg/m <sup>3</sup> ]	constant 650
Cp (Specific Heat) [J/(kg K)]	constant 750
Thermal Conductivity [W/(m K)]	constant 0.89

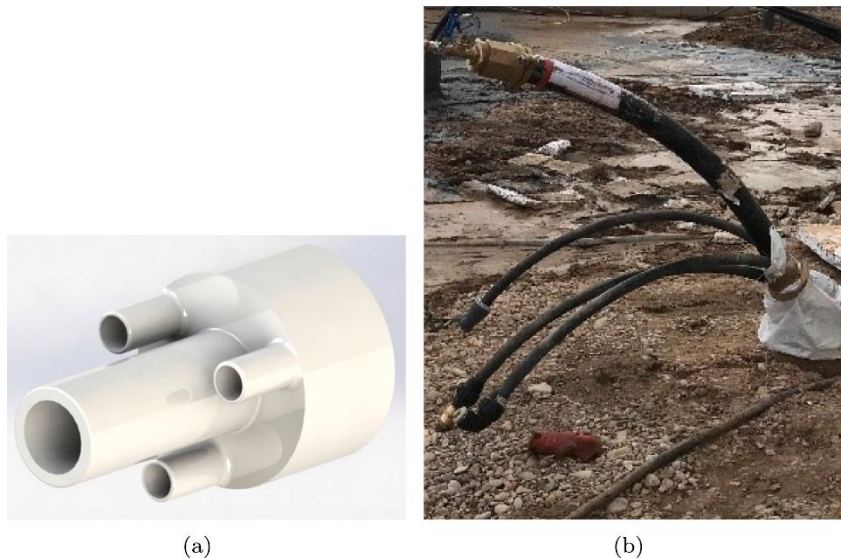
En cuanto al diámetro de las tuberías, Lee asegura que el intercambiador de calor debe diseñarse de manera que se garantice un área de transferencia de calor en relación con el medio circundante y un tiempo suficiente de retención del fluido, para ello él propone una tubería interna de 35 mm y exterior de 75 mm, con longitud de 50 m y una tasa de flujo de 9,3 L/min. Para el diámetro del relleno se propone un diámetro de 155 mm para mejorar la eficiencia energética y aumentar un 0,56% la temperatura de salida (Li W., et al., 2024).

En búsqueda de mejorar la eficiencia energética de los intercambiadores de calor del tipo coaxial, los últimos estudios pretenden proponer nuevas configuraciones geométricas y materiales con mejores propiedades térmicas, uno de estos innovadores diseños se puede evidenciar en la ilustración 4 donde se fabrica una combinación de tres tuberías satélites de alta conductividad para el ingreso del fluido y una tubería central para la descarga. Esta nueva configuración contiene diámetros trilobulares de 32 mm con conductividad térmica superior a  $1 \text{ W/(m}\cdot\text{K)}$  y un diámetro de tubería interna de 75 mm con conductividad térmica muy baja refleja resultados prometedores

que permiten reducir costos de instalación y aumentar la eficiencia, además de una mayor tasa de inyección de calor específico. Este es un claro ejemplo de las futuras investigaciones que tomará lugar en el estado del arte de los intercambiadores de calor de fondo de pozo (Urchueguia J. et al., 2024).

### Figura 5.

*Diseño trilobular de un intercambiador de calor terrestre.*



## 4. Metodología

Con el propósito de lograr el cumplimiento de cada uno de los objetivos propuestos se implementará la siguiente fase metodológica que explicará el desarrollo del proyecto y su posterior análisis. Primeramente, se realiza una revisión de las correlaciones gobernantes del sistema a simular y eventualmente se recreará un modelo en el software de diseño para correr dicha simulación. Posteriormente se validarán los resultados obtenidos con datos de un caso

experimental documentado en la bibliografía y finalmente se realiza un cálculo del coeficiente operativo, explicado anteriormente.

#### 4.1 Método Numérico

Con el método numérico es posible abordar modelos de flujo en ecuaciones matemáticas que dictan los principios físicos fundamentales de conservación: conservación de la masa, cantidad de movimiento y de la energía.

##### 4.1.1 Ecuaciones gobernantes

Las ecuaciones de conservación que gobiernan el sistema se expresan en este trabajo de investigación de la manera diferencial conservativa y por tratarse de un fluido no compresible se hace uso de las ecuaciones de Navier-Stokes para líquidos incompresibles de la forma tensorial (Cengel Y., 2002)

##### 4.1.1.1 Ecuación de continuidad

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (\rho r v_r) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial \theta} (\rho v_\theta) + \frac{\partial}{\partial z} (\rho v_z) = 0 \quad (3-1)$$

En esta ecuación se describe el principio fundamental de conservación de la masa; la masa que ingresa al volumen de control es igual a la masa que sale.

##### 4.1.1.2 Ecuación de cantidad de movimiento en coordenadas cilíndricas:

Componente en r:

$$\begin{aligned} \rho \left( \frac{\partial v_r}{\partial t} + v_r \frac{\partial v_r}{\partial r} + \frac{v_\theta}{r} \frac{\partial v_r}{\partial \theta} - \frac{v_\theta^2}{r} + v_z \frac{\partial v_r}{\partial z} \right) \\ = -\frac{\partial P}{\partial r} - \left( \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (r \tau_{rr}) + \frac{1}{r} \frac{\partial \tau_{r\theta}}{\partial \theta} - \frac{\tau_{\theta\theta}}{r} + \frac{\partial \tau_{rz}}{\partial z} \right) + \rho g_r \end{aligned} \quad (3-2)$$

Componente en  $\theta$ :

$$\begin{aligned} \rho \left( \frac{\partial v_\theta}{\partial t} + v_r \frac{\partial v_\theta}{\partial r} + \frac{v_\theta}{r} \frac{\partial v_\theta}{\partial \theta} + v_\theta \frac{v_r}{r} + v_z \frac{\partial v_\theta}{\partial z} \right) \\ = -\frac{1}{r} \frac{\partial P}{\partial \theta} - \left( \frac{1}{r^2} \frac{\partial}{\partial r} (r^2 \tau_{r\theta}) + \frac{1}{r} \frac{\partial \tau_{\theta\theta}}{\partial \theta} + \frac{\partial \tau_{z\theta}}{\partial z} \right) + \rho g_\theta \end{aligned} \quad (3-3)$$

Componente en  $z$ :

$$\begin{aligned} \rho \left( \frac{\partial v_z}{\partial t} + v_r \frac{\partial v_z}{\partial r} + \frac{v_\theta}{r} \frac{\partial v_z}{\partial \theta} + v_z \frac{\partial v_z}{\partial z} \right) \\ = -\frac{\partial P}{\partial z} - \left( \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (r \tau_{rz}) + \frac{1}{r} \frac{\partial \tau_{\theta z}}{\partial \theta} + \frac{\partial \tau_{zz}}{\partial z} \right) + \rho g_z \end{aligned} \quad (3-4)$$

Donde  $p$  es la presión estática,  $\mu$  es el coeficiente de la viscosidad y  $\rho g$  los valores de las fuerzas volumétricas de la gravedad y  $F$  las fuerzas externas. Cabe aclarar que las ecuaciones son descritas para un líquido perfecto.

#### 4.1.1.3 Ecuación de la energía en coordenadas cilíndricas para un líquido perfecto

$$\begin{aligned} \rho C_p \left( \frac{\partial T}{\partial t} + v_r \frac{\partial T}{\partial r} + \frac{v_\theta}{r} \frac{\partial T}{\partial \theta} + v_z \frac{\partial T}{\partial z} \right) \\ = \mu \phi_v + k \left( \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left( r \frac{\partial T}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 T}{\partial \theta^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) + Q_r \end{aligned} \quad (3-5)$$

Donde,  $k$  representa el coeficiente de conductividad calórica y  $Q_r$  el calor exterior.  $\mu \phi_v$  es la disipación viscosa y está determinada por la siguiente ecuación:

$$\begin{aligned} \phi_v = \left[ 2 \left( \frac{\partial v_r}{\partial r} \right)^2 + 2 \left( \frac{1}{r} \frac{\partial v_\theta}{\partial \theta} + \frac{v_r}{r} \right)^2 + 2 \left( \frac{\partial v_z}{\partial z} \right)^2 \right. \\ \left. + \left( r \frac{\partial}{\partial r} \left( \frac{v_\theta}{r} \right) + \frac{1}{r} \frac{\partial v_r}{\partial \theta} \right)^2 + \left( \frac{1}{r} \frac{\partial v_z}{\partial \theta} + \frac{\partial v_\theta}{\partial z} \right)^2 \right. \\ \left. + \left( \frac{\partial v_r}{\partial z} + \frac{\partial v_z}{\partial r} \right)^2 \right] \end{aligned} \quad (3-6)$$

La transferencia de calor está descrita por un arreglo de ecuaciones diferenciales parciales que expresa la fórmula matemática de la ley de conservación de energía térmica. La ecuación representa el calor que es transportado por un fluido que se mueve debido a la convección y el calor que se dispersa en el medio poroso debido a la conducción en tres dimensiones, también llamada advección-difusión (Dehghan, 2005).

Debido a la complejidad en el esquema numérico para la solución de la ecuación advección-difusión, las soluciones analíticas son limitadas a casos en una sola dimensión y velocidad de flujo constante en el yacimiento, sin embargo, Otros autores han ido más allá y proponen resolver la ecuación advección-difusión usando elementos finitos (FEM), al considerar que esta solución es más estable numéricamente que el método de las diferencias finitas (FDM) (Cui et al., 2016; Szymkiewicz, 2010), sin embargo en este estudio se usa el método de volúmenes finitos (FVM)

#### ***4.1.2 Modelo de turbulencia***

Es necesario para el modelo de turbulencia el hacer uso de aproximaciones matemáticas para reducir la complejidad de los sistemas, debido a que se presenta en ellos fluctuaciones, estas fluctuaciones en el tiempo provocan cambios constantes en la conservación de la energía e incrementa el tiempo de cálculo.

El modelo de turbulencia será entonces una solución en estado estacionario desacoplado de las fluctuaciones que varían en el tiempo en el sistema, siendo la mejor técnica y la más utilizada hasta el momento, el método de Navier Stokes promediadas por Reynolds (RANS).

Las ecuaciones de Navier Stokes promediadas por Reynolds permiten obtener información del comportamiento de manera simplificada y reduciendo el coste computacional, utilizando una

solución que divide el componente de velocidad independiente del tiempo y el componente de las fluctuaciones alrededor de la media.

El modelo por utilizar es el llamado k- $\omega$  SST (Shear Stress Transport) el cual tiene un buen funcionamiento debido a sus gradientes de presión adversos y el flujo de separación produce zonas de mayor tensión normal. Es ideal para precisiones de cálculos en las zonas cercanas a la pared y con independencia de corriente libre en el campo lejano de la pared.

La ecuación del modelo k- $\omega$  SST está determinado por:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \Gamma_k \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + G_k - Y_k + S_k \quad (3-7)$$

Y

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \omega) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \omega u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \Gamma_\omega \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right) + G_\omega - Y_\omega + S_\omega + D_\omega \quad (3-8)$$

Donde  $G_k$  es el término de la energía cinética turbulenta,  $G_\omega$  el término de generación de la viscosidad,  $\Gamma_k$  y  $\Gamma_\omega$  representan la difusividad efectiva,  $Y_k$  y  $Y_\omega$  representan la disipación,  $D_\omega$  el término de difusión y  $S_k$  y  $S_\omega$  términos fuente.

La difusividad efectiva para el modelo está definida por

$$\Gamma_k = \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \quad (3-9)$$

$$\Gamma_\omega = \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\omega} \quad (3-10)$$

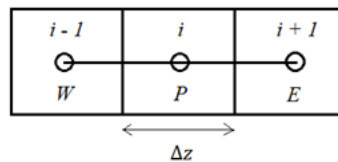
### 4.1.3. Discretización

Las ecuaciones gobernantes del sistema pueden ser resueltas algebraicamente utilizando el método de volúmenes finitos, el cual consiste en integrar cada ecuación en un volumen de control el cual representa la conservación de las magnitudes.

La figura muestra las celdas que componen el volumen de control donde P es el nodo central, W representa la celda anterior y E la celda próxima. El ancho de la celda es representado por  $\Delta z$ .

**Figura 6.**

*Esquema de discretización del volumen de control.*



La discretización de la ecuación de continuidad permite obtener el flujo másico a la salida del volumen de control

$$M_{i+1} = M_i - \frac{A\Delta z}{\Delta t} \rho_l \quad (3 - 11)$$

Donde A es el área de la sección de la tubería,  $\Delta z$  es el ancho de celda en la dirección vertical,  $\Delta t$  es el paso temporal y  $\rho_l$  es la densidad del líquido.

Una vez calculado el flujo másico a la salida del volumen de control se calcula la velocidad del líquido.

$$V_l = \frac{M}{\rho_l A} \quad (3 - 12)$$

Así mismo la discretización de la ecuación de movimiento permite obtener la presión de salida denominada.

$$P_{i+1} = P_i - \frac{\Delta z}{A} \left[ \frac{\bar{f}_l}{4} \frac{\bar{M}^2}{2\rho_l A^2} P + \bar{\rho}_l A g \text{sen}\theta + M \frac{(v_l)_{i+1}^i + \bar{M} - \bar{M}^0}{\Delta z} + \frac{\bar{M} - \bar{M}^0}{\Delta t} \right] \quad (3-13)$$

Donde  $g$  es la gravedad,  $\bar{f}_l$  es el factor de fricción tipo Darcy y  $\theta$  el ángulo de inclinación de la tubería.

Para el cálculo de la temperatura a la salida se multiplica la ecuación de continuidad con la energía específica en el punto P (centro del volumen de control) y se resta el resultado a la ecuación de Energía así:

$$T_{i+1} = \frac{2qP\Delta z - M_{i+1}a + M_i b + \frac{A\Delta z}{\Delta t} c}{Cp_{i+1} \left[ M_{i+1}M_i + \frac{\rho_l^0 A \Delta z}{\Delta t} \right]} \quad (3-14)$$

Donde:

$$a = (v_l)_{i+1}^2 + g \text{sen}\theta \Delta z - Cp_i T_i \quad (3-15)$$

$$b = (v_l)_i^2 - g \text{sen}\theta \Delta z + Cp_i T_i \quad (3-16)$$

$$c = (p_i + p_{i+1}) - (p_i^0 + p_{i+1}^0) + (\tilde{\rho}_l^0) \left( (Cp_i^0 T_i^0 + Cp_{i+1}^0 T_{i+1}^0) - Cp_i T_i \right) \quad (3-17)$$

$$- \left( \tilde{\rho}_l \left( \frac{v_i + v_{i+1}}{2} \right)^2 - \tilde{\rho}_l^0 \left( \frac{v_i^0 + v_{i+1}^0}{2} \right)^2 \right)$$

## 4.2 Potencial Extraíble

El cálculo de la potencia extraíble del sistema se calcula mediante la ecuación de calor transferido dentro del intercambiador teniendo en cuenta las secciones que conforman su estructura, las cuales son el relleno circundante, la tubería exterior y la tubería interior que a su vez cuenta con el aislante, como se pueden visualizar en la ilustración 7, y sus dimensiones en la tabla

2, la longitud del intercambiador está limitada en 50 metros para luego hacer su respectiva validación de los resultados y luego será analizado su potencial al aumentar su medida. Para simplificar el cálculo no se tiene en cuenta la variación de la densidad del fluido debido al cambio en la temperatura, de igual manera se definen las dimensiones dadas por la revisión bibliográfica y se detallan las ecuaciones utilizadas. Las propiedades térmicas como la conductividad, el calor específico y la densidad son extraídas de igual manera del artículo de la literatura y utilizadas dentro del modelo CFD, en la tabla 1 se visualizan los valores considerados.

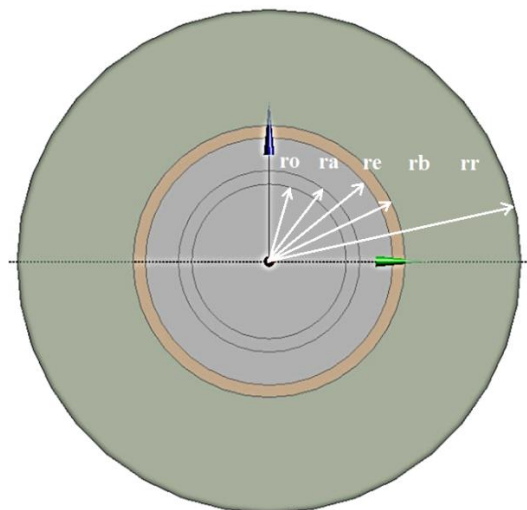
**Tabla 1.**

*Propiedades térmicas de los materiales de construcción.*

Material	Conductividad térmica [W/m·K]	Calor específico (J/kg·K)	Densidad (kg/m <sup>3</sup> )
HDPE	0,40	1,201	958
Bentonita	0,86	732	650
Agua	0,60	4186	998

**Figura 7.**

*Sección transversal del intercambiador de calor. En gris las tuberías, en salmón el HDPE y en verde la bentonita.*



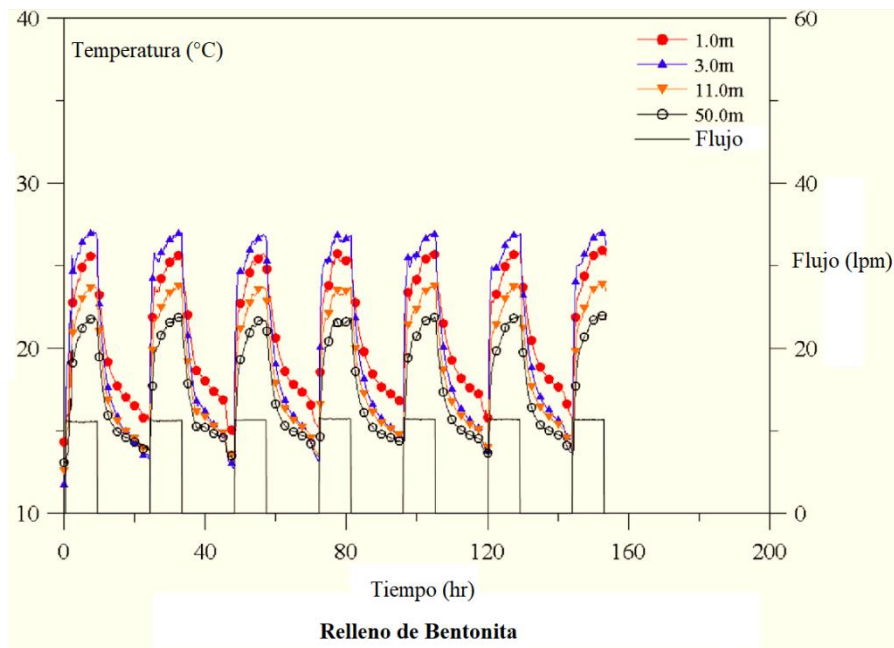
**Tabla 2.***Dimensiones de la sección transversal del intercambiador.*

<b>Dimensión</b>	<b>Denominación</b>	<b>Valor</b>	<b>Unidad</b>
<b>ro</b>	radio salida	0,0163	[m]
<b>ra</b>	radio aislante	0,0200	[m]
<b>re</b>	radio entrada	0,0307	[m]
<b>rb</b>	radio bentonita	0,0375	[m]
<b>rr</b>	radio roca	0,0750	[m]
<b>L</b>	Longitud	50	[m]

El valor del flujo másico está definido por la velocidad de entrada encontrada en la literatura la cual está entre el rango de 0,1 [m/s] y 0,2 [m/s] con el objetivo de que se realice la captación de la energía por ello el valor seleccionado para el flujo es de 0,19 [kg/s]. La temperatura de entrada del fluido está condicionada de igual manera por el valor encontrado en la literatura para poder dar una posterior validación a los resultados, la temperatura de entrada es de 303 K para el caso de refrigeración, y las temperaturas de la roca se ajusta a tramos de tubería de manera que se imponga el gradiente térmico extraído de la bibliografía y que se evidencia en la ilustración 8.

**Figura 8.**

*Perfil de temperatura de la superficie de bentonita a diferentes profundidades.*



#### 4.2.1 Tubería de entrada

El cálculo del calor transferido entre la roca y el fluido está determinado por las ecuaciones:

$$\dot{Q}_1 = 2\pi \cdot r_e \cdot U_e \cdot (T_r - T_1) \cdot \Delta z \quad (3-18)$$

Donde,  $T_r$  es la temperatura de la roca [K],  $T_1$  es la temperatura de entrada del fluido [K],  $\Delta z$  la distancia vertical de la sección del intercambiador [m].

Además,

$$U_e = \frac{1}{\frac{1}{2r_e h_e} + \frac{1}{2K_b} \ln\left(\frac{r_r}{r_b}\right) + \frac{1}{2K_a} \ln\left(\frac{r_b}{r_e}\right)} \quad (3-19)$$

Donde,  $r_e$  es el radio de entrada [m],  $r_r$  el radio de la roca [m],  $r_b$  el radio de la bentonita [m],  $h_e$  el coeficiente de convección del fluido de entrada [ $W/m^2 \cdot K$ ],  $K_b$  la conductividad térmica de la bentonita [ $W/m \cdot K$ ] y  $K_a$  la conductividad térmica del HDPE [ $W/m \cdot K$ ].

Luego para el fluido tenemos que:

$$\dot{Q}_1 = \dot{m} \cdot C_p \cdot (T_{1'} - T_1) \quad (3 - 20)$$

Donde,  $\dot{m}$  es el flujo másico [kg/s],  $C_p$  el calor específico del agua [J/kg·K],  $T_{1'}$  [K] la temperatura de salida del fluido en el tramo de la tubería de entrada y  $T_1$  [K] la temperatura de entrada del fluido en el tramo de la tubería de entrada.

Ahora para complementar el sistema de ecuaciones se realiza el cálculo del tramo de la tubería de salida.

#### 4.2.2 Tubería de salida

$$\dot{Q}_2 = 2\pi \cdot r_o \cdot U_o \cdot (T_2 - T_1) \cdot \Delta z \quad (3 - 21)$$

Donde,  $T_2$  es la temperatura de salida [K],  $T_1$  es la temperatura de entrada del fluido en el tramo [K],  $\Delta z$  la distancia vertical de la sección del intercambiador [m].

Además,

$$U_o = \frac{1}{\frac{1}{2K_a} \ln\left(\frac{r_a}{r_o}\right) + \frac{1}{2r_e h_e} + \frac{1}{2r_e h_o}} \quad (3 - 22)$$

Donde,  $r_e$  es el radio de entrada [m],  $r_o$  el radio de salida [m],  $r_a$  el radio del aislante HDPE [m],  $h_e$  el coeficiente de convección del fluido de entrada [W/m<sup>2</sup>·K],  $h_o$  el coeficiente de convección del fluido de salida [W/m<sup>2</sup>·K], y  $K_a$  la conductividad térmica del aislante [W/m·K].

Luego para el fluido tenemos que:

$$\dot{Q}_2 = \dot{m} \cdot C_p \cdot (T_2 - T_{1'}) \quad (3 - 20)$$

Donde,  $\dot{m}$  es el flujo másico [ $kg/s$ ],  $C_p$  el calor específico del agua [ $J/kg \cdot K$ ],  $T_1$  [ $K$ ] la temperatura de entrada en el tramo de la tubería de salida y  $T_2$  [ $K$ ] la temperatura de salida del fluido en el tramo de la tubería de salida.

Dentro de las variables se encuentran los coeficientes de convección del fluido tanto para la tubería de entrada y de salida y están determinadas por la siguiente ecuación:

$$h = \frac{Nu \cdot k_f}{D} \quad (3 - 21)$$

Donde,  $Nu$  es el número de Nusselt,  $k_f$  conductividad del fluido [ $W/m \cdot K$ ] y  $D$  el diámetro hidráulico [ $m$ ]

Para el número de Nusselt se hace uso de las siguientes aproximaciones:

$$Nu = 0,023 Re^{0,8} Pr^{0,4} \quad (3 - 22)$$

$$Re = \frac{\rho V D}{\mu} \quad (3 - 23)$$

$$Pr = \frac{\mu C_p}{k} \quad (3 - 24)$$

Las expresiones se calculan en base a la velocidad del fluido  $V$  [ $m/s$ ], la densidad del agua  $\rho$  [ $m^3/kg$ ], el diámetro hidráulico  $D$  [ $m$ ], el calor específico [ $J/kg \cdot K$ ], la conductividad térmica del agua  $k$  [ $W/m \cdot K$ ] y la viscosidad dinámica  $\mu$  [ $kg/m \cdot s$ ].

Finalmente, es posible obtener el flujo de calor total teniendo las temperaturas de entrada y salida del agua:

$$\dot{Q} = \dot{m} \cdot C_p \cdot (T_2 - T_1) \quad (3 - 25)$$

### 4.3 Simulación

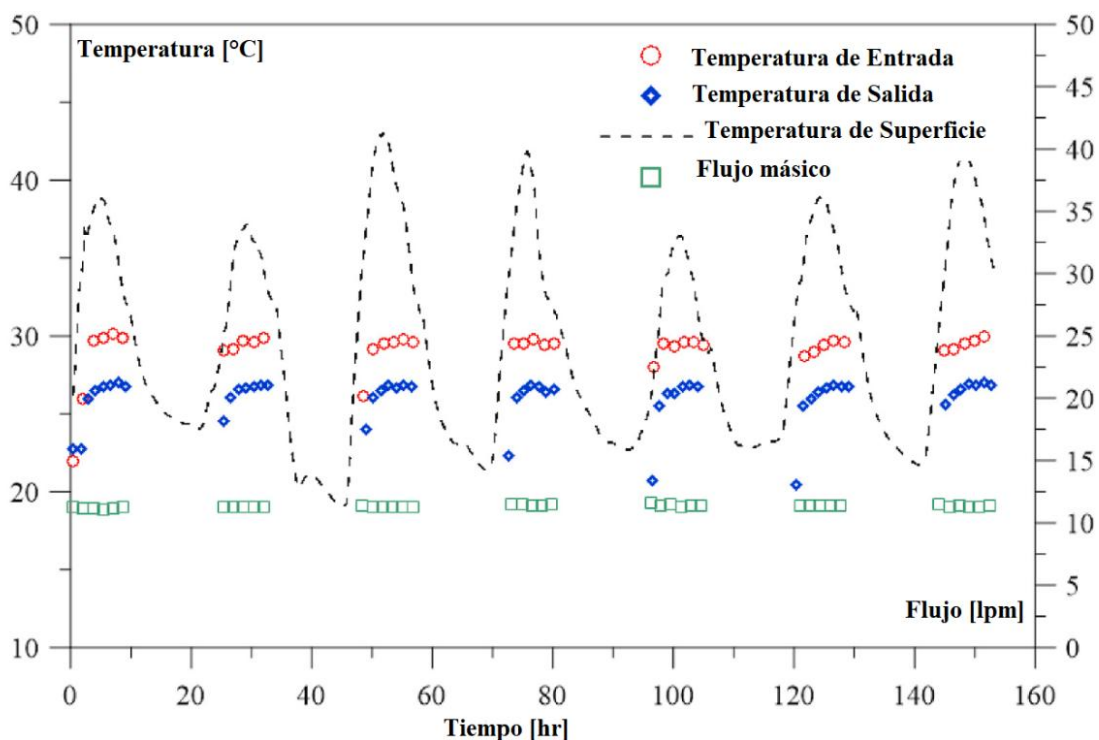
Para la solución del sistema termo físico en una simulación en CFD es imperativo resolver el problema de transmisión de calor el cual requiere de ciertas consideraciones y configuraciones generales para lograr resultados óptimos y aproximados a la realidad, para ello también es

necesario corroborar el porcentaje de error de los resultados obtenidos en simulación para que sean validados con los resultados presentados en la literatura especializada.

Por lo tanto, se realiza una simulación del sistema termo físico considerando el proceso como cuasi transitorio, es decir, se divide el periodo operativo en simulaciones estacionarias, para cada simulación se usa la temperatura y flujo de entrada constante (ver ilustración 9) en una prueba intermitente que opera durante ocho horas y las dieciséis horas restantes se pausa. Allí se aplica la temperatura del subsuelo y de la superficie como condición de contorno variable, en el caso de la temperatura del subsuelo se usa el gradiente geotérmico (ver ilustración 8) y para la temperatura de la superficie se usa el perfil de temperaturas (ver ilustración 9) en la cara de la entrada y salida del intercambiador. Además, se usa la información térmica del resultado anterior como condición inicial para la siguiente simulación y se calcula el flujo de calor transferido.

**Figura 9.**

*Perfiles de temperatura de la entrada, salida y superficie. Perfil del flujo másico.*



En este caso de estudio se opta por utilizar como datos de entrada la información registrada en la investigación realizada por Seokjae Lee, de allí se extraen las dimensiones del intercambiador, el flujo de entrada y las temperaturas del subsuelo. De igual manera, se opta por utilizar el método de volúmenes finitos FVM donde se divide en pequeños volúmenes de control el modelo para luego integrar las ecuaciones de conservación descritas anteriormente para la solución seleccionando una configuración geométrica del tipo ortogonal y un gradiente con aproximación de mínimos cuadrados o Least Squares Cell Based con el objetivo de encontrar la curva que mejor se ajusta al conjunto de datos.

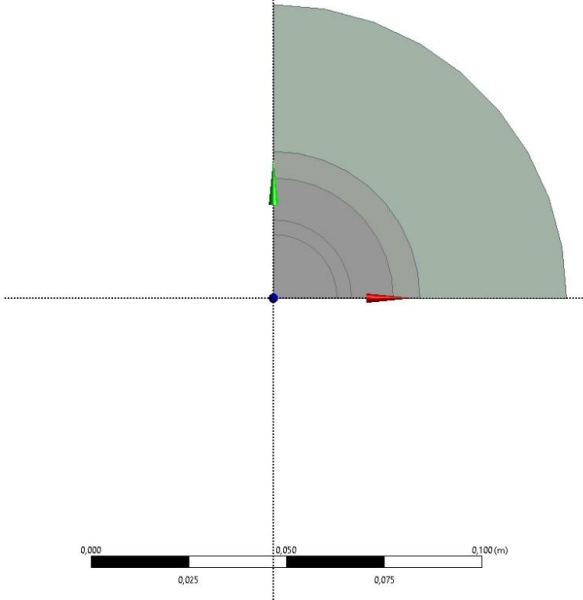
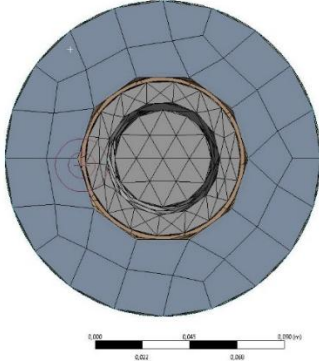
Por tratarse de un fluido incompresible a baja velocidad es seleccionado en el software de simulación el sistema de acoplamiento Pressure-Based del tipo simple el cual resuelve la relación de velocidad y presión para que corresponda con la ecuación de continuidad y conservación de la masa.

La siguiente tabla presenta fase a fase la metodología implementada en la simulación para lograr los objetivos propuestos:

**Tabla 3.**

*Fases de inicialización de la simulación.*

<b>Fase</b>	<b>Criterio</b>	<b>Descripción</b>
<b>1</b>	Inicio	Se inicia el simulador y se selecciona el número de procesadores. En esta fase se recrea la geometría con las dimensiones correspondientes, se analiza el uso de coordenadas axial simétricas para reducir el costo computacional.

Fase	Criterio	Descripción
		
2	Mallado	<p>Se configura la malla con refinamiento en la entrada y la salida del intercambiador, además se divide el relleno en secciones para asignar el gradiente de temperatura.</p> <p>No. De elementos</p> 
3	Configuraciones Generales	<p>Se selecciona una solución de tipo estacionario y el sistema de acoplamiento de tipo simple Pressure- based que resuelve la relación de velocidad y presión.</p>
4	Modelos	<p>Se activan las ecuaciones gobernantes del sistema: energía, cantidad de movimiento y conservación de la masa, además se selecciona el modelo de turbulencia.</p>

Fase	Criterio	Descripción
5	Materiales	Se configura las propiedades térmicas de los materiales: densidad, calor específico y conductividad, y se asignan el fluido los sólidos del modelo.
6	Condiciones de contorno	Se asignan las temperaturas a medida que se desciende en las secciones del intercambiador simulando el gradiente geotérmico, es decir se asigna la temperatura del suelo correspondiente a su profundidad, además se introduce el valor del flujo y de la temperatura de inyección del líquido portador.
8	Métodos de solución	Se activa la formulación del tipo Upwind de 2do orden y se establecen 200 iteraciones.

#### 4.4 Validación de los Resultados

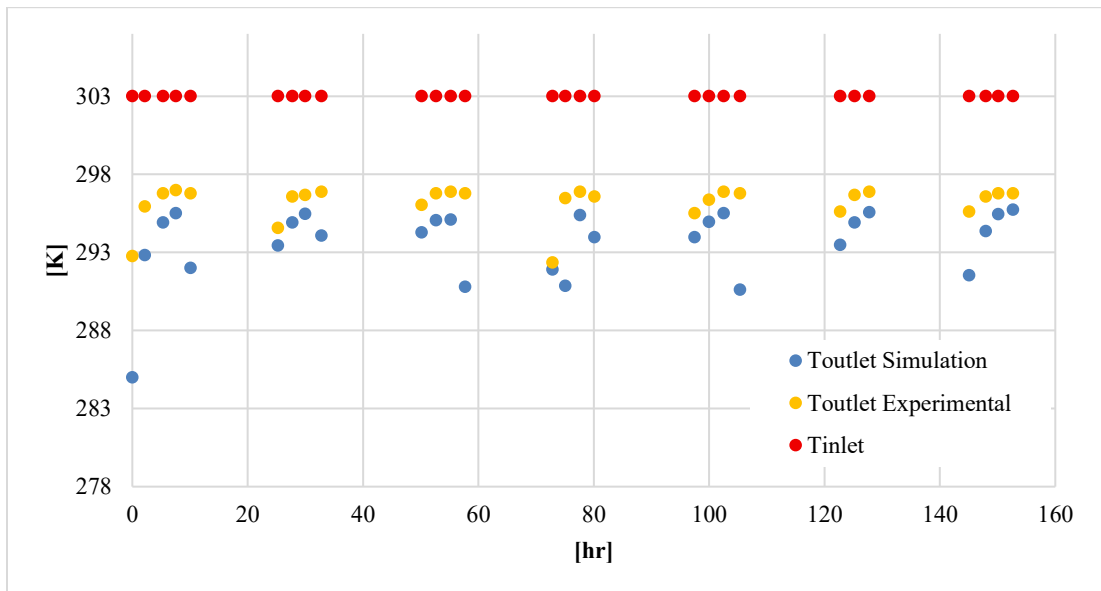
Una vez se corre la simulación y se obtienen resultados, éstos deben ser validados con los resultados reportados en los datos experimentales extraídos del trabajo de investigación realizado por Seokjae Lee y colaboradores, donde se obtiene las diferencias entre la temperatura de entrada y de salida, a un caudal del fluido constante.

Se hace uso de la información registrada en los siguientes trabajos de investigación titulados: Experimento de campo sobre el rendimiento de la transferencia de calor en varios intercambiadores de calor de tipo coaxial considerando las condiciones de construcción (Seokjae Lee, Kwanggeun Oh, et al., 2019); Efecto de la configuración de tubo en tubo en el rendimiento térmico del intercambiador de calor terrestre de tipo coaxial. (Seokjae Lee, Kwanggeun Oh, et al., 2022). Tal como se visualiza en la gráfica 1 las temperaturas de salida simuladas numéricamente se evidencia un error porcentual máximo del 2%.

$$Error \% = \frac{T_{exp} - T_{teo}}{T_{teo}} \times 100 = \frac{295,3 - 292,3}{292,3} \times 100 = 1,02 \% \quad (3 - 18)$$

**Figura 10.**

*Validación de los resultados de la temperatura de salida.*



Se puede evidenciar en la gráfica una similitud en el comportamiento del perfil de temperaturas del intercambiador cuando opera cada 8 horas, es clave destacar que el sistema está operando para uso refrigerativo con el objetivo de validar los resultados encontrados en la bibliografía, sin embargo, el uso del intercambiador de calor también será demostrado para el sistema operando en calefacción.

## 5. Resultados

En este capítulo se hará un análisis de los resultados obtenidos para cada caso específico, con énfasis en los perfiles de temperatura de salida del fluido portador y del cálculo del coeficiente de operatividad COP para analizar qué caso pretende una mejora. Los valores de la temperatura de salida, velocidad de salida y potencia de entrada y de salida son entregados por el cálculo en simulación. La eficiencia térmica en este caso será tomada en cuenta como la relación entre los valores de potencia de salida y potencia de entrada.

### 5.1 Caso Base

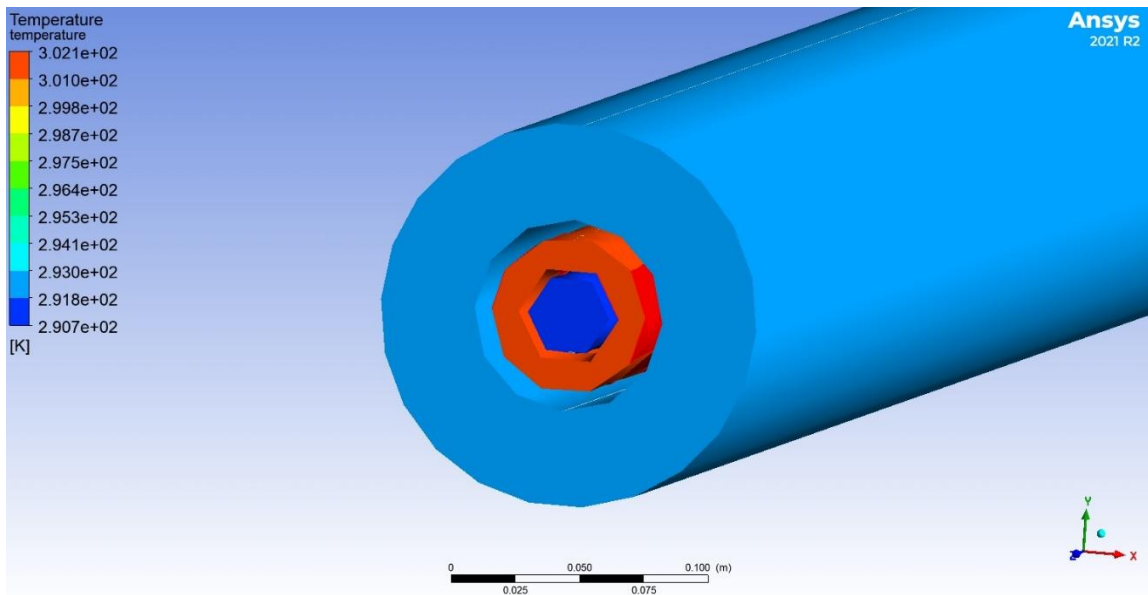
El caso base hace referencia al modelo validado y del cual se hará el posterior análisis comparativo con los demás casos propuestos.

#### 5.1.1 Refrigeración

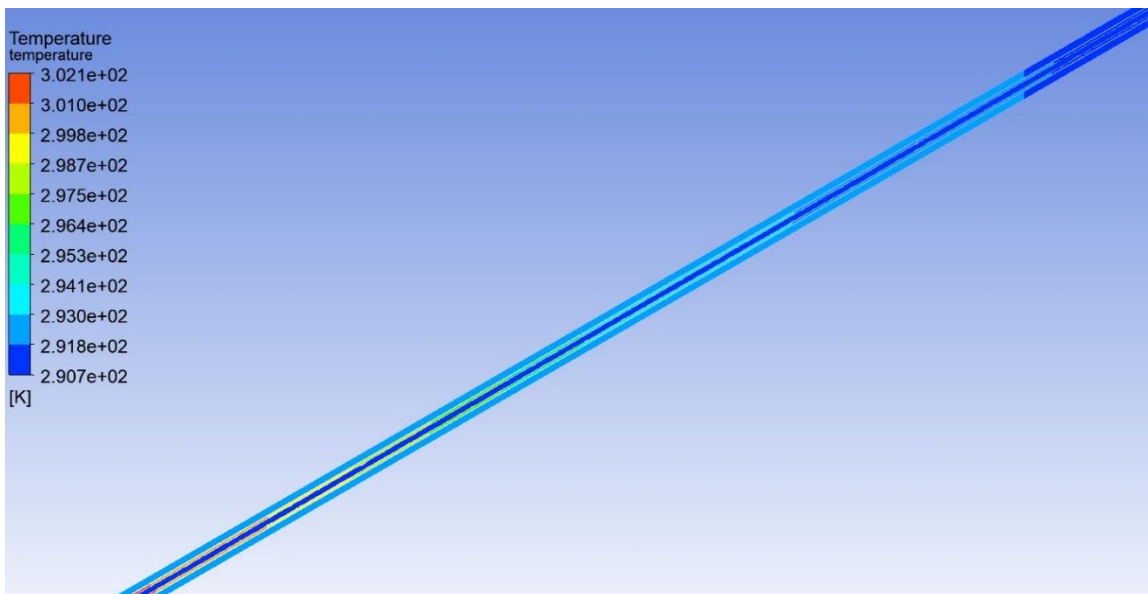
En cuanto al perfil de temperaturas del caso base se puede observar nuevamente la gráfica 1 donde se observa una diferencia promedio entre las temperaturas de entrada y de salida de 8 grados, la visualización de los resultados por medio de la herramienta arroja la distribución de las temperaturas para la entrada y salida del intercambiador en la ilustración 10, allí se evidencia las temperaturas de entrada y de salida del fluido, 303 [K] y 292 [K] respectivamente. También es posible observar la distribución de temperaturas dentro del intercambiador como ingresa en color rojo y se descarga en color azul simulando la refrigeración, además de ello, es posible también visualizar la distancia a la cual sucede este fenómeno y ocurre después de los 11 metros. (Ver ilustración 11).

**Figura 10.**

*Resultados de la distribución de las temperaturas de entrada y salida.*

**Figura 11.**

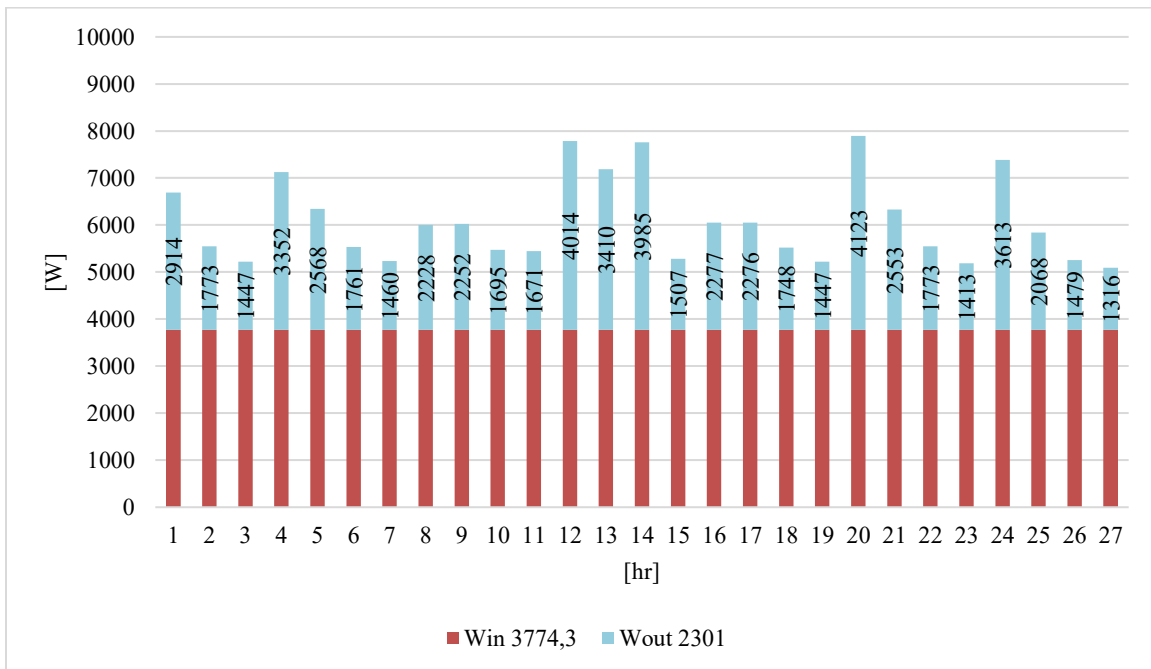
*Distribución de la temperatura dentro del intercambiador en refrigeración.*



En cuanto a la relación de la potencia promedio del sistema se puede observar en la gráfica 4.1 la cantidad en Watts de la potencia de entrada la cual es constante y de igual manera se promedia la potencia de salida del intercambiador. Si se realiza la división entre la potencia de salida y la de entrada obtenemos una eficiencia del 60,91.

**Figura 12.**

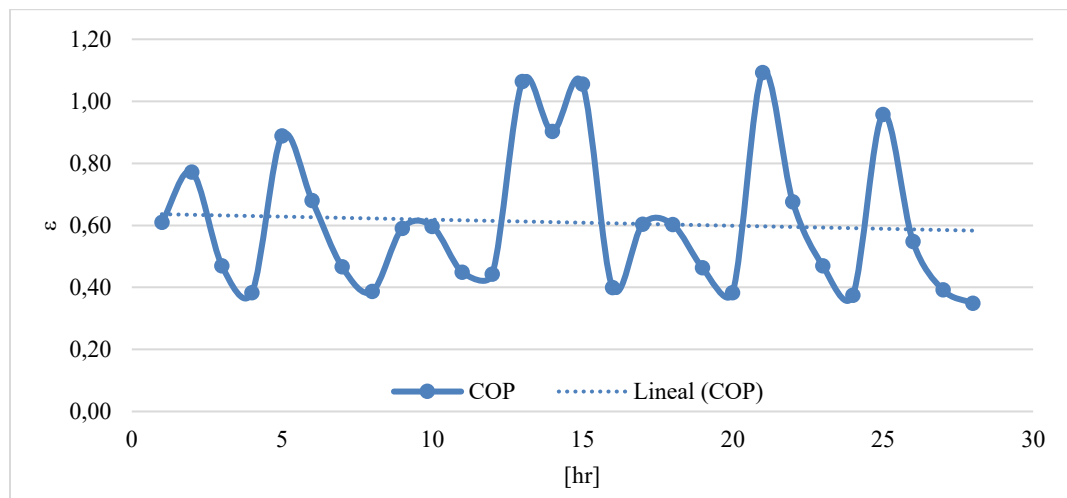
*Diagrama de potencia de entrada y potencia de salida del intercambiador.*



$$\varepsilon = \frac{Q_{outlet}}{Q_{inlet}} \times 100 = \frac{2301}{3774} \times 100 = 60,91$$

**Figura 13.**

*Línea de tendencia de la eficiencia en el intercambiador.*



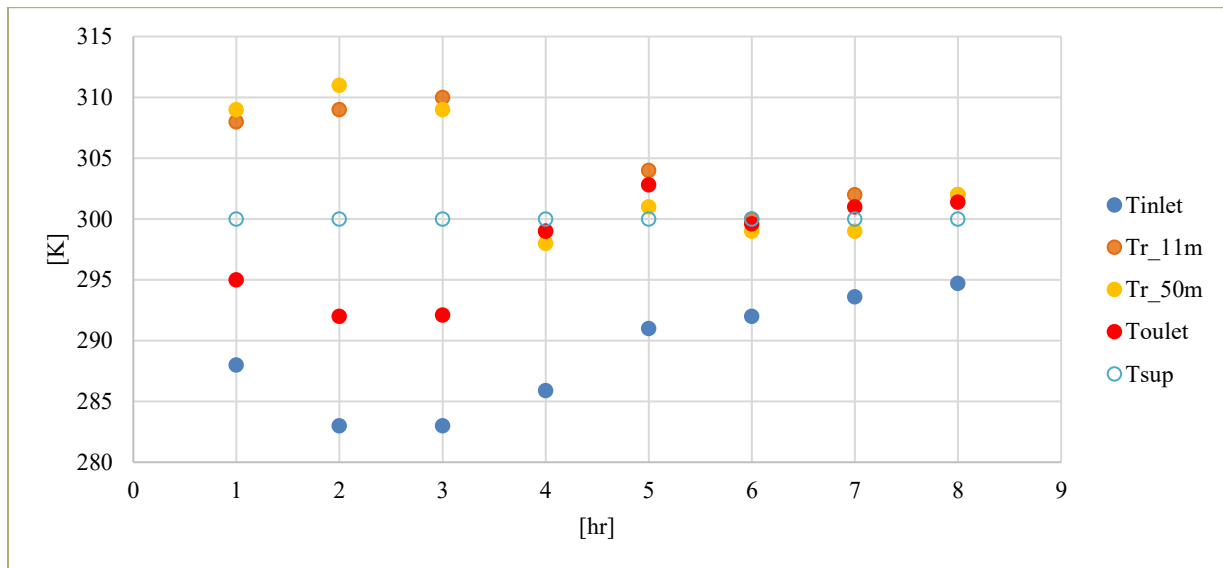
### 5.1.2 Calefacción

En el caso del sistema operando en calefacción se ha supuesto un caso donde se analizan los valores de temperatura para el intercambiador donde sus valores en las condiciones de contorno (temperaturas de roca y temperatura de superficie) son hipotéticos con el objetivo de analizar si funciona correctamente el modelo.

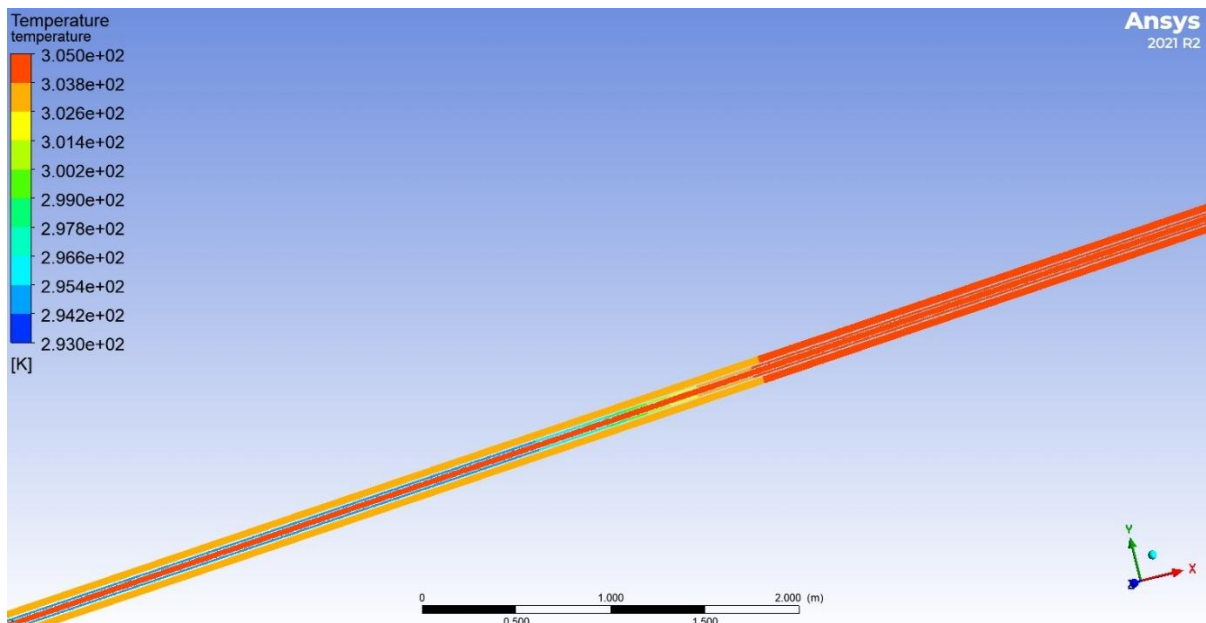
Como se puede observar en la gráfica 4 al comenzar el proceso existe mayor diferencia entre la temperatura de entrada y las temperaturas del subsuelo, la potencia de la energía absorbida presenta mayores pérdidas ocasionando que la temperatura de salida no logre llegar a los valores deseados, sin embargo, luego se logra aumentar dicho parámetro, además se alcanza un delta de temperatura máximo de 13 grados. También es posible observar la distribución de temperaturas dentro del intercambiador como ingresa de color azul y se descarga en color rojo, además de ello, se visualiza que ocurre justo antes de los 11 metros.

**Figura 14.**

*Perfil de temperaturas en caso de calefacción.*

**Figura 12.**

*Distribución de temperaturas dentro del intercambiador en calefacción.*

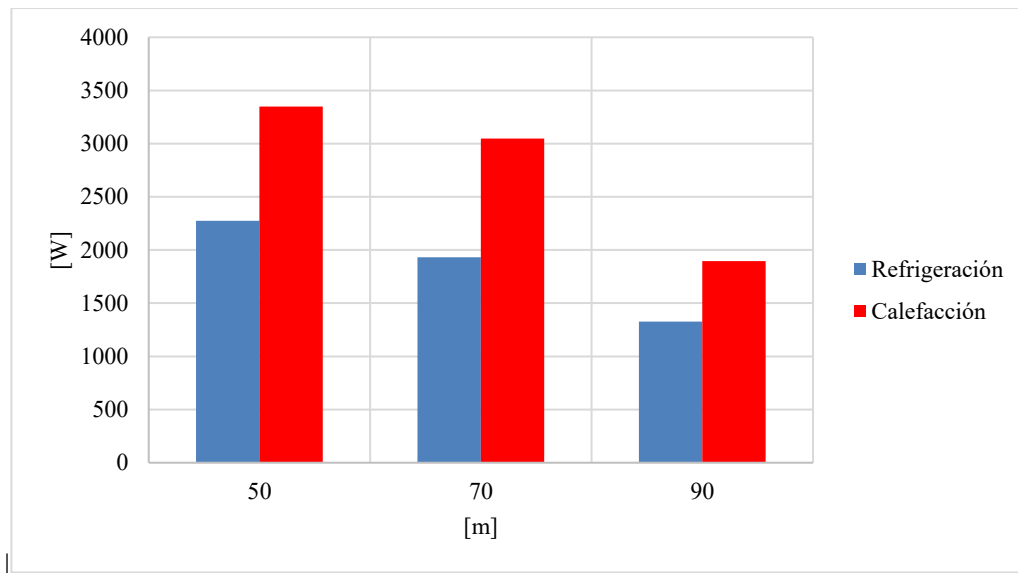


## 5.2 Efecto de la Longitud del Intercambiador

Una vez se obtuvo los valores de la potencia de salida se hace un análisis comparativo al aumentar la longitud del intercambiador a 70 y 90 metros, para ambos casos (calefacción y refrigeración) se encuentra que su potencia de salida disminuye a medida que aumenta la longitud. Cabe resaltar que la potencia de salida de la calefacción no se está comparando con la potencia en refrigeración, siendo los valores de la potencia en calefacción un caso hipotético, sin embargo, al observar la gráfica 5 se encuentra una reducción en la potencia de salida de calefacción de 1454 watts y para el caso de refrigeración 950 watts aproximadamente.

### Figura 13.

*Potencia de salida en refrigeración y calefacción Vs longitud del intercambiador.*



## 5.3 Diseño Paramétrico

Con el objetivo de encontrar una mejora en el rendimiento térmico se realiza el siguiente diseño paramétrico aumentando los diámetros de las tuberías interna y externa como parámetros que influyen de manera directa en la eficiencia, los demás parámetros fundamentales como la longitud del intercambiador y la calidad en las propiedades térmicas del material del cual está

compuesto se asumen iguales pretendiendo buscar la relación entre diámetros que evidencie un beneficio. Adicional, se opta por usar los datos de la operatividad en refrigeración para así comparar los resultados del diseño paramétrico.

Para el caso cero tenemos la geometría ya propuesta de la literatura y con la cual se validaron los datos obtenidos, para el caso número 1, se aumentan los diámetros al 10% y seguido caso número 2, al 20%. Luego para el caso 3 se aumenta únicamente el diámetro externo al 10% y, por último, en el caso 4 se aumenta únicamente el diámetro externo al 20%. Para cada caso se calcula su potencia de salida y su eficiencia.

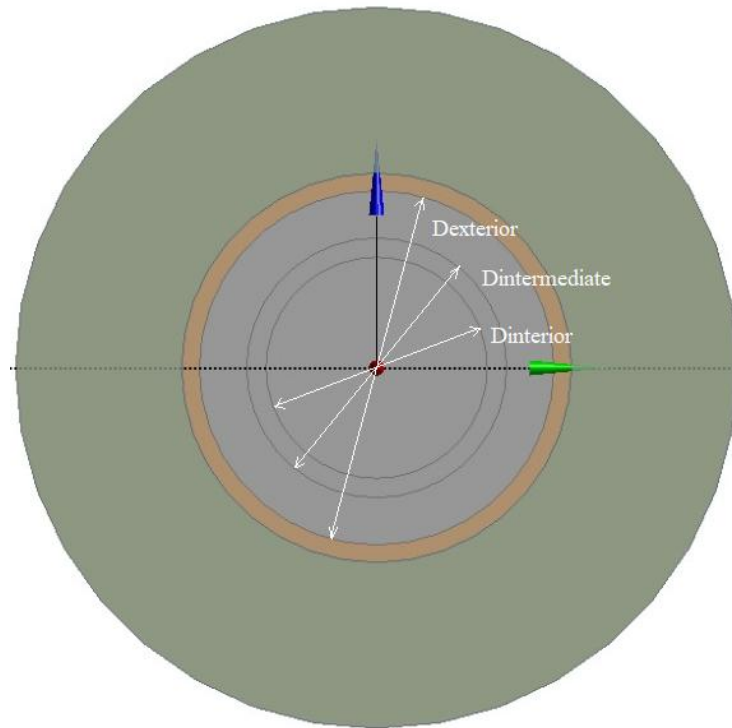
**Tabla 4.**

*Diseño paramétrico de los diámetros del intercambiador*

Diseño Paramétrico	Diámetro	Diámetro	Diámetro	Potencia	Potencia
	Interno	Intermedio	Externo	promedio de Entrada	promedio de Salida
	[mm]	[mm]	[mm]	[w]	[w]
Caso 0	32,6	40	61,4	3774,3	2301
Caso 1	35,8	44	67,5	4517	2426
Caso 2	39,1	48	73,7	-	-
Caso 3	32,6	40	67,5	3774,3	2376
Caso 4	32	40	73,7	4287	3510

**Figura 13.**

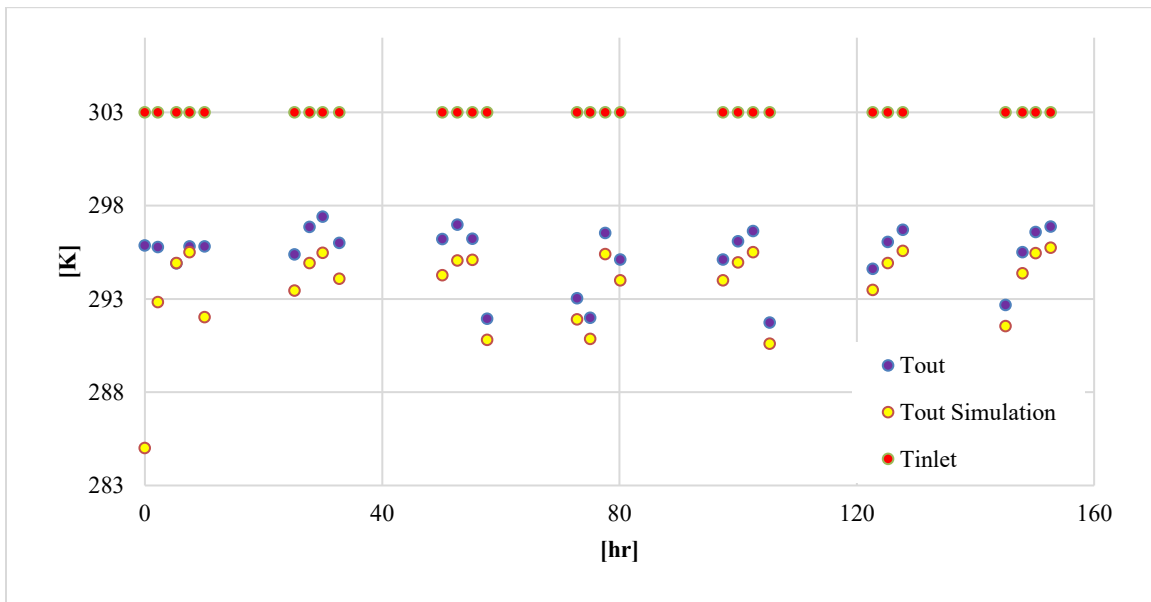
*Sección transversal y diámetros del intercambiador de calor*

**5.3.1 Caso 1**

En la gráfica 6 se puede observar el desfase de la temperatura al aumentar el 10% de las dimensiones de todos los diámetros, sin embargo, el desfase tiende a estar por encima del caso base, es decir, la temperatura de salida está más alta y para el caso de refrigeración del fluido no es conveniente. Esto es posible visualizarse en la siguiente gráfica 4.4 donde se obtienen las potencias de entrada y salida del sistema de intercambio de calor:

**Figura 14.**

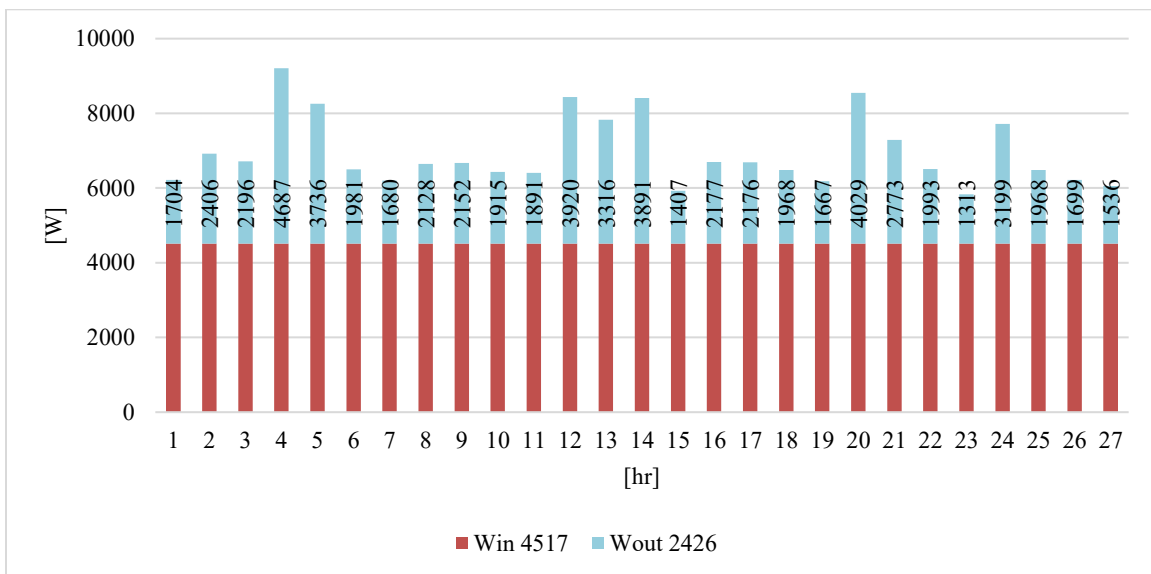
*Perfil de temperatura del caso 1 Vs el perfil de temperatura caso base.*



$$\varepsilon = \frac{Q_{outlet}}{Q_{inlet}} \times 100 = \frac{2426}{4517} \times 100 = 53,71$$

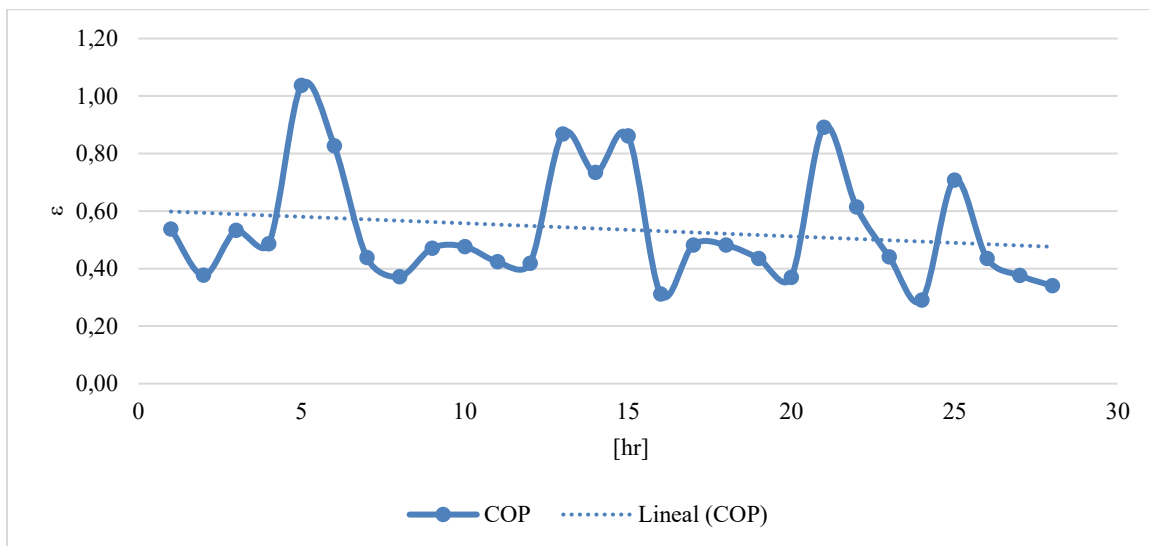
**Figura 15.**

*Diagrama de potencia de entrada Vs potencia de salida del intercambiador caso 1.*



**Figura 16.**

*Línea de tendencia de la eficiencia en el intercambiador caso 1.*



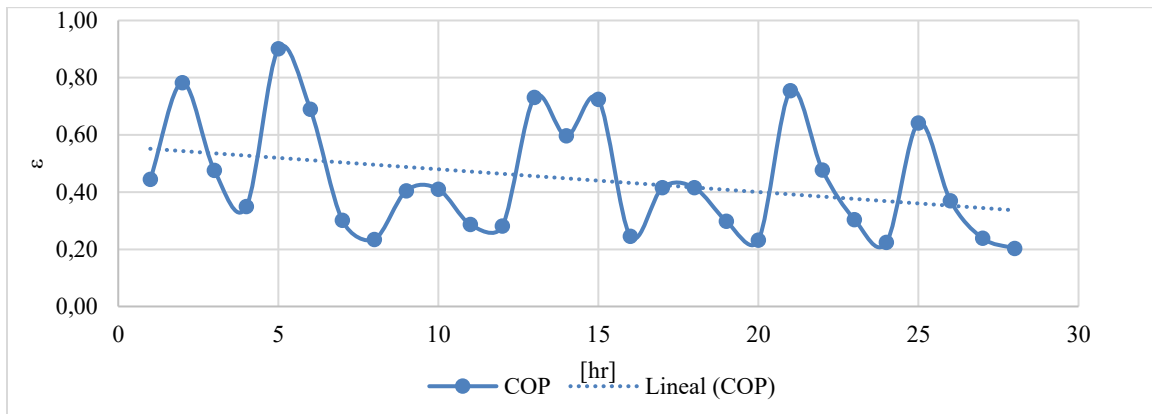
### 5.3.2 Caso 2

Al observar lo ocurrido con el caso 1 se presenta como hipótesis que el aumentar los diámetros al 20% sería contraproducente puesto que la relación entre los diámetros se mantiene igual, de hecho, genera mayores pérdidas. En ese orden de ideas, el parámetro entonces se trata de la relación entre los diámetros, por ende, se opta en este caso revisar la eficiencia térmica si se aumenta únicamente un diámetro, empezando por el diámetro interno aumentado al 10% y para evitar interferencias también se aumenta en igual proporción el diámetro intermedio.

En este caso simplemente al visualizar la gráfica de la eficiencia podemos asegurar que el aumento del diámetro interior presenta un decaimiento y desmejora del sistema.

**Figura 17.**

*Línea de tendencia de la eficiencia en el intercambiador caso 2.*



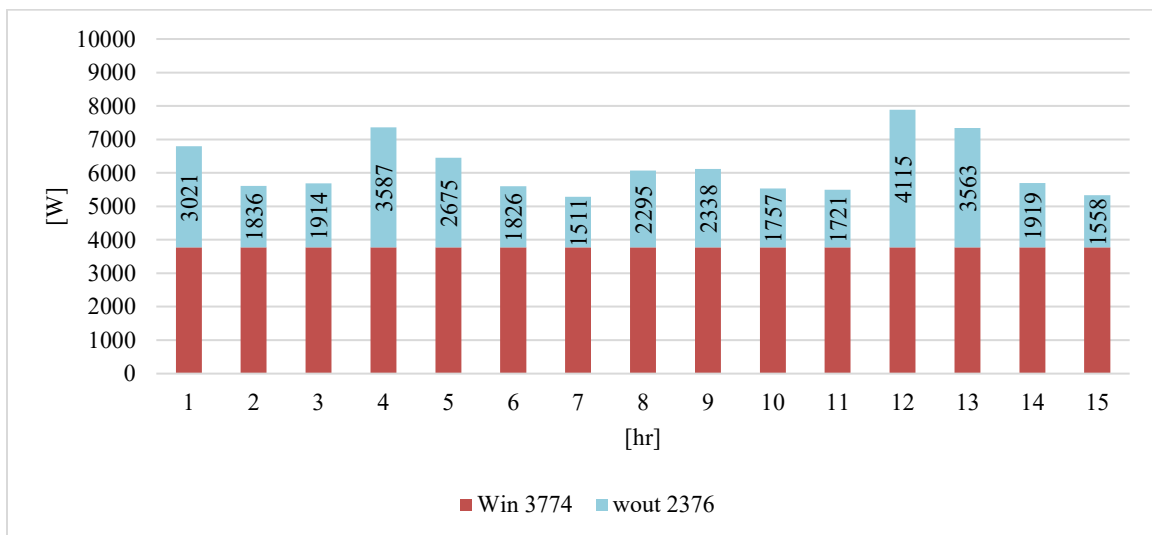
### 5.3.3 Caso 3

En este caso se opta por aumentar únicamente el diámetro de la tubería externa en un 10% y los resultados evidencian una mejora en la línea de tendencia de la eficiencia como se visualiza en la gráfica

$$\varepsilon = \frac{Q_{outlet}}{Q_{inlet}} \times 100 = \frac{2376}{3774} \times 100 = 62,95$$

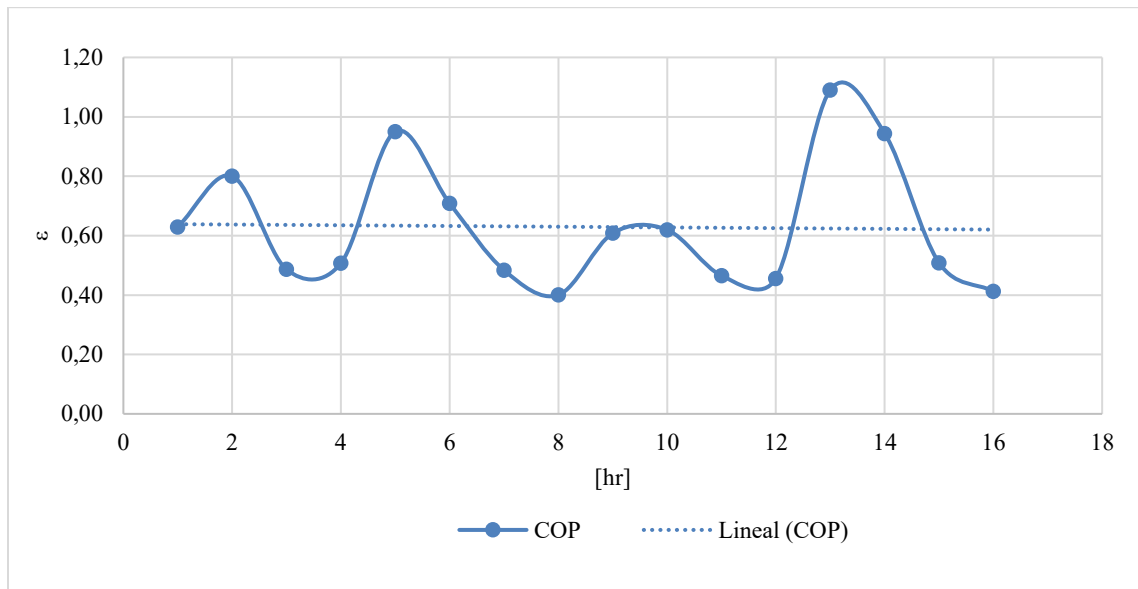
**Figura 18.**

*Diagrama de potencia de entrada Vs potencia de salida del intercambiador caso 3.*



**Figura 19.**

*Línea de tendencia de la eficiencia en el intercambiador caso 3.*

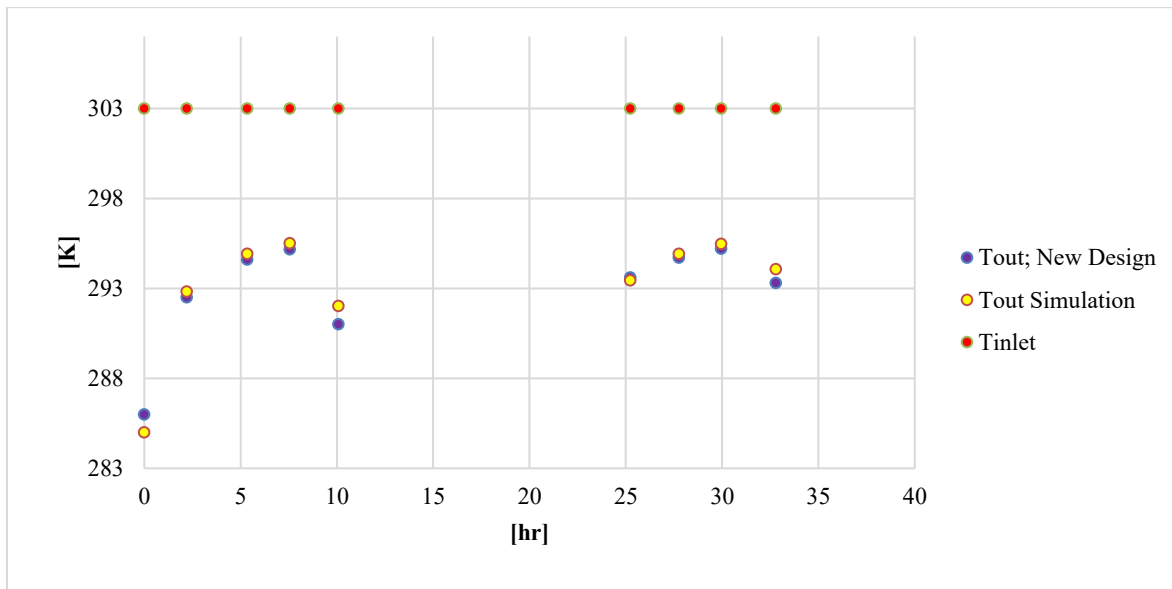


#### 5.3.4 Caso 4

Una vez se observa la mejora al aumentar únicamente el diámetro externo de la tubería se propone una última configuración en la cual se aumenta al 20% en el valor de la medida y se encuentran los siguientes resultados: En cuanto al perfil de temperaturas del nuevo diseño propuesto obtenido se observa un desfase por debajo de la línea de las temperaturas del caso base, es decir, el modelo propuesto pretende una mejora y alcanza temperaturas más bajas para el caso de la refrigeración por el orden de 1 a 2 °K (o °C) como se observa en la gráfica. En cuanto a la eficiencia en el sistema se observa un aumento del 60% al 80% aproximadamente. Y, por último, pero no menos importante, se evidencia en la velocidad de salida un decaimiento del orden de 0,05 m/s, (de 0,19 a 0,14 m/s) aproximadamente, la cual indica que aumenta el tiempo de captación de la energía.

**Figura 20.**

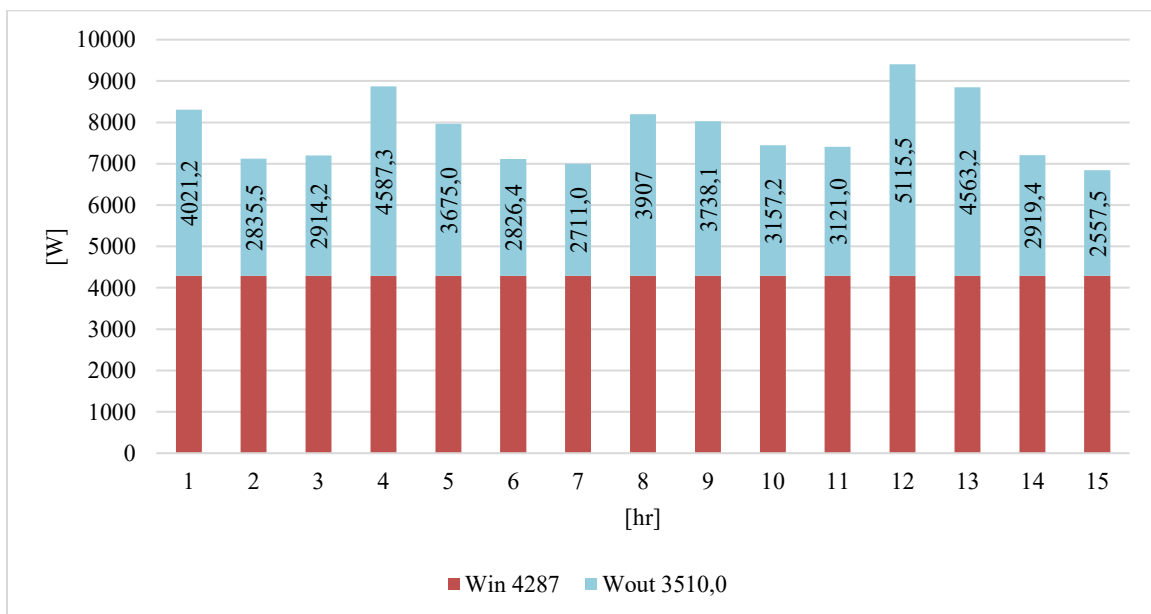
*Perfil de temperatura del caso 4 Vs el perfil de temperatura caso base.*



$$\varepsilon = \frac{Q_{outlet}}{Q_{inlet}} \times 100 = \frac{3510}{4287} \times 100 = 81,87$$

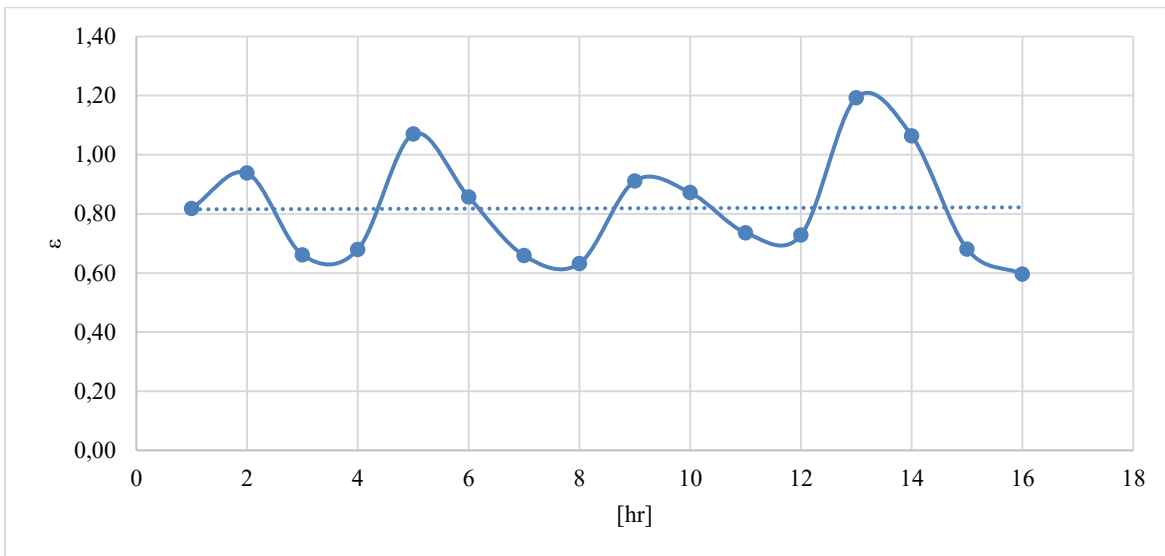
**Figura 21.**

*Diagrama de potencia de entrada Vs potencia de salida del intercambiador caso 4.*

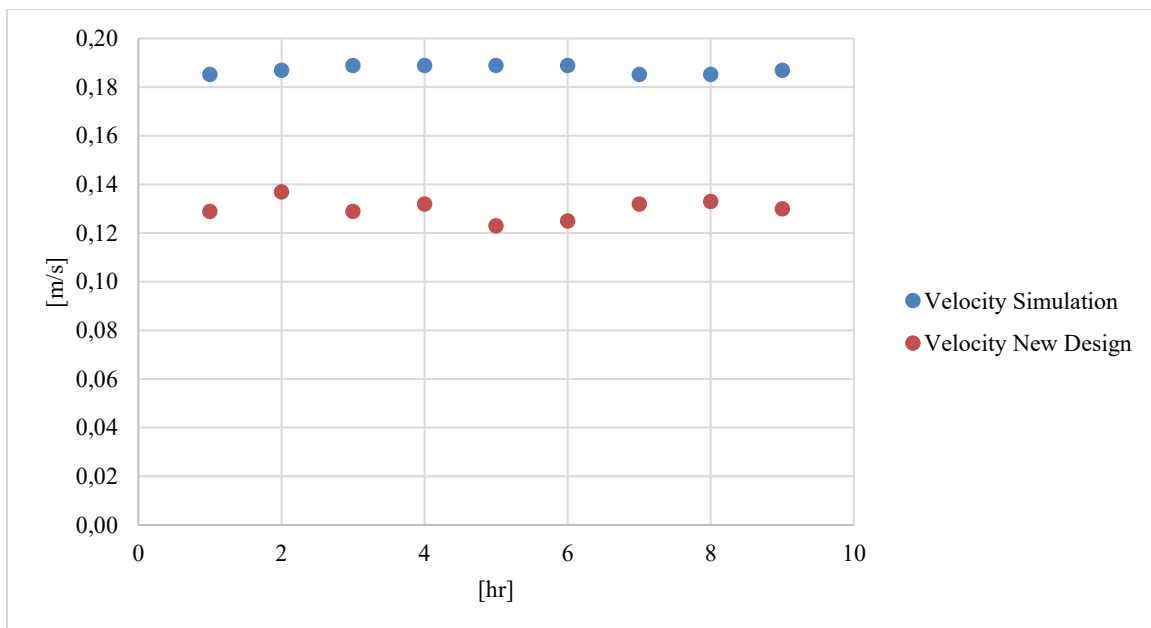


**Figura 22.**

*Línea de tendencia de la eficiencia en el intercambiador caso 4.*

**Figura 23.**

*Líneas de tendencia de la velocidad de salida del caso 4 Vs caso base.*



## 6. Conclusiones

En esta sección se realiza una profundización en la interpretación de los datos, un resumen breve de los resultados más relevantes y una proyección futura.

✓ La relación entre los diámetros de la tubería interna y externa del intercambiador de calor es un parámetro que influye directamente en la capacidad de transferencia de calor y a su vez, en el caudal del fluido. Siendo así que, al modificar únicamente el diámetro exterior del caso base en un 20%, se obtiene un mejor perfil de temperatura de salida del fluido portador ( $T_{\text{outlet}} = T_{\text{simulation}} - 1,2$  [°C]) y una mayor eficiencia del sistema (del 60% al 81% aproximadamente) para el caso de refrigeración. Por ende, se propone la siguiente configuración:

Diámetro Interno = 32 [mm]; Diámetro Externo = 74 [mm]; Diámetro Intermedio = 40 [mm], aumentando en 12,6 [mm] el diámetro exterior en comparación del caso base (aproximadamente el 18%).

La relación entre diámetros se encuentra hallado como:

$$\text{Diámetro Externo} = 2,312 * \text{Diámetro Interno [mm]}$$

En cuanto a la longitud del intercambiador se ha evidenciado que las pérdidas de la energía útil aumentan a medida que éste aumenta, sin embargo, en la calefacción las pérdidas son mucho mayor que en el caso de refrigeración.

✓ La geometría propuesta aumenta la eficiencia térmica y a su vez permite obtener perfiles de la velocidad de salida más bajos (de 0,19 [m/s] a 0,14 [m/s]), presentando una mejora en el aprovechamiento de la energía geotérmica a las mismas condiciones de flujo, es decir, el nuevo diseño de la sección transversal del intercambiador de calor permite reducir la velocidad de

salida del fluido aumentando el tiempo de captación de la energía y mantiene la temperatura de salida evitando pérdidas en el sistema.

✓ Determinar la relación óptima entre los diámetros de la tubería interna y externa es importante para mejorar el rendimiento térmico del intercambiador de calor y a su vez aprovechar los costos de la inversión, no obstante, existen otros parámetros influyentes en la eficiencia del sistema, como lo es el material de construcción del intercambiador y su longitud. Al sustituir las propiedades térmicas del material de construcción se supone una mejora en la transferencia de calor, dando lugar a estudios futuros y a diseños óptimos para la geotermia de baja entalpía, energía renovable muy importante en la transición energética.

## 7. Discusión

La energía geotérmica se sigue posicionando en la matriz energética de muchos países actualmente por ser una opción eficiente y con gran potencial, especialmente en aplicaciones de climatización residencial y comercial, además de ser una energía limpia pues su impacto ambiental es significativamente menor en comparación con las tecnologías convencionales. Países de Europa son los pioneros en la implementación de los sistemas geotérmicos de baja entalpía, las decisiones técnicas como las sondas coaxiales y tuberías aisladas influyen en el rendimiento y su viabilidad económica varía según su profundidad, uso local y apoyo gubernamental

Como se ha comprobado en este estudio, el diseño del intercambiador de calor desempeña un papel fundamental en el rendimiento térmico, sin embargo, en la implementación de sistemas de geotermia de baja entalpía los proyectos aún enfrentan desafíos importantes, como lo son los altos costos de inversión y la falta del conocimiento técnico económico en las regiones. En ese

sentido, se sugiere fomentar proyectos con incentivos gubernamentales donde se impulse la concientización ambiental y los beneficios de esta importante fuente energética, además de un marco regulatorio y financiero.

Finalmente, para futuros trabajos se recomienda centrar el desarrollo e investigación de nuevos materiales de construcción para los intercambiadores de calor y así mismo en el estudio de fluidos que contengan propiedades térmicas más eficientes para lograr el desarrollo de geometrías óptimas que se adecuen a los reservorios o yacimientos de los cuales ya se contengan datos de gradientes térmicos, que además se pueda evaluar simulando mediante el presente estudio, los potenciales energéticos que sea posible extraer de los reservorios.

### Referencias

- Andújar Márquez, J., Martínez Bohórquez, M. A., & Gómez Melgar, S. (2016). Ground Thermal Diffusivity Calculation by Direct Soil Temperature Measurement. Application to very Low Enthalpy Geothermal Energy Systems. *Sensors*, Vol. 16. <https://doi.org/10.3390/s16030306>
- Barbier, E. (2002). Geothermal energy technology and current status: An overview. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, ISSN 1364-0321. [https://doi.org/10.1016/S1364-0321\(02\)00002-3](https://doi.org/10.1016/S1364-0321(02)00002-3)
- Breede, K., Dzebisashvili, K., Liu, X., & Falcone, G. (2013). A systematic review of enhanced (or engineered) geothermal systems: Past, present and future. *Geothermal Energy*, 1(1), 4. <https://doi.org/10.1186/2195-9706-1-4>.
- Buzăianu, Aurelian, et al., (2015). “Avances recientes de los conceptos básicos en turbinas geotérmicas de baja y alta entalpía”. *Investigación de materiales avanzados*, vol. 1114, Trans Tech Publications, Ltd., julio de 2015, págs. Referencia cruzada, doi: 10.4028/www.scientific.net/amr.1114.233.
- Cengel, Yunus A. (2002). *Transferencia de calor y masa. Un enfoque práctico*.
- CIATESA, (2010). En colaboración de la Comisión Federal de Electricidad (CFE)
- Dehghan, M. (2005). Numerical Solution of the Three-Dimensional Advection-Diffusion Equation. *Applied Mathematics and Computation*, 150(1), 5-19. [https://doi.org/10.1016/S0096-3003\(03\)00193-0](https://doi.org/10.1016/S0096-3003(03)00193-0).
- Extremera-Jiménez, Alejandro J.; Gutiérrez-Montes, Cándido; Casanova-Peláez, Pedro J.; Cruz-Peragón, Fernando. (2022). Vertical ground heat exchanger parameter characterization

- through a compound design of experiments, *Renewable Energy*, Volume 199, Pages 1361-1371, ISSN 0960-1481, <https://doi.org/10.1016/j.renene.2022.09.047>.
- Ghannadi, S., Irani, M., & Chalaturnyk, R. (2014). Understanding the Thermo-HydroMechanical Pressurization in Two-Phase (Steam/Water) Flow and its Application in Low-Per Caprock Formation in SAGD Project. *SPE Journal*, 19(6), 1126 - 1150. <https://doi.org/10.2118/165544-PA>.
- Gil, A. M. (2019). La energía geotérmica como fuente alternativa de abastecimiento para la demanda en Colombia. [Monografía, Universidad Nacional Abierta y a Distancia UNAD]. Repositorio Institucional UNAD. <https://repository.unad.edu.co/handle/10596/26919>
- Javier F. Urchueguia, Borja Badenes, Miguel A. Mateo Pla, Bruno Armengot, Hossein Javadi, (2024). New trilobular geometry using advanced materials for experimentally validated enhanced heat transfer in shallow geothermal applications, *Renewable Energy*, Volume 222, 119816, ISSN 0960-1481, <https://doi.org/10.1016/j.renene.2023.119816>.
- Kanoglu, M., & Bolatturk, A. (2016). Thermodynamic Analysis of Geothermal Power Plants. En J. H. Lehr, J. Keeley, & T. B. Kingery (Eds.), *Alternative Energy and Shale Gas Encyclopedia* (pp. 290-300). John Wiley & Sons, Inc. <https://doi.org/10.1002/9781119066354.ch28>.
- Kocabas, I. (2004). Thermal Transients during Nonisothermal Fluid Injection into Oil Reservoirs. *Journal of Petroleum Science and Engineering*, 42(2-4), 133-144. <http://doi.org/10.1016/j.petrol.2003.12.006>.
- Koo, M. H., & Song, Y. (2008). Estimating apparent thermal diffusivity using temperature time series: A comparison of temperature data measured in KMA boreholes and NGMN wells. *Geosciences Journal*, 12(3), 255–264. <https://doi.org/10.1007/s12303-008-0026-5>

- Kwanggeun Oh, Seokjae Lee, Sangwoo Park, Shin-In Han, Hangseok Choi, (2019). Field experiment on heat exchange performance of various coaxial-type ground heat exchangers considering construction conditions, *Renewable Energy*, Volume 144, Pages 84-96, ISSN 0960-1481, <https://doi.org/10.1016/j.renene.2018.10.078>.
- Losilla Rayo, J. C. (2019). Intercambiadores de calor subterráneos en sondeos geotérmicos superficiales. *Energía & Minas: Revista Profesional, Técnica y Cultural de los Ingenieros Técnicos de Minas*, 15, 52-59.
- Lund, John & Toth, Aniko. (2020). Direct utilization of geothermal energy 2020 worldwide review. *Geothermics*. 90. 101915. [10.1016/j.geothermics.2020.101915](https://doi.org/10.1016/j.geothermics.2020.101915).
- Lyu, Zehao & Song, Xianzhi & Li, Gensheng & Hu, Xiaodong & Shi, Yu & Xu, Zhipeng, (2017). " Análisis numérico de las características de un único intercambiador de calor de fondo de pozo de tubo en U en el pozo geotérmico ", *Energía*, Elsevier, vol. 125(C), páginas 186-196.
- Martínez-Hernández, J., Parra-Reyes, N., Guerrero-Martin, L. E., Camacho-Galindo, L. S., Salinas-Silva, R., Alberto-Guerrero, W., & Guerrero-Martin, C. A. (2022). A SWOT Analysis for Wind Energy Potential Assessment in Colombia. *Revista Fuentes El Reventón Energético*, 20(1). <https://doi.org/10.18273/revfue.v20n1-2022005>.
- Matiz-León, J. C., Rodríguez-Rodríguez, G., y Alfaro-Valero, C. (2019). Modelos de temperatura del suelo a partir de sondeos superficiales y sensores remotos para el área geotérmica de Paipa, Boyacá-Colombia. *Boletín de geología*, 41(2), 71-88. DOI:10.18273/revbol.v41n2-2019004.

- Nian, Y.-l.; Cheng, W.-l.; Yang, X.-Y. and Xie, K. (2019). "Simulation of a novel deep ground source heat pump system using abandoned oil wells with coaxial BHE," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 137, pp. 400–412.
- Ochoa, Fernanda, Zamora-Barraza, David, Schmidt, Walter, Figueroa, Dante, & Belmonte, Arturo. (2020). Análisis de la variación de temperatura en un pozo geotérmico a través de pruebas de TRT y enfriamiento en la ciudad de Talca, Chile. *Obras y proyectos*, (27), 6-14. <https://dx.doi.org/10.4067/S0718-28132020000100006>
- Piipponen, K., Martinkauppi, A., Korhonen, K. et al. The deeper the better? A thermogeological analysis of medium-deep borehole heat exchangers in low-enthalpy crystalline rocks. *Geotherm Energy* 10, 12 (2022). <https://doi.org/10.1186/s40517-022-00221-7>
- Pino, J., Martínez, M.A., Andújar, J.M., Barragán, A.J., Aquino, A., Enrique, J. M. (2023). Sizing of horizontal buried heat exchangers, for very low enthalpy geothermal energy facilities. A case study. *XLIV Jornadas de Automática*, 138-143. <https://doi.org/10.17979/spudc.9788497498609.138>
- Rubio López, U. (2015). Rendimiento en la transferencia de calor de un intercambiador de calor geotérmico utilizando una geometría híbrida. *Posgrado interinstitucional de ciencia y tecnología*. <http://cidesi.repositorioinstitucional.mx/jspui/handle/1024/185>
- Seokjae Lee, Sangwoo Park, Minkyu Kang, Kwanggeun Oh, Hangseok Choi. (2022). Effect of tube-in-tube configuration on thermal performance of coaxial-type ground heat exchanger, *Renewable Energy*, Volume 197, Pages 518-527, ISSN 0960-1481, <https://doi.org/10.1016/j.renene.2022.07.088>.
- Szymkiewicz, R. (2010). *Numerical Modeling in Open Channel Hydraulics*. Dordrecht, Paises Bajos: Springer Science & Business Media, ISBN 9048136741, 9789048136742, 370

pages.

<https://books.google.es/books?hl=es&lr=&id=0mcm3woaVPwC&oi=fnd&pg=PR5&dq=Numerical+Modeling+in+Open+Channel+Hydraulics&ots=v3WXl6m-uX&sig=JmWwEtosUt25wERPOPc-Zncv6U8#v=onepage&q=Numerical%20Modeling%20in%20Open%20Channel%20Hydraulics&f=false>

Taha Rajeh, Basher Hassan Al-Kbodi, Yang Li, Jun Zhao, Yinlu Zhang. (2023). Modeling and techno-economic comparison of two types of coaxial with double U-tube ground heat exchangers, *Applied Thermal Engineering*, Volume 225, 120221, ISSN 1359-4311, <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2023.120221>.

Trucco Antognini, N. (2019). Rehabilitación de pozos petroleros para la generación de calor por geotermia en la Región de Magallanes. Disponible en <https://repositorio.uchile.cl/handle/2250/173803>

Urbina Carulla, R. (2020). Estimación del potencial geotérmico de pozos profundos de acuerdo con la demanda energético-térmica en Magallanes. Disponible en <https://repositorio.uchile.cl/handle/2250/173931>

Wenxin Li, Jiakui Xu, Yiqi Chen, Zhenqian Chen. (2024). Heat transfer performance and optimal design of shallow coaxial ground heat exchangers, *Applied Thermal Engineering*, Volume 250, 123571, ISSN 1359-4311, <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2024.123571>.