



**UNIVERSIDAD MICHOACANA DE SAN NICOLÁS DE
HIDALGO**



POSGRADO DE LA FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA
DISEÑO TERMOHIDRÁULICO DE UN
INTERCAMBIADOR DE CALOR GEOTÉRMICO PARA
EL APROVECHAMIENTO DE RECURSOS DE MEDIA
ENTALPÍA
TESIS

**PARA OBTENER EL GRADO DE MAESTRO EN CIENCIAS EN INGENIERÍA
MECÁNICA**

PRESENTA:

JORGE ALBERTO RANGEL ARISTA

ASESORES:

DR. J. JESÚS PACHECO IBARRA

**Doctor en diagnóstico termoeconómico de plantas de potencia y simulación de sistemas
energéticos**

DR. CARLOS RUBIO MAYA

Doctor en Eficiencia Energética y Energías Renovables

**TESIS APOYADA POR EL CONSEJO NACIONAL DE CIENCIA Y
TECNOLOGIA**



Morelia, Michoacán julio del 2015.

AGRADECIMIENTOS

RESUMEN

Para la extracción de energía térmica del pozo geotérmico, se induce para crear un diferencial de presiones. Este diferencial de presiones provoca el movimiento del fluido contenido en el pozo. Dichos fluidos son los encargados de transportar la energía. Existen casos donde la inducción realizada no es suficiente para crear un diferencial de presiones o el propio diferencial de presiones del pozo no es suficiente para provocar el ascenso del fluido geotérmico. Sin embargo se puede tener suficiente aporte de calor del pozo y, por lo tanto, se buscan alternativas para la extracción de calor. Así es como surgen los intercambiadores de calor de pozo o DHE por sus siglas en inglés (DownHole Heat Exchanger). Existen distintas configuraciones donde las más usuales son el intercambiador de calor geotérmico en U (BHE) y el intercambiador de calor geotérmico concéntrico (DCHE). En el presente trabajo se llevó a cabo la evaluación de un intercambiador de calor geotérmico en U así como de uno concéntrico, empleándose métodos analíticos y numéricos para determinar la configuración más apropiada desde el punto de vista de extracción de calor, con el fin de alcanzar una temperatura a la salida del pozo alrededor de 125 °C. Los resultados muestran que el intercambiador de calor geotérmico concéntrico es el más eficiente, arrojando temperaturas de 126.78 °C y 131.76 °C a 200 m, para el método analítico y numérico, respectivamente. Por otro lado el intercambiador de calor geotérmico en U presentó temperaturas de 119.34 °C y 117.21 a 500 m, para el método analítico y numérico, con su respectivo resultado.

ABSTRACT

To obtain thermal energy from a geothermal well, it is induced to create a pressure differential. This pressure differential causes movement of fluid in the well. Such fluids are responsible for transporting energy. There are cases where induction is not enough to create a pressure differential or the differential pressure itself of the well is not sufficient to cause the move of geothermal fluid. Nevertheless it could get sufficiently heat from the well and therefore, alternatives are being sought for heat extraction. This is how the Downhole Heat Exchanger or DHE for its acronym in English appears. There are different configurations where the most common are the U geothermal heat exchanger (BHE) and concentric geothermal heat exchanger (DCHE). The present paper presents the evaluation of a U geothermal heat exchanger and concentric one, using analytical and numerical methods to determine the most appropriate configuration from the point of view of heat extraction in order to achieve a temperature at the wellhead about 125 °C. The results show that the concentric geothermal heat exchanger is the most efficient, throwing temperatures of 126.78 °C and 131.76 °C to 200 m, for analytical and numerical method, respectively.

Moreover, U geothermal heat exchanger presents temperatures of 119.34 °C and 117.21 °C to 500 m, for analytical and numerical method, with its own result.

ÍNDICE

RESUMEN	iii
ABSTRACT	iii
ÍNDICE DE FIGURAS	viii
ÍNDICE DE TABLAS	xiii
NOMENCLATURA.....	xv
DEFINICIÓN DEL PROBLEMA	xx
OBJETIVO GENERAL.....	xxiii
OBJETIVOS ESPECÍFICOS	xxiii
HIPÓTESIS	xxiv
CAPÍTULO I. ENERGÍA GEOTÉRMICA.	1
1.1. Introducción.....	2
1.2. Tipos de sistemas geotérmicos	7
1.2.1. Sistema geotérmico hidrotermal.....	7
1.2.2. Sistemas de roca seca caliente	9
1.2.3. Sistemas geopresurizados	10
1.2.4. Sistemas marinos	10
1.2.5. Sistemas magmáticos.....	10
1.3. Usos de la energía geotérmica	10
1.4. La geotermia en México	13
1.4.1. Sistemas hidrotermales en México	15
1.4.2. Sistemas de roca seca caliente en México	19
1.4.3. Sistemas marinos en México	21
1.4.4. Sistemas geopresurizados y magnaticos en México	21
1.5. Caso especial: Michoacán.....	21
CAPÍTULO II. INTERCAMBIADORES DE CALOR PARA LA EXPLOTACIÓN DE RECURSOS GEOTÉRMICOS	26
2.1 Intercambiadores de calor de uso convencional	27
2.1.1 Clasificación de los intercambiadores de calor	27

2.1.1.1 Recuperadores y regeneradores	27
2.1.1.2 Procesos de transferencia.....	28
2.1.1.3 La geometría de la construcción	29
2.1.1.3.1 Intercambiadores de calor tubulares	29
2.1.1.4 Mecanismos de transferencia de calor	29
2.1.1.5 Arreglos de flujos	30
2.1.2. Métodos convencionales de diseño de intercambiadores de calor	31
2.1.2.1. Método de la diferencia media logarítmica de temperaturas (DMLT).....	33
2.1.2.2. Método ϵ -NTU.....	36
2.2. Intercambiadores de calor para bombas de calor geotérmicas.	38
2.2.1. Concepto de la bomba de calor geotérmica.	38
2.3. Intercambiadores de calor geotérmicos para su utilización en la producción de energía eléctrica.	42
2.4. Estudios previos de intercambiadores de calor geotérmicos	43
CAPÍTULO III. CASO DE ESTUDIO	49
3.1. Introducción.....	50
3.2. Parámetros de diseño del intercambiador de calor geotérmico.	51
3.2.1. Diseño conceptual.	54
3.2.1.1. Intercambiadores de calor geotérmicos en U.....	54
3.2.1.2. Intercambiador de calor geotérmico concéntrico	60
3.3. Solución analítica.....	61
3.3.1. Intercambiador de calor geotérmico en U.	61
3.3.2. Intercambiador de calor geotérmico concéntrico, propiedades constantes.	68
3.3.3. Intercambiador de calor geotérmico concéntrico, propiedades no constantes. ...	79
3.4. Solución numérica	81
CAPÍTULO IV. RESULTADOS Y DISCUSIÓN	87
4.1. Introducción.....	88
4.2. Solución analítica.....	88
4.2.1. Intercambiador de calor geotérmico en U	88

4.2.2. Intercambiador de calor coaxial geotérmico con propiedades constantes.....	92
4.2.2.1. Primer perfil.....	92
4.2.2.2. Segundo perfil.....	95
4.2.3. Intercambiador de calor geotérmico concéntrico con propiedades no constantes.	98
4.3. Solución numérica	102
4.3.1. Intercambiador de calor geotérmico en U	102
4.3.2. Intercambiador de calor geotérmico concéntrico	105
4.4. especificaciones técnicas de diseño del intercambiador de calor geotérmico	110
CONCLUSIONES	112
REFERENCIAS	116

ÍNDICE DE FIGURAS

Capítulo 1: Energía geotérmica

Figura 1.1. Mapa mundial de las placas oceánicas y continentales.

Figura 1.2. Sistemas hidrotermales.

Figura 1.3. Clasificación de la energía geotérmica de acuerdo a su exergía.

Figura 1.4. Utilización de la energía geotérmica de acuerdo a su temperatura.

Figura 1.5. Localización de las placas tectónicas en el territorio de México.

Figura 1.6. Producción de energía eléctrica a partir de la energía geotérmica.

Figura 1.7. Mapa de la localización de las plantas de energía eléctrica a partir de la energía geotérmica.

Figura 1.8. Mapa de México con localidades tomadas en cuenta para el estudio.

Figura 1.9. Localización de las zonas con recurso geotérmico mayor a 30 °C.

Figura 1.10. Mapa de México de las zonas con anomalías térmicas del tipo roca seca caliente.

Figura 1.11. Estado mecánico del pozo GSE-S01, al momento de su perforación.

Figura 1.12. Perfil de temperatura, presión y temperatura de saturación calculada del pozo GSE-S01.

Capítulo 2: Intercambiadores de calor para la explotación de recursos geotérmicos

Figura 2.1. Criterio utilizado para los intercambiadores de calor.

Figura 2.2. Clasificación de los intercambiadores de calor de acuerdo al arreglo de su flujo: (a) flujo paralelo; (b) contraflujo; (c) flujo cruzado sin mezclarse; (d) flujo cruzado, fluido 1 mezclado, fluido 2 sin mezclarse.

Figura 2.3. Volumen de control de un intercambiador de calor.

Figura 2.4. Variación de la temperatura del fluido en intercambiadores de calor: (a) contraflujo, (b) flujo paralelo, (c) fluido frío evaporando a temperatura constante, (d) fluido caliente condensando a temperatura constante.

Figura 2.5. Sistema GSHP de lazo cerrado, orientación vertical.

Figura 2.6. Sistema GSHP de lazo cerrado, orientación horizontal.

Figura 2.7. Sistema GSHP de lazo cerrado en estanque.

Figura 2.8. Funcionamiento conceptual del sistema GSHP para calentamiento.

Figura 2.9. Funcionamiento conceptual del sistema GSHP para enfriamiento.

Figura 2.10. Comparación de la eficiencia de distintas bombas de calor.

Capítulo 3: Caso de estudio

Figura 3.1. Esquema general de la planta de ciclo binario.

Figura 3.2. Ubicación del pozo geotérmico GSE-S01.

Figura 3.3. Estado mecánico actual del pozo geotérmico GSE-S01.

Figura 3.4. Perfil de temperatura de la pared del pozo GSE-S01.

Figura 3.5. Vista inferior del diseño A.

Figura 3.6. Vista posterior del diseño A.

Figura 3.7. Vista isométrica del diseño A.

Figura 3.8. Vista inferior del diseño B.

Figura 3.9. Vista posterior del diseño B.

Figura 3.10. Vista completa del diseño B.

Figura 3.11. Vista de la placa del diseño C.

Figura 3.12. Vista inferior del diseño C.

Figura 3.13. Vista completa del diseño C.

Figura 3.14. Vista completa del diseño D.

Figura 3.15. Vista completa del diseño E.

Figura 3.16. Abrazadera del diseño F.

Figura 3.17. Vista completa del anillo del diseño F.

Figura 3.18. Vista completa del diseño F.

Figura 3.19. Vista inferior del diseño F.

Figura 3.20. Vista completa de las barras soporte del diseño 7.

Figura 3.21. Vista del diseño 7.

Figura 3.22. Vista del diseño 8.

Figura 3.23. Vista a detalle del tubo interior.

Figura 3.24. Vistas del intercambiador de calor geotérmico en forma de U.

Figura 3.25. Diagrama esquemático del proceso de transferencia de calor en el intercambiador de calor concéntrico.

Figura 3.26. Evolución del flujo dentro un tubo circular, desde laminar a turbulento.

Figura 3.27. Velocidad turbulenta a partir de la suma de la velocidad promedio y la fluctuante, (a) para cuando la velocidad promedio no cambia respecto al tiempo, (b) cuando la velocidad promedio cambia respecto del tiempo.

Capítulo 4: Resultados y discusión

Figura 4.1. Perfil de temperaturas del intercambiador de calor geotérmico en U, solución analítica, 100 m.

Figura 4.2. Perfil de temperaturas del intercambiador de calor geotérmico en U, solución analítica, 200 m.

Figura 4.3. Perfil de temperaturas del intercambiador de calor geotérmico en U, solución analítica, 300 m.

Figura 4.4. Perfil de temperaturas del intercambiador de calor geotérmico en U, solución analítica, 400 m.

Figura 4.5. Perfil de temperaturas del intercambiador de calor geotérmico en U, solución analítica, 500 m.

Figura 4.6. Perfil de temperaturas del intercambiador de calor geotérmico concéntrico, solución analítica-primer perfil, 100 m.

Figura 4.7. Perfil de temperaturas del intercambiador de calor geotérmico concéntrico, solución analítica-primer perfil, 200 m.

Figura 4.8. Perfil de temperaturas del intercambiador de calor geotérmico concéntrico, solución analítica-primer perfil, 300 m.

Figura 4.9. Perfil de temperaturas del intercambiador de calor geotérmico concéntrico, solución analítica-primer perfil, 400 m.

Figura 4.10. Perfil de temperaturas del intercambiador de calor geotérmico concéntrico, solución analítica-primer perfil, 500 m.

Figura 4.11. Perfil de temperaturas del intercambiador de calor geotérmico concéntrico, solución analítica-segundo perfil, 100 m.

Figura 4.12. Perfil de temperaturas del intercambiador de calor geotérmico concéntrico, solución analítica-segundo perfil, 200 m.

Figura 4.13. Perfil de temperaturas del intercambiador de calor geotérmico concéntrico, solución analítica-segundo perfil, 300 m.

Figura 4.14. Perfil de temperaturas del intercambiador de calor geotérmico concéntrico, solución analítica-segundo perfil, 400 m.

Figura 4.15. Perfil de temperaturas del intercambiador de calor geotérmico concéntrico, solución analítica-segundo perfil, 500 m.

Figura 4.16. Perfil de temperaturas del intercambiador de calor geotérmico concéntrico, solución analítica-no constante, 100 m.

Figura 4.17. Perfil de temperaturas del intercambiador de calor geotérmico concéntrico, solución analítica-no constante, 200 m.

Figura 4.18. Perfil de temperaturas del intercambiador de calor geotérmico concéntrico, solución analítica-no constante, 300 m.

Figura 4.19. Perfil de temperaturas del intercambiador de calor geotérmico concéntrico, solución analítica-no constante, 400 m.

Figura 4.20. Perfil de temperaturas del intercambiador de calor geotérmico concéntrico, solución analítica-no constante, 500 m.

Figura 4.21. Perfil de velocidades del intercambiador de calor geotérmico en U.

Figura 4.22. Perfil de temperaturas del intercambiador de calor geotérmico en U, solución numérica, 100 m.

Figura 4.23. Perfil de temperaturas del intercambiador de calor geotérmico en U, solución numérica, 200 m.

Figura 4.24. Perfil de temperaturas del intercambiador de calor geotérmico en U, solución numérica, 300 m.

Figura 4.25. Perfil de temperaturas del intercambiador de calor geotérmico en U, solución numérica, 400 m.

Figura 4.26. Perfil de temperaturas del intercambiador de calor geotérmico en U, solución numérica, 500 m.

Figura 4.27. Perfil de velocidades del intercambiador de calor geotérmico concéntrico, región anular.

Figura 4.28. Perfil de velocidades del intercambiador de calor geotérmico concéntrico, región central.

Figura 4.29. Perfil de temperaturas del intercambiador de calor geotérmico concéntrico, solución numérica, 100 m.

Figura 4.30. Perfil de temperaturas del intercambiador de calor geotérmico concéntrico, solución numérica, 200 m.

Figura 4.31. Perfil de temperaturas del intercambiador de calor geotérmico concéntrico, solución numérica, 300 m.

Figura 4.32. Perfil de temperaturas del intercambiador de calor geotérmico concéntrico, solución numérica, 400 m.

Figura 4.33. Perfil de temperaturas del intercambiador de calor geotérmico concéntrico, solución numérica, 500 m.

ÍNDICE DE TABLAS

Capítulo 1: Energía geotérmica

Tabla 1.1. Energía y costos de inversión para producción de energía eléctrica mediante fuentes renovables.

Tabla 1.2. Probabilidad y gravedad del impacto potencial sobre el ambiente de los proyectos de uso directo.

Tabla 1.3. Capacidades de generación eléctrica a partir de la geotermia, instaladas en el mundo desde el año de 1995 al 2000 y a comienzos del 2003.

Tabla 1.4. Usos no eléctricos de la energía geotérmica en el mundo (2000): energía térmica instalada (en MW_t) y uso de la energía (en TJ/año).

Tabla 1.5. Clasificación de los recursos geotérmicos hidrotermales de acuerdo a la temperatura del pozo ($^{\circ}C$).

Tabla 1.6. Esquema de clasificación de los recursos geotérmicos.

Tabla 1.7. Principales estimaciones del potencial geotérmico de México para generar electricidad a partir de recursos de tipo hidrotermal.

Tabla 1.8. Localidades evaluadas y su potencial estimado.

Tabla 1.9. Reservas geotérmicas de 20 estados de México.

Tabla 1.10. Potencial del estado de Michoacán de acuerdo a Iglesias y Torres [25].

Tabla 1.11. Localización de los yacimientos y temperaturas.

Tabla 1.12. Mediciones de temperatura en distintas zonas de Michoacán.

Capítulo 2: Intercambiadores de calor para la explotación de recursos geotérmicos

Capítulo 3: Caso de estudio

Tabla 3.1. Parámetros termodinámicos de diseño de planta de ciclo binario.

Tabla 3.2. Configuración de tuberías presentes en el pozo geotérmico GSE-S01.

Tabla 3.3. Parámetros físicos del pozo GSE-S01.

Tabla 3.4. Fortalezas y debilidades de los modelos de turbulencia más comunes.

Capítulo 4: Resultados y discusión

Tabla 4.1. Parámetros de construcción del intercambiador de calor geotérmico.

NOMENCLATURA

A	Área [m^2].
A_a, A_t	Es el área de la sección transversal de la zona anular y central, respectivamente [m^2].
c_p, c	Calor específico del fluido, [kJ/kg-K].
C^*	Capacidad térmica.
C_h	Calor específico de la corriente caliente, [kJ/kg-K].
C_c	Calor específico de la corriente fría, [kJ/kg-K].
D	Distancia desde el centro del pozo a el centro de la tubería del intercambiador de calor geotérmico en U [m].
D_h	Diámetro hidráulico de una geometría dada [m].
D_{ha}, D_{ht}	Diámetro hidráulico de la zona anular y central, respectivamente [m].
f	Factor de fricción de la tubería.
f_a, f_t	Factor de fricción de la tubería en la zona anular y central, respectivamente.
$f(T_a), f(T_t), f(T_a, T_t)$	Función de temperatura de la zona anular, central y ambas, respectivamente.
g	Gravedad [m/s^2].
g_r	Fuerza de gravedad en la coordenada r, respecto del sistema coordenado cilíndrico.
g_z	Fuerza de gravedad en la coordenada z, respecto del sistema coordenado cilíndrico.
g_θ	Fuerza de gravedad en la coordenada Θ , respecto del sistema coordenado cilíndrico.
H	Longitud del intercambiador de calor geotérmico concéntrico y en U, [m].
h	Entalpía del fluido, [kJ/kg].

h_a	Entalpía del fluido en la parte anular del intercambiador de calor concéntrico, [kJ/kg].
h_1	Entalpía de entrada del fluido en el intercambiador de calor, [kJ/kg].
h_2	Entalpía de salida del fluido en el intercambiador de calor, [kJ/kg].
h_h	Entalpía del fluido caliente, [kJ/kg].
h_c	Entalpía del fluido frío, [kJ/kg].
h_{ref}	Entalpía de referencia, [kJ/kg].
h_t	Entalpía del fluido en la parte central del intercambiador de calor concéntrico, [kJ/kg].
$h_{int.tubo}$	Coefficiente convectivo interior del tubo que forma el intercambiador de calor en U [W/m-K].
k_b	Coefficiente convectivo natural por unidad de longitud, asociado a cilindros verticales [W/m-K].
k	Conductividad térmica de la roca del pozo geotérmico [W/m-K].
$k_{tuberia}$	Conductividad térmica de la pared del tubo [W/m-K].
\dot{m}	Flujo másico, [kg/s].
NTU	Número de unidades térmicas.
P	Presión [kPa].
P_a, P_t	Presión en la región anular y central, respectivamente [kPa].
P_{ref}	Presión de referencia [kPa].
Q	Tasa de transferencia de calor, [kJ].
Q_{max}	Máxima tasa de transferencia de calor, [kJ].
$R_1^\Delta, R_2^\Delta, R_{12}^\Delta$	Resistencias compuestas formadas a partir de las resistencias definidas por Hellstrom [6].
R_1^*, R_2^*, R_{12}^*	Resistencias compuestas formadas a partir de otros parámetros.

r	Coordenada r , respecto del sistema coordinado cilíndrico.
r_1	Radio de la tubería central del intercambiador de calor concéntrico.
r_3	Radio del pozo geotérmico, [m].
R_{11}, R_{22}	Resistencia que existe entre las tuberías que componen el intercambiador de calor geotérmico en U [m-K/W].
R_{12}	Resistencia que existe entre una de las piernas del intercambiador de calor geotérmico en U y la pared del pozo [m-K/W].
R_p	Resistencia conjunta de la pared del tubo del intercambiador más el coeficiente convectivo que fluye por el interior del intercambiador de calor [m-K/W].
r_b	Radio del pozo geotérmico [m].
r_p	Radio de la tubería del intercambiador de calor geotérmico [m].
s	Entropía del fluido [kJ/kg-K].
t	Tiempo [s].
T	Temperatura, [°C].
T_1	Temperatura de entrada del fluido en el intercambiador de calor, [°C].
T_2	Temperatura de salida del fluido en el intercambiador de calor, [°C].
T_h	Temperatura del fluido caliente, [°C].
T_c	Temperatura del fluido frío, [°C].
T_{ent}	Temperatura de entrada al intercambiador de calor geotérmico, [°C].
T_{fin}	Temperatura a la entrada del intercambiador de calor geotérmico en U, [°C].
T_s	Punto donde cruza la ordenada la recta de temperatura, [°C].
T_b	Temperatura promedio de la pared del pozo geotérmico, [°C].
T_t	Temperatura de la región central, [°C].

T_a	Temperatura de la región anular, [°C].
T_{oo}	Temperatura de la pared del pozo en función de la temperatura, [°C].
T_1, T_{f1}	Temperatura del fluido descendiente en el intercambiador de calor geotérmico en U y en la parte anular del intercambiador de calor concéntrico [°C].
T_2, T_{f2}	Temperatura del fluido ascendente en el intercambiador de calor geotérmico en U y en la parte anular del intercambiador de calor concéntrico [°C].
\bar{T}	Temperatura promedio fluctuante, en un fluido turbulento.
T'	Temperatura fluctuante instantánea, en un fluido turbulento.
u	Energía interna [kJ/kg].
U	Coefficiente global de transferencia de calor, [W/m ² -K].
U_{r1}	Coefficiente global de transferencia de calor en la parte central del intercambiador de calor concéntrico, [W/m ² -K].
U_{r3}	Coefficiente global de transferencia de calor en la parte anular del intercambiador de calor concéntrico, [W/m ² -K].
v	Volumen específico [m ³ /kg].
\boldsymbol{v}	Tensor de velocidades.
v_r	Velocidad en la coordenada r, respecto del sistema de coordenadas cilíndrico [m/s].
v_θ	Velocidad en la coordenada Θ , respecto del sistema de coordenadas cilíndrico [m/s].
v_z	Velocidad en la coordenada z, respecto del sistema de coordenadas cilíndrico [m/s].
\bar{v}_r	Velocidad promedio fluctuante en la coordenada r, en un fluido turbulento.
\bar{v}_z	Velocidad promedio fluctuante en la coordenada z, en un fluido turbulento.
\bar{v}_θ	Velocidad promedio fluctuante en la coordenada Θ , en un fluido turbulento.

v'_r	Velocidad fluctuante instantánea en la coordenada r , en un fluido turbulento.
v'_z	Velocidad fluctuante instantánea en la coordenada z , en un fluido turbulento.
v'_θ	Velocidad fluctuante instantánea en la coordenada Θ , en un fluido turbulento.
V	Velocidad [m/s].
z	Coordenada z , respecto del sistema coordenado cilíndrico [m].
Z	Relación adimensional de profundidad.

SÍMBOLOS GRIEGOS

ε	Efectividad de la transferencia de calor.
ΔT_m	Diferencia media logarítmica de temperatura, [°C].
δQ	Tasa de transferencia de calor relacionada con el cambio infinitesimal de estado del fluido.
ρ	Densidad [kg/m ³].
θ	Coordenada Θ , respecto del sistema coordenado cilíndrico.
θ_1	Relación adimensional de temperatura del fluido descendente en el intercambiador de calor geotérmico en U.
θ_2	Relación adimensional de temperatura del fluido ascendente en el intercambiador de calor geotérmico en U.
γ	Pendiente de la recta de temperatura, [°C/m].
∇	Operador nabra.
μ	Viscosidad [Pa-s].
Φ_v	Función de disipación para fluidos newtonianos.

DEFINICIÓN DEL PROBLEMA

En la actualidad, el uso y desarrollo de energías alternativas renovables se hace más latente, debido a la casi presente escasez de las fuentes de energía fósiles y a la contaminación asociada a estos combustibles. Derivado de esta problemática, han surgido nuevas tecnologías energéticas y se han recuperado algunas que ya se conocían, como el aprovechamiento de la energía solar, de la energía eólica, de la energía geotérmica, energía mareomotriz y energía proveniente de la biomasa, entre otras más.

En el mundo, el uso de energías renovables viene encabezado por las grandes potencias ante la gran necesidad de encontrar fuentes alternas de energía para satisfacer las demandas futuras de energía. El mundo consume dos veces y media la energía que se aprovechó en los años sesenta. Cuantitativamente, el consumo de energía en 1965 fue aproximadamente de 4 millones de toneladas equivalentes de petróleo; mientras, en el 2005 fue alrededor de 105×10^{12} millones de toneladas equivalentes de petróleo. Para el año 2020, se espera una demanda adicional cerca de un tercio de la energía demandada en la actualidad. Si el consumo continúa de la misma manera, se predice que, en unos 40 años, los recursos de petróleo se agotarán, las reservas de gas solo durarán 60 años y las del carbón si acaso 250 años [1].

En México, actualmente la producción de energía proviene en su mayoría de la quema de combustibles fósiles, ya que hay poco interés en desarrollar e investigar el campo de energías renovables. Además, México cuenta con un vasto territorio y con una gran diversidad de climas que lo hacen propicio para la investigación de energías renovables. De acuerdo con la SENER, en su informe del Balance Nacional de Energía 2006 [2], la capacidad instalada para la generación de electricidad, del 31 de diciembre del 2006, ascendió a 48,897 megawatts (MW), de los cuales tan solo el 21.6% corresponde a hidroeléctricas, el 2.0% a geotérmicas y una parte no significativa a las eololéctricas; mientras que en su informe del 2012 [3] reportó una capacidad instalada para la generación de electricidad de 53,114 megawatts (MW), de los cuales la participación de las hidroeléctricas se mantuvo intacto; en cambio, la participación de las geotérmicas bajó al 1.5%, siendo esto alarmante debido al alto potencial que tiene el país para el desarrollo de este tipo de energía. Además, la SENER, en su reporte ENE 2012-2026 [4], ha puesto como meta incrementar la participación de las fuentes no fósiles en la generación de electricidad a 35%, abriendo, de esta manera, un campo para la investigación y la aplicación de energías renovables.

Se ha confirmado que el estado de Michoacán es privilegiado por su situación geográfica contando con una vasta cantidad de microclimas que hacen propicio el desarrollo y la

aplicación de energías renovables. En el caso particular de las zonas geotérmicas, Michoacán cuenta con varias zonas tanto de alta entalpía, como de media y baja entalpía. De acuerdo con Le Bert [5], quien realizó un reporte para el Banco Interamericano de Desarrollo y la Comisión Reguladora de Energía, ubica cuatro zonas (sin tomar en cuenta Los Azufres, Mich.) con un buen potencial geotérmico en Michoacán: Araró, Ixtlán de los Hervores, Los Negritos y Puruándiro. Además, se encuentra la zona de Cuitzeo donde cuenta con una presencia importante de manifestaciones geotérmicas de media y baja entalpía, utilizadas para actividades de recreación o, en el mejor de los casos, para consumo humano, siendo solamente utilizados los pozos geotérmicos ubicados en Los Azufres, Mich., para la producción de energía eléctrica, desaprovechándose todo el potencial que tiene este recurso para la producción de energía eléctrica.

En la actualidad, la energía geotérmica tiene un gran auge, ya que es una energía renovable y amigable con el ambiente. Este tipo de energía es utilizada para la generación de energía eléctrica, así como para el acondicionamiento climático de espacios. Dentro de la energía geotérmica, se puede distinguir una división de acuerdo a la temperatura del pozo: baja entalpía ($<90\text{ }^{\circ}\text{C}$), media entalpía ($90\text{-}150\text{ }^{\circ}\text{C}$) y alta entalpía ($>150\text{ }^{\circ}\text{C}$).

Para la extracción de la energía térmica del pozo geotérmico, es necesario en ocasiones, cuando el pozo no fluye por sí solo o se tienen problemas de taponamiento u obstrucciones, inducirlo o excitarlo por medio de aire para crear un diferencial de presiones. Este diferencial de presiones provoca el movimiento del fluido contenido en el pozo, lo cual origina que el pozo fluya". Dichos fluidos son los encargados de transportar la energía contenida en la roca o en el reservorio hasta la superficie. Existen casos donde la inducción o excitación por medio de aire no es suficiente para crear un diferencial de presiones y, por lo tanto, se buscan alternativas para la extracción de calor. Tal es el caso del pozo GSE-S01 (recurso geotérmico de media entalpía) ubicado en la zona geotérmica de Araró, que cuenta con un problema de taponamiento a los 550 m de profundidad, el cual a pesar de la inducción realizada sobre él, solo se mantuvo un flujo estable por menos de 2 horas, es decir, solo el flujo de alimentación o recarga del pozo por encima de los 550 m de profundidad a la cual se encuentra el taponamiento. Al investigar el fenómeno presentado y realizar las mediciones correspondientes, se detectó que el perfil de temperaturas presentado por el pozo permitía proponer una solución para aprovechar el recurso energético o el calor de aporte de la roca ya que presentaba valores de temperatura por encima de los $140\text{ }^{\circ}\text{C}$ a los 100 m de profundidad. En la búsqueda de una posible solución para la utilización del recurso energético disponible en el pozo, se propuso la utilización de intercambiadores de calor de pozo geotérmico, lo cual es presentado en este trabajo. Así, el objetivo del presente es diseñar un intercambiador de calor de pozo geotérmico o DHE por

sus siglas en inglés (DownHole Heat Exchanger), para obtener la máxima extracción de calor, teniendo presente que la máxima temperatura registrada antes de los 550 m de profundidad fue de 146.56 °C.

OBJETIVO GENERAL

Realizar el diseño termohidráulico mediante un análisis analítico y numérico de un intercambiador de calor para pozo geotérmico que pueda aprovechar el recurso energético de media y baja entalpía.

OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Desarrollar modelos conceptuales de los intercambiadores de calor de pozo geotérmico.
- Establecer las ecuaciones matemáticas que describen el proceso de transferencia de calor en los intercambiadores de calor propuestos.
- Simulación mediante computadora del proceso de transferencia de calor entre el pozo y el fluido de trabajo de los intercambiadores de calor propuestos.
- Comparar las características y el rendimiento de las configuraciones propuestas para el intercambiador de calor.

HIPÓTESIS

El análisis termodinámico y la simulación numérica permitirán determinar la mejor configuración geométrica de un intercambiador de calor de pozo para aprovechar al máximo el aporte de calor geotérmico.

CAPÍTULO I. ENERGÍA GEOTÉRMICA

1.1. INTRODUCCIÓN

El calor es una forma de energía y, por lo tanto, la energía geotérmica es el calor contenido en el interior de la Tierra que genera fenómenos geológicos a escala planetaria. El término «energía» geotérmica es a menudo utilizado para indicar aquella porción del calor de la Tierra que puede o podría ser recuperado y explotado por el hombre [6].

El origen de la energía geotérmica se da en el interior de la Tierra, el cual, a partir de la descomposición natural de elementos radiactivos, se genera calor. Es decir, a través de diversos procesos térmicos, el calor es transferido lentamente a la superficie de la Tierra donde se puede acceder para satisfacer diversas necesidades humanas.

En la actualidad, la energía geotérmica tiene un gran auge, ya que es una energía renovable y amigable con el ambiente. Además, el costo de una planta de energía geotérmica es ligeramente más rentable que algunas plantas convencionales de energía alterna. En la Tabla 1.1 [7] se observa la energía y costos de inversión para producción de energía eléctrica mediante fuentes renovables. De igual manera, el impacto sobre el ambiente de la instalación de una planta de energía geotérmica es de las menos contaminantes. En la mayoría de los casos, el grado con que la explotación geotérmica afecta el ambiente es proporcional a la magnitud de su explotación. Por su parte, la Tabla 1.2 resume la probabilidad y la gravedad relativa de los efectos de un proyecto geotérmico para usos directos sobre el ambiente [8]. De igual forma, la generación de electricidad en plantas de ciclo binario afectará el ambiente en la misma medida que los usos directos del calor. Los efectos son potencialmente mayores en el caso de plantas eléctricas convencionales de contrapresión o condensación, especialmente respecto de la calidad del aire, pero pueden mantenerse dentro de límites aceptables.

Tabla 1.1. Energía y costos de inversión para producción de energía eléctrica mediante fuentes renovables.

Tipo de energía	Costo actual de la energía US¢/kWh	Costo futuro de la energía US¢/kWh	Costo de inversión US\$/kW
Biomasa	5 – 15	4 – 10	900 – 3000
Geotérmica	2 – 10	1 – 8	800 – 3000
Eólica	5 – 13	3 – 10	1100 - 1700
Solar (fotovoltaica)	25 – 125	5 – 25	5000 - 10 000
Solar (electricidad térmica)	12 – 18	4 – 10	3000 - 4000

Tipo de energía	Costo actual de la energía US¢/kWh	Costo futuro de la energía US¢/kWh	Costo de inversión US\$/kW
Mareomotriz	8 – 15	8 – 15	1700 - 2500

Tabla 1.2. Probabilidad y gravedad del impacto potencial sobre el ambiente de los proyectos de uso directo.

Impacto	Probabilidad de ocurrencia	Gravedad de consecuencias
Contaminación del aire	L	M
Contaminación de agua superficial	M	M
Contaminación del sub-suelo	L	M
Subsidencia de terreno	L	L a M
Altos niveles de ruido	H	L a M
Reventones de pozos	L	L a M
Conflictos con aspectos culturales y arqueológicos	L a M	M a H
Problemas Socio-económicos	L	L
Contaminación química o térmica	L	M a H
Emisión de residuos sólidos	M	M a H

L = Bajo; M = Moderado; H= Alto

Actualmente, en el mundo existe un gran interés en la utilización y explotación de la energía geotérmica, debido a las ventajas mencionadas anteriormente. Las zonas del mundo donde se concentra el mayor interés, sin dejar que otras partes del mundo se tenga, se encuentran en las zonas donde interactúan las placas tectónicas, ya que en estas zonas se han localizado los más importantes campos geotérmicos del mundo (Figura 1.1) [9].

Los países que utilizan la energía geotérmica para generar electricidad aparecen en la Tabla 1.3, la cual, incluye la capacidad eléctrica instalada en el año 1995 (6 833 MW_e), en el año 2000 (7 974 MW_e), y el incremento entre los años 1995 y 2000. De la misma manera, también reporta la capacidad total instalada a comienzos del 2003 (9 028 MW_e) [10].

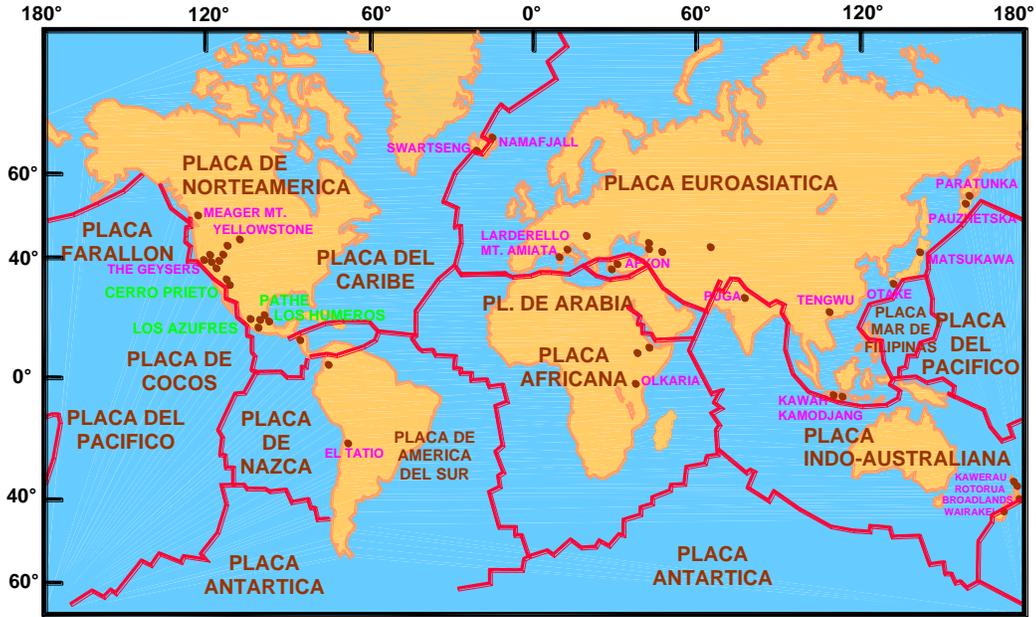


Figura 1.1. Mapa mundial de las placas oceánicas y continentales.

Tabla 1.3. Capacidades de generación eléctrica a partir de la geotermia, instaladas en el mundo desde el año de 1995 al 2000 y a comienzos del 2003.

País	1995 (MW _e)	2000 (MW _e)	1995-2000 (incremento in MW _e)	% incremento (1995-2000)	2003 (MW _e)
Alemania	-	-	-	-	0.23
Argentina	0.67	-	-	-	-
Australia	0.15	0.15	-	-	0.15
Austria	-	-	-	-	1.25
China	28.78	29.17	0.39	1.35	28.18
Costa Rica	55	142.5	87.5	159	162.5
El Salvador	105	161	56	53.3	161
Etiopia	-	7	7	-	7
Filipinas	1 227	1 909	682	55.8	1 931
Francia	4.2	4.2	-	-	15
Guatemala	-	33.4	33.4	-	29
Indonesia	309.75	589.5	279.75	90.3	807

País	1995 (MW _e)	2000 (MW _e)	1995-2000 (incremento in MW _e)	% incremento (1995-2000)	2003 (MW _e)
Islandia	50	170	120	240	200
Italia	631.7	785	153.3	24.3	790.5
Japón	413.7	546.9	133.2	32.2	560.9
Kenia	45	45	-	-	121
México	753	755	2	0.3	953
Nicaragua	70	70	-	-	77.5
Nueva Zelanda	286	437	151	52.8	421.3
Papúa Nueva Guinea	-	-	-	-	6
Portugal	5	16	11	220	16
Rusia	11	23	12	109	73
Tailandia	0.3	0.3	-	-	0.3
Turquía	20.4	20.4	-	-	20.4
USA	2 816.7	2 228	-	-	2 020
Total	6 833.35	7 972.5	1 728.54	16.7	8402.21

La Tabla 1.4, muestra la capacidad instalada y la energía utilizada en el mundo para usos no eléctricos de la energía geotérmica durante el año 2000 [11]. El número de países que utiliza en forma directa la energía geotérmica, incrementa desde entonces, como también la capacidad total instalada y la energía utilizada.

El uso no eléctrico de la energía geotérmica, utilizada comúnmente en el mundo, corresponde a bombas de calor (34.80%), seguido de balneología (26.20%), calefacción (21.62%), invernaderos (8.22%), acuicultura (3.93%); y procesos industriales (3.13%) [11].

Tabla 1.4. Usos no eléctricos de la energía geotérmica en el mundo (2000): energía térmica instalada (en MW_t) y uso de la energía (en TJ/año).

País	Energía térmica instalada (MW _t)	Energía (TJ/año)	País	Energía térmica instalada (MW _t)	Energía (TJ/año)
Alemania	397.0	1 568	India	80.0	2 517
Armenia	1.0	15	Italia	325.8	3774
Australia	34.4	351	Japón	1 167.0	26 933
Austria	255.3	1 609	Jordania	153.3	1 540
Bélgica	3.9	107	Kenia	1.3	10
Bulgaria	107.2	1 637	Lituania	21.0	599
Canadá	377.6	1 023	Macedonia	81.2	510
Islas del Caribe	0.1	1	México	164.2	3919
Chile	0.4	7	Nepal	1.1	22
China	2 282.0	37 908	Nueva Zelanda	307.9	7 081
Colombia	13.3	266	Noruega	6.0	32
Croacia	113.9	555	Perú	2.4	49
Corea	35.8	753	Polonia	68.5	275
Dinamarca	7.4	75	Portugal	5.5	35
Egipto	1.0	15	República checa	12.5	128
Finlandia	80.5	484	Romania	152.4	2 871
Filipinas	1.0	25	Rusia	308.2	6 144
Francia	326.0	4 895	Serbia	80.0	2 375
Georgia	250.0	6 307	Eslovaquia	132.3	2 118
Grecia	57.1	385	Total	15 145.0	190 699

1.2. TIPOS DE SISTEMAS GEOTÉRMICOS

Los sistemas geotérmicos que se han identificado son cinco: hidrotermales, roca seca caliente, geopresurizados, marinos y magmáticos. A continuación, se describen algunas de sus características y la clasificación que estos sistemas geotérmicos tienen.

1.2.1. SISTEMA GEOTÉRMICO HIDROTHERMAL

Este sistema está compuesto por agua (líquido y/o vapor), una fuente de calor y la roca en donde se almacena el fluido (Figura 1.2). El agua de los sistemas hidrotermales se origina en la superficie de la tierra en forma de lluvia, de hielo o de nieve. A través de poros y fracturas, el agua llega lentamente a la corteza terrestre penetrando a varios kilómetros de profundidad donde es calentada por la roca, alcanzando temperaturas de hasta 400 °C [12].

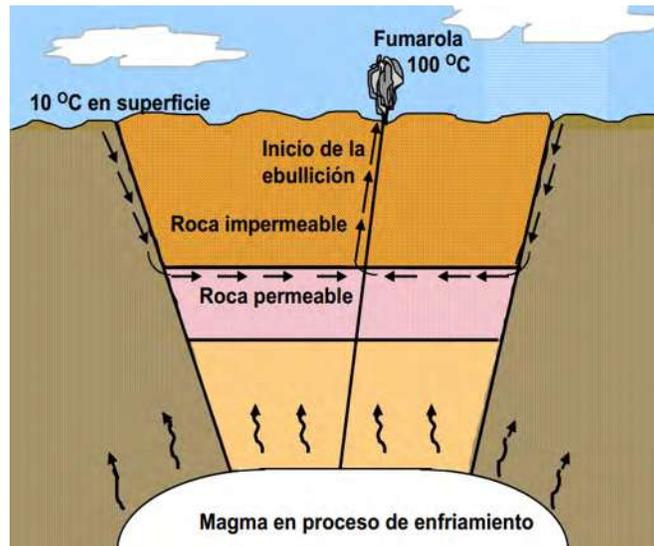


Figura 1.2. Sistemas Hidrotermales.

En este tipo de sistemas, se puede distinguir una división de acuerdo a la temperatura del pozo. En la Tabla 1.5 se presentan varias clasificaciones de acuerdo a varios autores.

Tabla 1.5. Clasificación de los recursos geotérmicos hidrotermales de acuerdo a la temperatura del pozo (°C).

Clasificación	De acuerdo a Muffler y Cataldi [13]	De acuerdo a Hochstein [14]	De acuerdo a Benderitter y Cormy [15]	De acuerdo a Nicholson [16]	De acuerdo a Axelsson y Gunnlaugsson [17]
Recursos de baja entalpía	< 90	<125	<100	≤150	≤190

Clasificación	De acuerdo a Muffler y Cataldi [13]	De acuerdo a Hochstein [14]	De acuerdo a Benderitter y Cormy [15]	De acuerdo a Nicholson [16]	De acuerdo a Axelsson y Gunnlaugsson [17]
Recursos de entalpía intermedia	90-150	125-225	100-200	-	-
Recursos de alta entalpía	>150	>225	>200	>150	>190

A pesar de la clasificación anterior, hay autores que hacen otras clasificaciones teniendo como misma base la temperatura del pozo. Por ejemplo Sanyal [18] propone la clasificación de la energía geotérmica en siete grupos. En la Tabla 1.6 se aprecia los siete grupos en que la energía geotérmica se clasifica de acuerdo a Sanyal [18].

Tabla 1.6. Esquema de clasificación de los recursos geotérmicos.

Clase del recurso	Temperatura del reservorio	Fase del fluido contenido en el pozo	Tecnología de potencia aplicable
1. Grado no eléctricos	<100°C	Agua líquida	Uso directo
2. Temperatura muy baja	100°C a <150°C	Agua líquida	Ciclo binario
3. Temperatura baja	150°C a <190°C	Agua líquida	Ciclo binario; ciclo de potencia con dos estaciones de flasheo; ciclo híbrido
4. Temperatura moderada	190°C a <230°C	Agua líquida	Ciclo de potencia con una o dos estaciones de flasheo; ciclo híbrido
5. Temperatura alta	230°C a <300°C	Dos fases del agua: fase dominante, líquido.	Ciclo de potencia con una estación de flasheo; ciclo híbrido
6. Temperatura extremadamente alta	300°C +	Líquido dominante en las dos fases.	Ciclo de potencia con una estación de flasheo
7. Campo de vapor	240°C (presión de 33.5 bar; entalpía de 2 800 kJ/kg)	Vapor	Vapor directo

A diferencia de los autores anteriores, Lee [19] clasifica los sistemas hidrotermales de acuerdo a la exergía. En este sentido, utiliza un parámetro llamado Índice de Exergía Específica o SEI por sus siglas en inglés (Specific Exergy Index), el cual se calcula con la ecuación siguiente:

$$SEI = (h - 273.16s)/1192 \quad (1.1)$$

De acuerdo al valor de este índice será la clasificación del sistema hidrotermal, bajo el criterio de la exergía contenida, ya sea en alto ($SEI \geq 0.5$), medio ($0.5 > SEI > 0.05$) y bajo ($SEI \leq 0.05$). En la Figura 1.3, se muestra de manera gráfica la clasificación del sistema hidrotermal de acuerdo a su exergía.

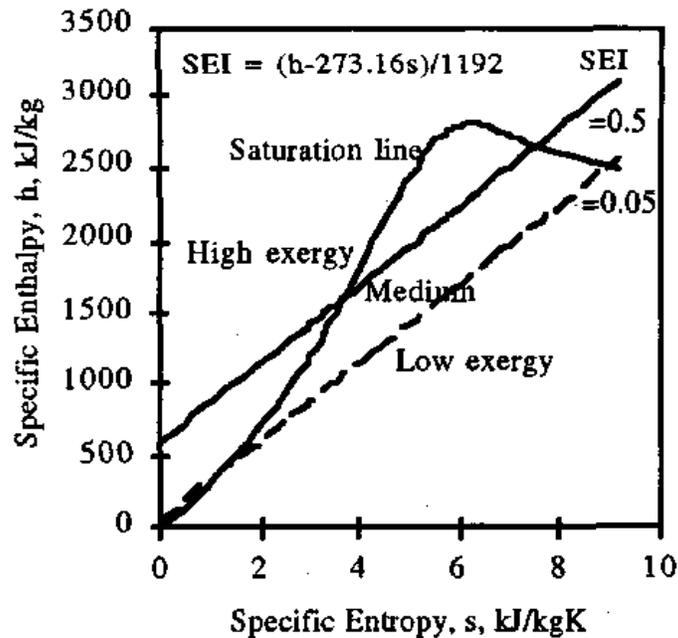


Figura 1.3. Clasificación de la energía geotérmica de acuerdo a su exergía.

1.2.2. SISTEMAS DE ROCA SECA CALIENTE

Son sistemas rocosos con alto contenido energético, pero con poca o ninguna agua, conocidos como HDR por sus siglas en inglés (Hot Dry Rock). Sin embargo, no se explotan comercialmente en la actualidad. Algunos yacimientos de este tipo se encuentran en Fenton Hill (Estados Unidos), Rosmanowes (Reino Unido) y Soultz-sous-Forêts (Francia), entre otros. Probablemente, es uno de los recursos geotérmicos más abundantes. El U.S. Geological Survey ha estimado que la energía almacenada en los yacimientos de roca seca caliente, que se encuentran dentro de los 10 kilómetros superiores de la corteza terrestre,

equivale a más de 500 veces de la energía acumulada en todos los yacimientos de gas y de petróleo del mundo, lo que habla de un recurso enorme [1].

1.2.3. SISTEMAS GEOPRESURIZADOS

Estos tipos de sistemas contienen agua y metano disueltos a alta presión (del orden de 700 bar) y mediana temperatura (aproximadamente 150 °C). Estos recursos ofrecen tres tipos de energía: térmica (agua caliente), química (metano) y mecánica (fluidos a muy alta presión). Hoy en día, este tipo de recursos no se explotan comercialmente. Los yacimientos de este tipo se encuentran en Texas y Louisiana (Estados Unidos), y en Tamaulipas (México) [7].

1.2.4. SISTEMAS MARINOS

Son sistemas de alta entalpía existentes en el fondo del mar. Sin embargo, no se explotan comercialmente en la actualidad y, por lo tanto, estos sistemas han sido poco estudiados hasta ahora. Sistemas de este tipo se encuentran en el Golfo de California (México) [5].

1.2.5. SISTEMAS MAGMÁTICOS

Son sistemas de roca fundida existentes en aparatos volcánicos activos o a gran profundidad en zonas de debilidad cortical. No se explotan comercialmente en la actualidad. Ejemplos de este tipo de sistemas los podemos encontrar en el Volcán de Colima (México) y en el Volcán Mauna Kea (Hawái), entre otros [5].

Posiblemente, el atractivo más importante de este tipo de recurso sean las altísimas temperaturas disponibles (≥ 800 °C). Recordemos que la eficiencia de las máquinas térmicas es proporcional a la temperatura máxima de su ciclo termodinámico.

En el mediano o largo plazo, cuando se cuente con la tecnología y los materiales adecuados para resistir la corrosión y las altas temperaturas, se podrá explotar la enorme cantidad de energía almacenada en las cámaras magmáticas de los volcanes activos.

1.3. USOS DE LA ENERGÍA GEOTÉRMICA

La energía geotérmica tiene un amplio espectro de usos que va desde la producción de energía eléctrica, hasta el acondicionamiento climático de espacios, así como también la deshidratación de productos o para uso en centros de recreación. La energía geotérmica tiene una gran versatilidad de uso que, dependiendo del proceso que se esté llevando a cabo, dará algún producto para que este proceso se lleve a cabo.

Normalmente, la temperatura del yacimiento es la que prácticamente decide la aplicación del recurso. Gracias a la actual tecnología, se han aprovechado de manera más eficiente los

recursos tanto de baja como de media temperatura, ya que antes solamente había interés en los recursos de alta temperatura. En la Figura 1.4 se muestra el rango de temperatura del fluido geotérmico y la utilización que éste podría tener, desde las temperaturas más bajas (25 °C) para piscinas, hasta las temperaturas más altas (200 °C) que se utilizan para la producción de energía eléctrica [20].

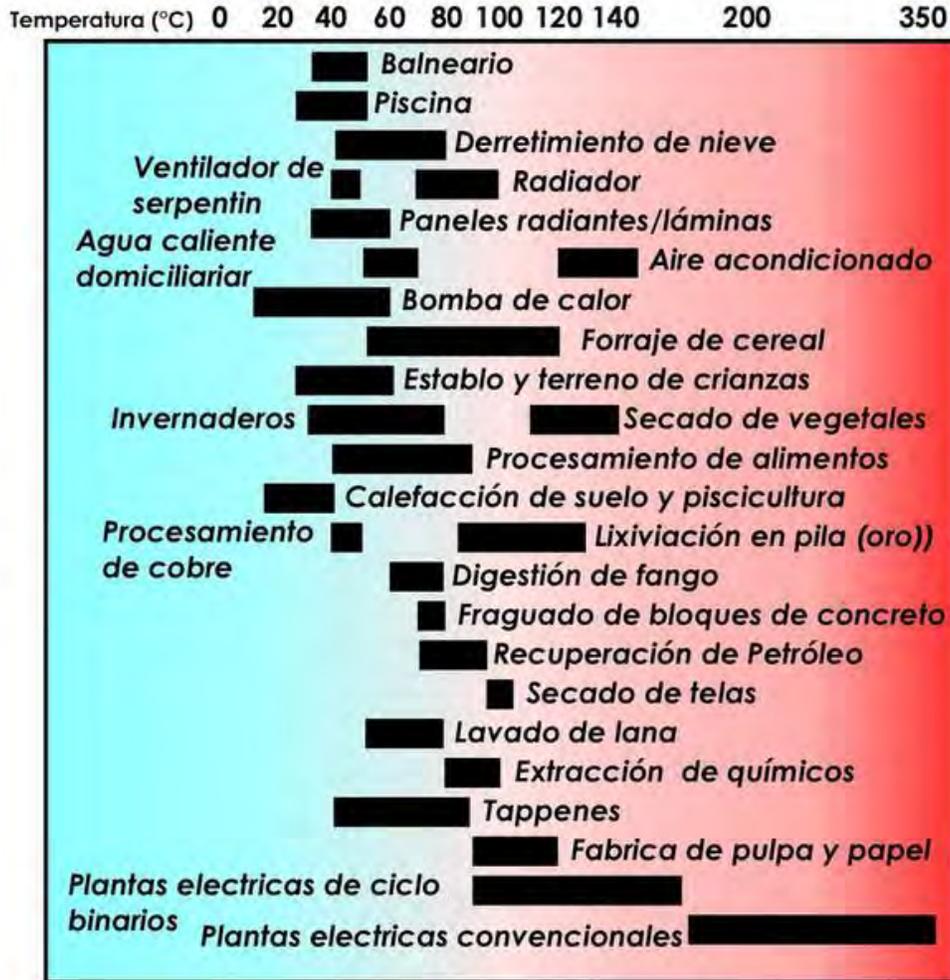


Figura 1.4. Utilización de la energía geotérmica de acuerdo a su temperatura.

Convencionalmente, lo que importa más de la energía geotérmica es su utilización para la producción de energía eléctrica. Dependiendo de la temperatura del yacimiento, así como de la composición química del fluido geotérmico y las condiciones geográficas del yacimiento, se han desarrollado distintas plantas de potencia para aprovechar este recurso. Las plantas convencionales operan con temperaturas desde los 200 a los 300 °C, aunque hoy en día se han desarrollado plantas que pueden operar con temperaturas de hasta 70 °C

[21]. A continuación se da una breve explicación de las distintas plantas de potencia más comunes.

(a) Planta de potencia flash.

Agua calentada geotérmicamente bajo presión, se separa en un contenedor (llamado separador de vapor) en vapor y agua caliente. El vapor se suministra a la turbina. El líquido se inyecta de nuevo en el reservorio.

(b) Planta de potencia de vapor seco.

El vapor se produce directamente desde el yacimiento geotérmico y pasa directamente a las turbinas. En este tipo de plantas no hay separación ya que los pozos sólo producen vapor.

(c) Planta de potencia de ciclo binario.

Los recientes avances en la tecnología han hecho posible la producción económica de la electricidad a partir de recursos geotérmicos inferiores a los 150 °C. Las Plantas de potencia de ciclo binario suelen utilizar el sistema llamado Ciclo Orgánico de Rankine, u ORC por sus siglas en inglés (Organic Rankine Cycle), el cual puede trabajar con temperaturas de hasta 70 °C [21]. En este ciclo binario, el agua proveniente del pozo geotérmico calienta otro líquido (dicho fluido puede ser orgánico, tal como el isopentano; u otros, tales como el pentafluoropropano, los cuales tienen un punto de ebullición menor al del agua). Los dos líquidos se mantienen completamente separados mediante el uso de un intercambiador de calor cerrado que transfiere la energía térmica desde el agua geotérmica hacia el fluido de trabajo. El fluido secundario se expande en forma de vapor. La fuerza del vapor en expansión hace girar las turbinas que accionan los generadores. Toda el agua geotérmica, después del ciclo, se inyecta de nuevo en el yacimiento.

(d) Plantas de potencia de ciclo combinado flash/binario.

Este tipo de planta es una combinación de los ciclos flash y binario combinando lo mejor que aporta cada ciclo. En esta planta, primeramente el agua geotérmica pasa por el flasheo. Después, el vapor es enviado a la turbina donde produce potencia, y a su salida es enviado a un ciclo binario para su condensación.

La segunda aplicación en importancia de la energía geotérmica, es para el acondicionamiento de espacios, que va desde el control del ambiente en una casa habitación o edificio, hasta invernaderos de frutas y verduras. Para este tipo de aplicaciones, se utilizan

A pesar de la situación privilegiada de México y los recursos geotérmicos con los que cuenta, únicamente se explotan 4 lugares para la producción de energía eléctrica: Cerro Prieto en Baja California Norte (720 MW_e), Los Azufres en Michoacán (188 MW_e), Los Humeros en Puebla (40 MW_e); y Las Tres Vírgenes en Baja California Norte (10MW_e). La generación de electricidad, a partir de la geotermia en México, alcanza ya los 958 MW_e de capacidad instalada [23]. En la Figura 1.7, se aprecia el mapa indicando las 4 zonas que se explotan actualmente para la producción de energía eléctrica.

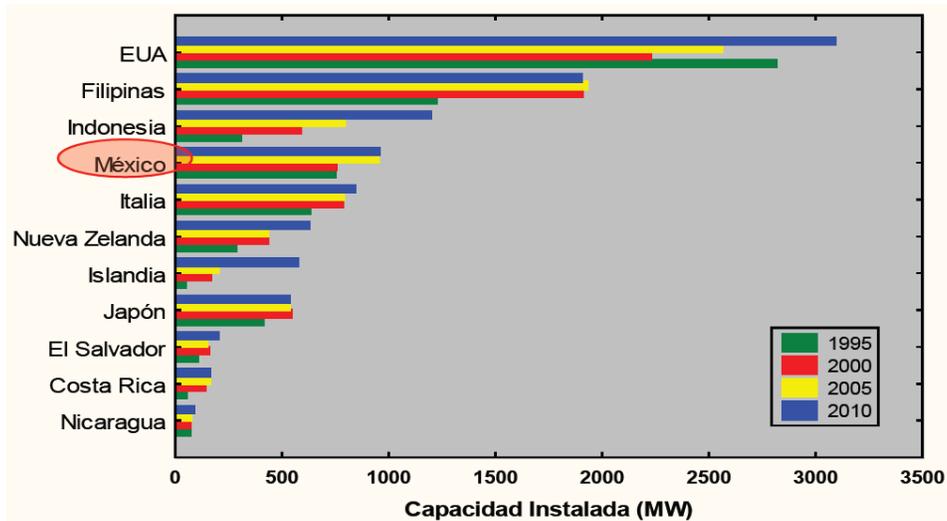


Figura 1.6. Producción de energía eléctrica a partir de la energía geotérmica.

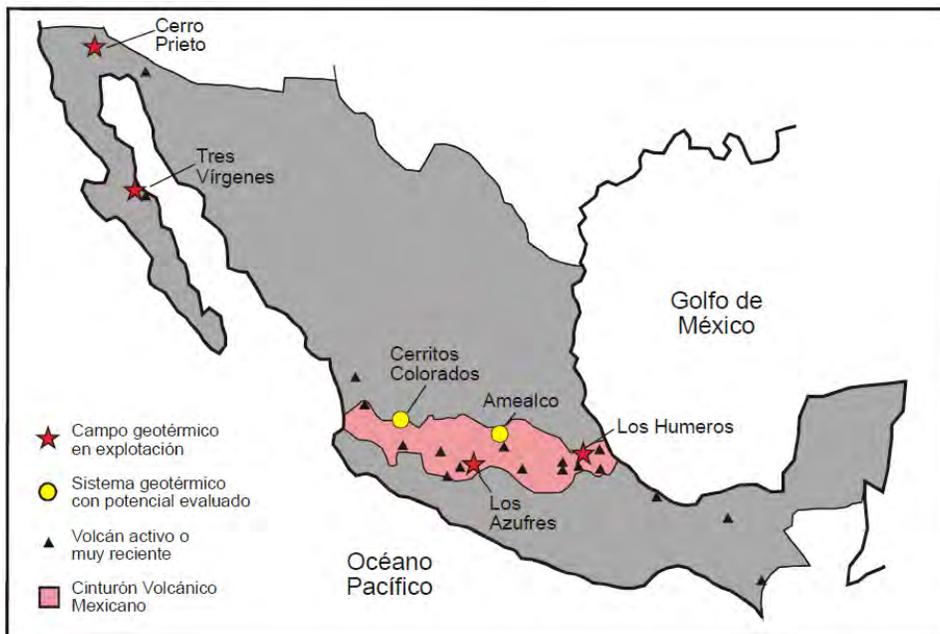


Figura 1.7. Mapa de la localización de las plantas de energía eléctrica a partir de la energía geotérmica.

1.4.1. SISTEMAS HIDROTERMALES EN MÉXICO

Desde el siglo pasado, se han realizados varios estudios con el objetivo de determinar el potencial geotérmico que cuenta el país. Estos estudios han adquirido gran importancia en los años recientes, debido a la próxima escasez de los combustibles fósiles, así como al cambio climático, consecuencia del uso de estos combustibles. Anteriormente, el enfoque de este tipo de estudios sólo se limitaba a tomar en cuenta las zonas con alta temperatura (>180 °C), debido a que la tecnología existente, en aquellas épocas, únicamente se había desarrollado para este tipo de yacimientos. En la actualidad, los estudios no solo se limitan a los yacimientos de alta temperatura, sino también a los de media y baja temperatura, como consecuencia de que ya se cuenta con la tecnología para explotar este tipo de recursos. En la Tabla 1.7, se muestra la estimación de varios autores acerca del potencial con el que cuenta México para la producción de energía eléctrica a partir de recursos geotérmicos.

Tabla 1.7. Principales estimaciones del potencial geotérmico de México para generar electricidad a partir de recursos de tipo hidrotermal.

Autor	Año	Capacidad instalada en esa fecha (MW)	Total (MW)
Mercado, S. [24]	1976	75	13 110
Alonso, H. [25]	1985	170	11 940
Mercado y otros [26]	1985	170	45 815
Iglesias y Torres [27]	2009	958	77-86 (EJ térmicos)
Ordaz y otros [28]	2011	958	9 686

Aparte de los autores anteriores, también se encuentra Le bert [5], quien realizó un estudio para identificar las zonas con mayor potencial geotérmico en México. En la Figura 1.8 se muestran las zonas con mayor potencial para generar electricidad de acuerdo a Le bert, dejando las demás tanto de baja como media entalpía descubiertas. En la Tabla 1.8, se muestran los resultados de dicho estudio.

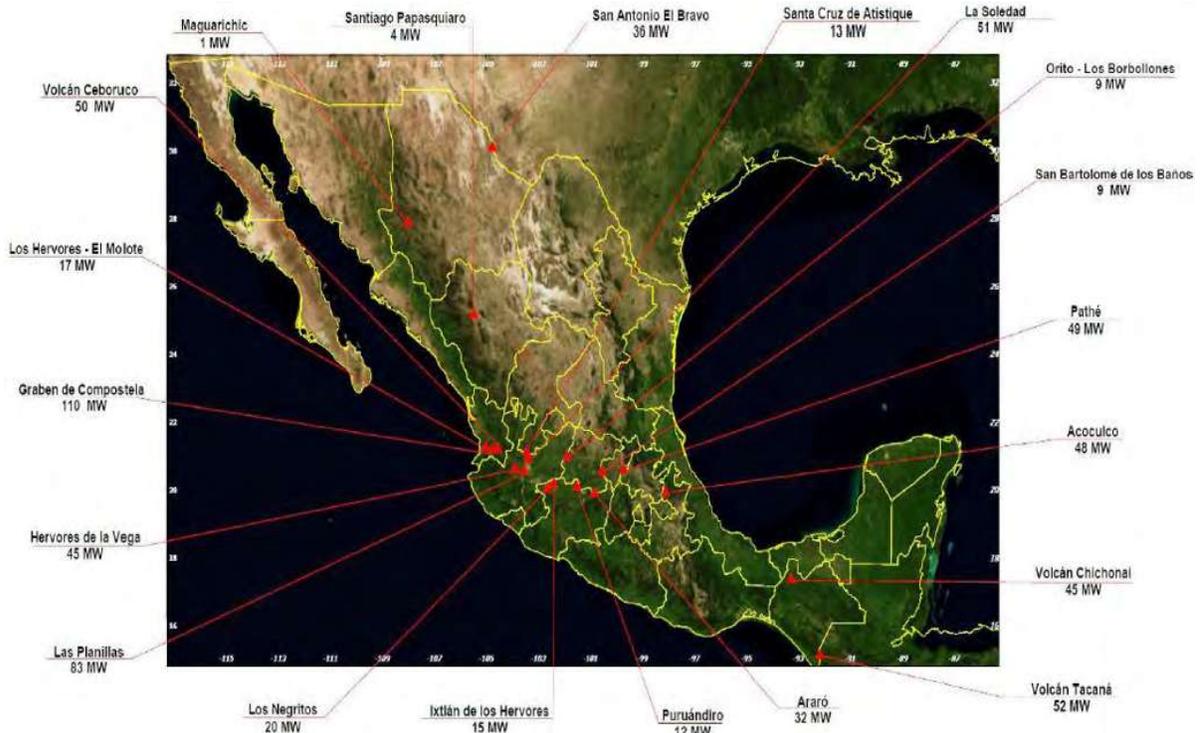


Figura 1.8. Mapa de México con localidades tomadas en cuenta para el estudio.

Tabla 1.8. Localidades evaluadas y su potencial estimado.

Zona geotérmica	Estado	Potencial estimado en MW		
		Modelo volumétrico		Modelo de descompresión
		Valor probable	Rango (90%)	
1.La Soledad	Jalisco	52	10-94	51
2.Las Planillas	Jalisco	70	26-113	83
3.Pathé	Hidalgo	33	6-61	49
4.Araró	Michoacán	21	5-37	32
5. Acoculco	Puebla	107	38-177	48
6.Ixtlán de los Hervores	Michoacán	17	0-23	15
7.Los Negritos	Michoacán	24	3-44	20
8.Volcán Ceboruco	Nayarit	74	34-113	50
9.Graben de Compostela	Nayarit	105	35-175	110
10.San Antonio El Bravo (Ojinaga)	Chihuahua	27	10-43	36
11.Maguarichic	Chihuahua	1	0.2-1.7	1
12.Puruandiro	Michoacán	10	3-17	12
13.Volcán Tacaná	Chiapas	60	21-99	52
14.El Orito-Los Borbollones	Jalisco	11	1-21	9

Zona geotérmica	Estado	Potencial estimado en MW		
		Modelo volumétrico		Modelo de descompresión
		Valor probable	Rango (90%)	
15.Santa Cruz de Atistique	Jalisco	12	2-22	13
16.Volcán Chichonal	Chiapas	46	9-84	45
17.Hervores de la Vega	Jalisco	45	20-71	45
18.Los Hervores-El Molote	Nayarit	36	12-59	17
19.San Bartolomé de los Baños	Guanajuato	7	3-12	9
20.Santiago Papasquiaro	Durango	4	1-7	4
Total		762		701

Dentro de los estudios que se han llevado a cabo para determinar el potencial de México, también se encuentra el realizado por Torres [29], quien hizo una revisión documental completa y algunos estudios de campo de las localidades conocidas en México con yacimientos geotérmicos mayores a 30 °C. En este estudio, identificó 1451 lugares con estas características. A partir de estas localidades, conformó una base de datos con la siguiente información para cada lugar: identificación y localización, la litología, el agua química, temperatura, pH, conductividad eléctrica, el calor transportados por el fluido, tipo de fuente, posible fuente de calor, temperaturas de geotermómetro y el tipo de sistema geotérmico. Además, realizó un mapa de México identificando las 1,412 localidades que cuentan con un recurso geotérmico mayor a 30 °C (Figura 1.9).

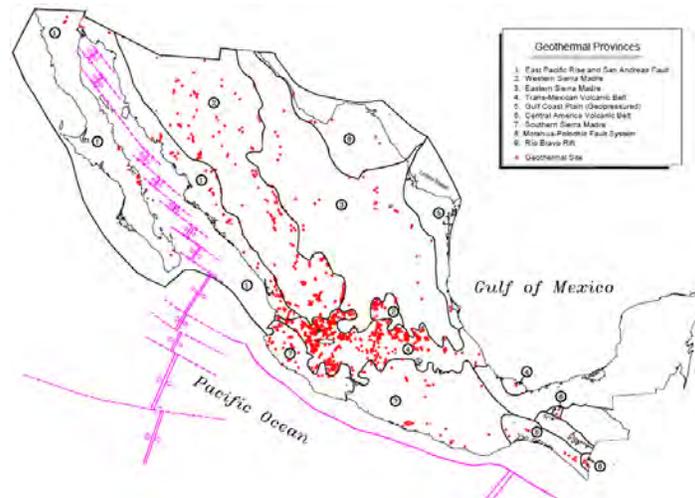


Figura 1.9. Localización de las zonas con recurso geotérmico mayor a 30 °C.

De igual manera, la Comisión Federal de Electricidad (CFE) ha llevado a cabo estudios para determinar el potencial, tomando en cuenta únicamente ciertas regiones para el estudio, para las cuales Gutiérrez [30] calculan un total estimado de producción de 1 000 MW_e. Las regiones tomadas en cuenta para este estudio fueron: Acapulco, Puebla; La Soledad, Jalisco; El Domo San Pedro, Nayarit; Maguarichic, Chihuahua; Bahía Concepción, Baja California Sur; Volcán Tacaná, Chiapas; San Diego el Naranjo, Nayarit; Los Borbollones, Jalisco; Los Hervores de la Vega, Jalisco; Ixtlán de los Hervores, Michoacán; Los Negritos, Michoacán; Purúandiro, Michoacán; Comajilla, Guanajuato; San Bartolomé de los Baños, Guanajuato; Pathé, Hidalgo; Las Derrumbadas, Puebla; Tulechek, Baja California Norte; Laguna Salada, Baja California Norte; Riito, Baja California Norte; Santispac, Baja California Sur; Agua Caliente, Baja California Sur; y Los Volcanes de Saquisismunde, Baja California Sur.

Iglesias y Torres [31] realizaron un trabajo en el que estimaban las reservas geotérmicas de 20 estados de México. En la Tabla 1.9, se muestran los resultados obtenidos.

Tabla 1.9. Reservas geotérmicas de 20 estados de México.

Estado	No. de manif. en el estado	No. manif. Incluido en estimación de reservas	% manif. Incluido en estimación de reservas	No. de localidades incluidas en reservas	Energía térmica (kJ) intervalo 90% confianza		Reservas (kJ) intervalo 90% confianza	
Aguascalientes	49	18	36.7	7	9.43E+1 5	2.23E+1 6	2.36E+1 5	5.58E+1 5
Chiapas	14	3	21.4	3	1.83E+1 5	4.18E+1 5	4.57E+1 4	1.04E+1 5
Chihuahua	53	13	24.5	11	8.69E+1 5	1.33E+1 6	2.17E+1 5	3.34E+1 5
Colima	3	1	33.3	1	2.41E+1 4	1.45E+1 5	6.03E+1 3	3.63E+1 4
Durango	55	5	9.1	5	2.59E+1 5	5.60E+1 5	6.48E+1 4	1.40E+1 5
Edo. de México	6	5	83.3	3	2.12E+1 5	4.91E+1 5	5.30E+1 4	1.23E+1 5
Guanajuato	172	75	43.6	47	4.32E+1 6	5.41E+1 6	1.08E+1 6	1.35E+1 6
Guerrero	10	1	10.0	1	2.40E+1 4	1.52E+1 5	6.00E+1 3	3.80E+1 4
Hidalgo	76	43	56.6	28	3.48E+1 6	4.78E+1 6	8.69E+1 5	1.19E+1 6
Jalisco	391	66	16.9	41	4.96E+1 6	6.83E+1 6	1.24E+1 6	1.71E+1 6
Michoacán	71	27	38.0	24	2.29E+1 6	3.38E+1 6	5.72E+1 5	8.45E+1 5
Morelos	2	1	50.0	1	2.60E+1 4	1.28E+1 5	6.50E+1 3	3.20E+1 4
Nayarit	56	19	33.9	13	1.48E+1	2.37E+1	3.70E+1	5.92E+1

Estado	No. de manif. en el estado	No. manif. Incluido en estimación de reservas	% manif. Incluido en estimación de reservas	No. de localidades incluidas en reservas	Energía térmica (kJ) intervalo 90% confianza		Reservas (kJ) intervalo 90% confianza	
					6	6	5	5
Oaxaca	12	5	41.7	4	2.27E+1 5	4.83E+1 5	5.67E+1 4	1.21E+1 5
Puebla	17	7	41.2	6	3.68E+1 5	6.69E+1 5	9.20E+1 4	1.67E+1 5
Querétaro	172	63	36.6	54	4.90E+1 6	6.18E+1 6	1.23E+1 6	1.55E+1 6
San Luis Potosí	20	7	35.0	6	5.00E+1 5	1.02E+1 6	1.25E+1 5	2.55E+1 5
Sonora	77	9	11.7	8	4.84E+1 5	9.80E+1 5	1.21E+1 5	2.45E+1 5
Veracruz	10	2	20.0	2	1.10E+1 5	3.20E+1 5	2.74E+1 4	8.00E+1 4
Zacatecas	44	12	27.3	11	9.03E+1 5	1.62E+1 6	2.26E+1 5	4.05E+1 5
Total	1 310	382		276				

Mientras tanto, Iglesias y otros autores [32] estimaron los recursos de 918 sistemas geotérmicos que incluyen 1797 manifestaciones superficiales, localizados en 26 de los 32 estados del país. En tanto, estimaron que la energía térmica agregada, correspondiente a los 918 sistemas geotérmicos, se encuentra entre 1 168 EJ y 1 274 EJ con un 90% de confianza. Además, calcularon las temperaturas de los yacimientos en el que indican que el 5% de los sistemas tienen temperaturas entre 151 °C y 208 °C, el 40% de los sistemas tienen temperaturas entre 102 °C y 151 °C, el 50% de los sistemas tienen temperaturas entre 60 °C y 102 °C; y el 5% de los sistemas tienen temperaturas entre 36 °C y 60 °C. Estos recursos los recomiendan para una variedad de aplicaciones directas y para la generación de energía eléctrica.

Gutiérrez [33] concluyeron que el potencial de recursos hidrotermales de alta y media temperatura (>150 °C) es de 2 310 MW. Utilizaron la terminología definida por el Código Geotérmico Australiano (AGC) que, de acuerdo a este código, el potencial hidrotermal se compone de 125 MW_e de reservas probadas, 245 MW_e de reservas Probables, 75 MW_e de recursos medidos, 655 MW_e de recursos indicados; y 1 210 MW_e de recursos inferidos.

1.4.2. SISTEMAS DE ROCA SECA CALIENTE EN MÉXICO

En México no existe suficiente información publicada acerca de este tipo de sistemas. De los pocos autores que han publicado estudios de este tipo de sistemas es ProI-Ledesma [34], quien realizó 53 mediciones directas del flujo de calor, aplicando el método convencional en minas dispersas a lo largo del país y en algunos pozos de exploración de

petróleo. Las lecturas mínimas que obtuvo fueron de $13 \text{ MW}_t/\text{m}^2$ y las máximas de $191 \text{ MW}_t/\text{m}^2$. Además, también publicó un mapa (Figura 1.10) que muestra el estimado de temperaturas en equilibrio y los valores de flujo de calor obtenidos por la aplicación del geotermómetro de sílice en 326 fuentes termales, ubicadas en regiones del centro, sur y noroeste de México.

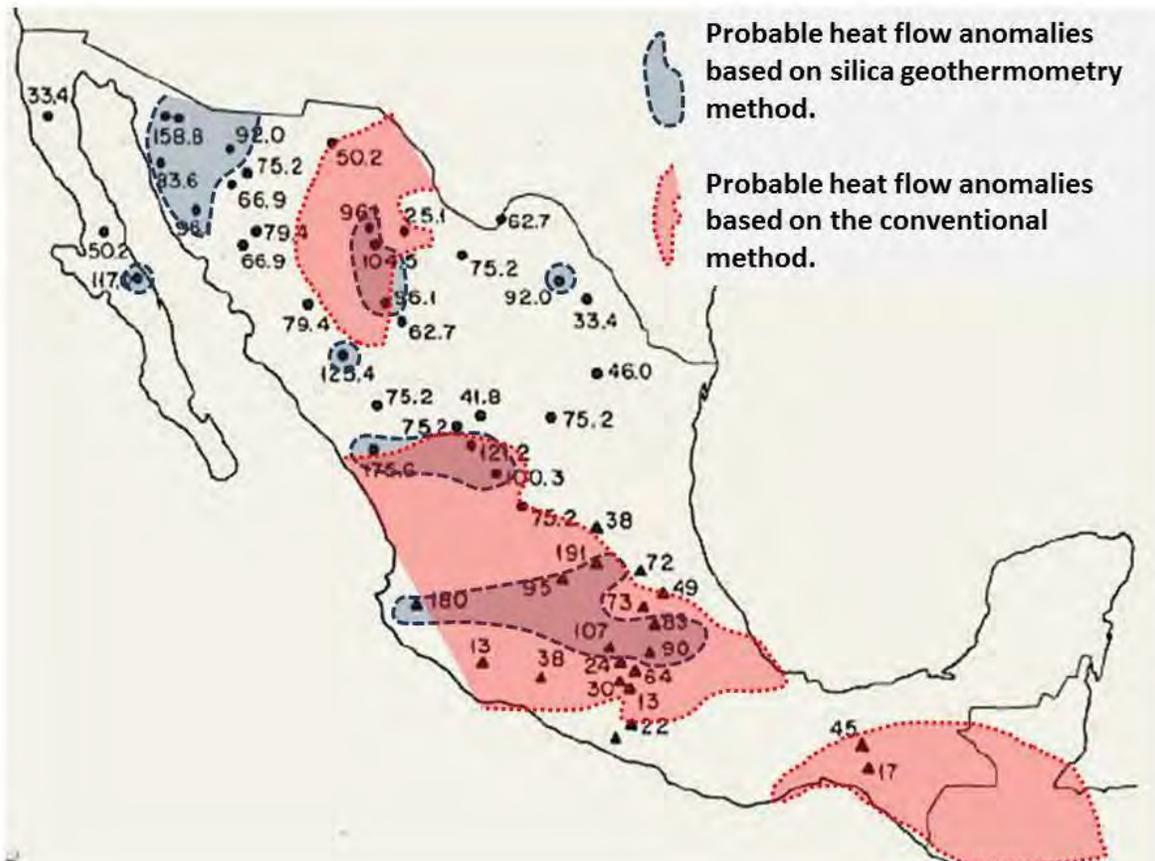


Figura 1.10. Mapa de México de las zonas con anomalías térmicas del tipo roca seca caliente.

En 1978, el Instituto de Investigaciones de Potencia Eléctrica (EPRI) [35] realizó una investigación para obtener una estimación del calor almacenado en 3 km de profundidad en el mundo, país por país. Para México, informó que el calor almacenado debajo del país, con una profundidad de 3 km, es de aproximadamente 71 200 EJ a temperaturas mayores de $150 \text{ }^\circ\text{C}$, el cual está compuesto de 67 000 EJ a temperaturas entre 150 y $250 \text{ }^\circ\text{C}$, y 4 200 EJ a temperaturas mayores a $250 \text{ }^\circ\text{C}$. De este recurso, el 20% del calor sería del sistema tipo hidrotermal; mientras, el 80% sería del sistema tipo roca seca caliente.

Gutiérrez [33] obtuvo que, para este tipo de sistema geotérmico, México contaba con un estimado de al menos $5\,250 \text{ MW}_e$, con temperaturas entre altas y medias mayores a $150 \text{ }^\circ\text{C}$.

Le bert [5], a partir del estudio que realizó para el Banco Interamericano de Desarrollo, concluyó que el potencial geotermoeléctrico en México (utilizando tecnologías de Sistemas Geotérmicos Mejorados (EGS)), con recursos de roca seca caliente, es del orden de los 24 700 MW_e para una profundidad máxima de 3000 metros, con lo cual, este potencial resultaría ser 25 veces superior a la capacidad geotermoeléctrica instalada actualmente en el país, y alrededor del 48% de la capacidad eléctrica total instalada en México para el servicio público.

1.4.3. SISTEMAS MARINOS EN MÉXICO

Sistemas de este tipo han sido identificados en la República. Mercado y Fernández [36] identificaron respiraderos hidrotermales marinos de alta temperatura (350 °C) localizados en el Golfo de California a 2 600 metros de profundidad.

Le bert [5] concluye, de manera muy preliminar y conservadora, que el estimado del potencial geotermoeléctrico, con recursos hidrotermales submarinos en el Golfo de California y en la plataforma continental de México, es del orden de 1 200 MW_e. Sin embargo, aclara que este potencial debe considerarse como una estimación muy preliminar que requiere ser estudiada con más detalle.

1.4.4. SISTEMAS GEOPRESURIZADOS Y MAGNÉTICOS EN MÉXICO

De acuerdo con Gutiérrez y otros autores [37], se desconoce el potencial de México en los sistemas geopresurizados. De igual manera, para los sistemas magnéticos de México, no se cuenta con información, además de que no se cuenta con la tecnología disponible para la explotación de este tipo de recurso.

1.5. CASO ESPECIAL: MICHOACÁN

Se ha confirmado que el estado de Michoacán es privilegiado por su situación geográfica, contando con una vasta cantidad de microclimas que hacen propicio el desarrollo y la aplicación de energías renovables. En el caso particular de las zonas geotérmicas, Michoacán cuenta con varias zonas tanto de alta entalpía, como de media y baja entalpía.

Distintos autores han hecho estudios para determinar el potencial geotérmico con el que cuenta el estado. Por ejemplo Le bert [5] ubica cuatro zonas (sin tomar en cuenta Los Azufres, Michoacán) con un buen potencial geotérmico en Michoacán: Araró (32 MW_e), Ixtlán de los Hervores (15 MW_e), Los Negritos (20 MW_e) y Puruándiro (12 MW_e). Mientras, Iglesias y Torres [31] estimaron, para el Estado, lo mostrado en la Tabla 1.10.

Tabla 1.10. Potencial del estado de Michoacán de acuerdo a Iglesias y Torres [31].

Estado	No. de manifestaciones en el estado	No. manif. Incluido en estimación de reservas	% manif. Incluido en estimación de reservas	No. de localidades incluidas en reservas	Energía térmica (kJ) intervalo 90% confianza	Reservas (kJ) intervalo 90% confianza	Estado	No. de manifestaciones en el estado
Michoacán	71	27	38.0	24	2.29E+16	3.38E+16	5.72E+15	8.45E+15

La mayor parte de los análisis anteriores solo se hizo en zonas con alta entalpía, dejando de lado los yacimientos de media y baja entalpía. Hay pocos trabajos que han evaluado estos recursos. Existen trabajos que no han evaluado, si no en su totalidad los recursos, sí parcialmente. Ejemplo de lo anterior es el trabajo de Viggiano-Guerra [38], quien preparó la Tabla 1.11 a partir de datos de Tello y Quijano [39], Tello y Moreno [40], Izquierdo [41] y Viggiano [42].

Tabla 1.11. Localización de los yacimientos y temperaturas.

Sitio (profundidad)	Temperaturas (°C)	
	(1)	(2)
Pozo EAZ-1 (1 988 m)	224	
Pozo EAZ-2		
(861 m)	148	
(1 703 m)	218	
(1 976 m)	228	
(2 200 m)	252	
Pozo Z-3		
(900 m)	247	
(1 080 m)	233	
Agua del pozo Z-3 (550 m)		135
Fuentes termales de Araró (superficie)		93
Fuentes termales de Las Adjuntas (superficie)		40
Fuentes termales de Atzimba (superficie)		32
Fuentes termales de San Bartolomé Coro (superficie)		32

(1) Temperatura de homogenización.

(2) Temperatura medida.

Siguiendo en la misma línea de trabajo, Viggiano-Guerra [38] preparó la Tabla 1.12 a partir de datos de Rodríguez [43] y Quijano [44]. La Tabla 1.12 contiene datos de las localidades

y las temperaturas registradas, aunque las lecturas son del siglo pasado sirven de parámetro para tener una idea de la temperatura de los yacimientos existentes en el estado.

Tabla 1.12. Mediciones de temperatura en distintas zonas de Michoacán.

Sitio		Fecha	Temperatura medida (°C)
Pozos de los Azufres	AZ-1	Marzo 1982	300
	AZ-2	Marzo 1982	290
	AZ-4	Mayo 1980	300
	AZ-5	Enero 1981	310
	AZ-6	Marzo 1982	257
	AZ-7	Abril 1980	255
	AZ-8	Abril 1980	285
	AZ-13	Marzo 1982	300
	AZ-16D	Marzo 1982	265
	AZ-17	Enero 1981	260
AZ-19	Marzo 1982	310	
Fuentes termales de Las Adjuntas		Abril 1980	39
Fuentes termales de Zimirao		Enero 1981	92
		Marzo 1982	92
Fuentes termales de Atzimba		Abril 1980	31
		Enero 1981	31
Fuentes termales de San Barolomé		Marzo 1981	32

Además, existen estudios, en los cuales, una empresa contrata a la CFE para realizar un estudio mecánico y termal de un yacimiento geotérmico. Tal es el caso del pozo GSE-S01, ubicado en San Nicolás de Zimirao, tenencia perteneciente al municipio de Zinapécuaro, Michoacán, en el que se realizó un estudio por parte de la CFE [45] a la empresa Prados Camelinas. Para esto, la CFE realizó un reporte de los resultados de las evaluaciones térmicas y mecánicas del pozo. En la Figura 1.11, se muestra el estado mecánico del pozo al momento de su perforación. De igual manera, en la Figura 1.12, se muestra la distribución de temperaturas a lo largo del pozo.

A pesar de que la mayoría de los estudios son realizados por la CFE, este tipo de estudios no son publicados. No obstante, con la información recabada que se tiene, se puede concluir que Michoacán cuenta con un buen potencial para explotación de este tipo de recursos. Aunque la mayoría de los yacimientos son de media y baja temperatura, existe ya la tecnología para explotar este tipo de yacimientos, que va desde la producción de energía

eléctrica, hasta la deshidratación de frutas o verduras, o hasta usos para centros de recreación.

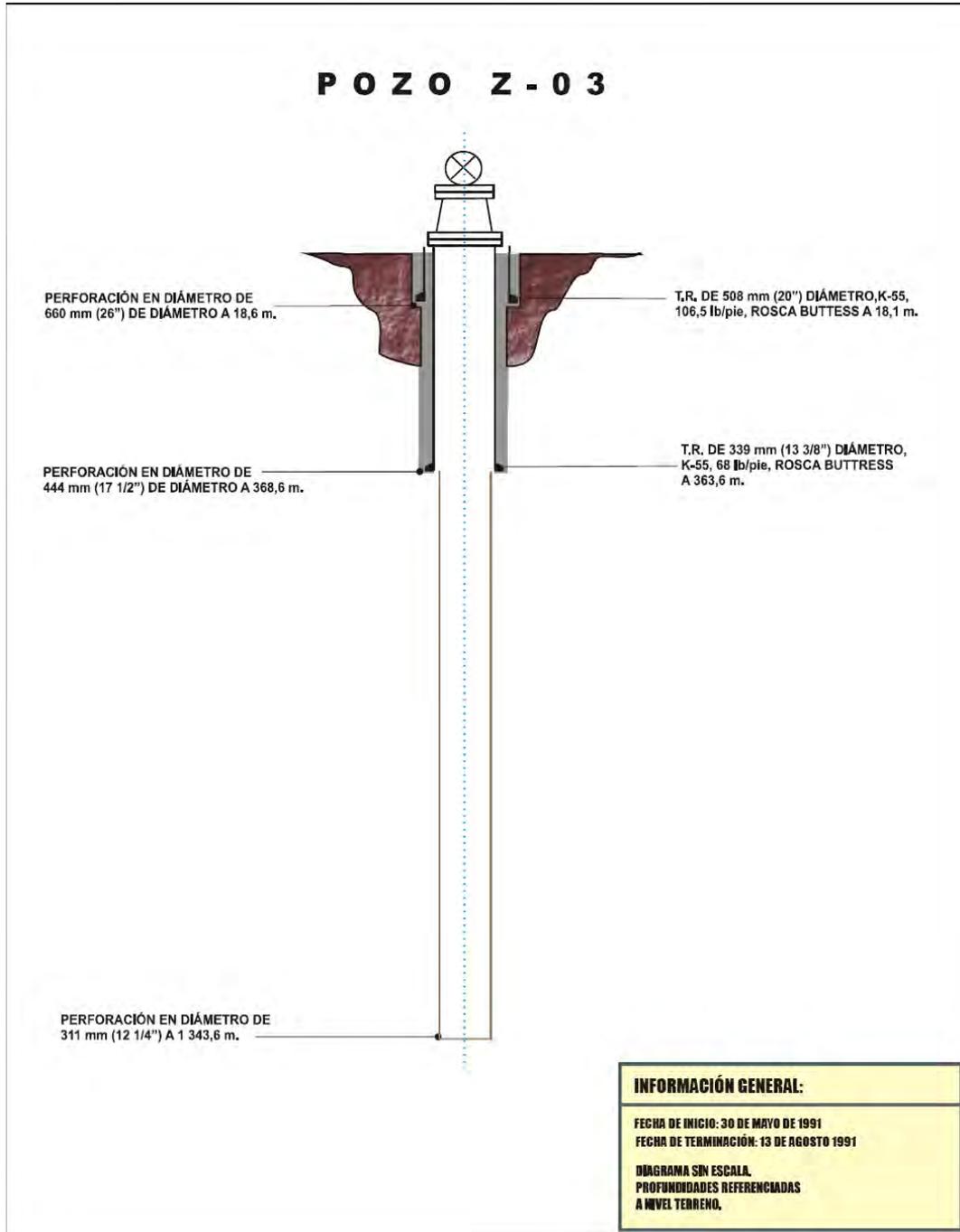


Figura 1.11. Estado mecánico del pozo GSE-S01, al momento de su perforación.

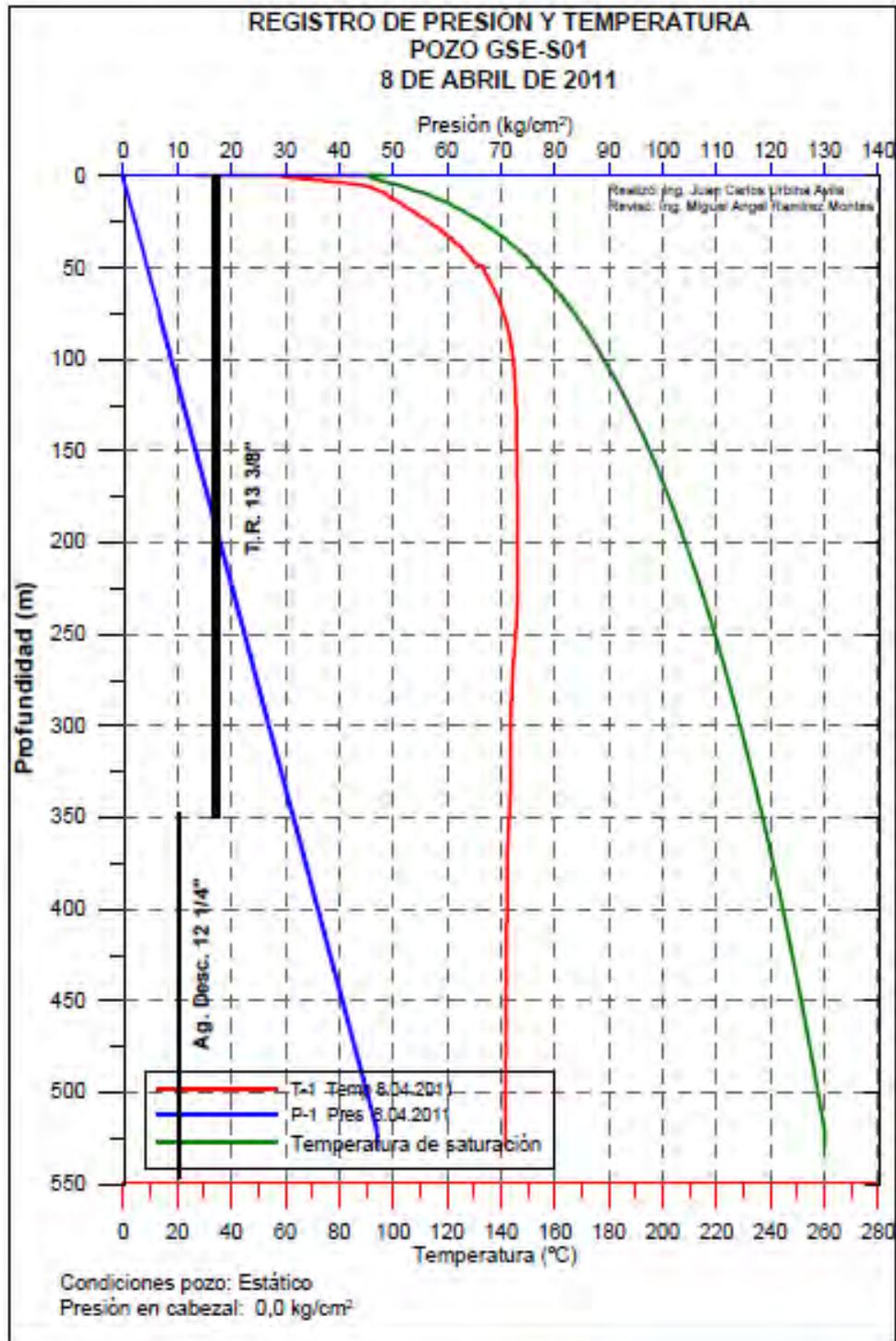


Figura 1.12. Perfil de temperatura, presión y temperatura de saturación calculada del pozo GSE-S01.

CAPÍTULO II.

INTERCAMBIADORES DE CALOR PARA LA EXPLOTACIÓN DE RECURSOS GEOTÉRMICOS

2.1 INTERCAMBIADORES DE CALOR DE USO CONVENCIONAL

Los intercambiadores de calor son dispositivos que proveen un flujo de energía térmica entre dos o más fluidos a diferentes temperaturas. Los intercambiadores de calor son utilizados en una gran variedad de aplicaciones; esto incluye la producción de energía eléctrica, procesos tanto químicos como de la industria alimenticia, electrónicos, ambientales, de la industria manufacturera, así como también acondicionamientos de espacios, entre otras muchas aplicaciones.

2.1.1 CLASIFICACIÓN DE LOS INTERCAMBIADORES DE CALOR

Los intercambiadores de calor pueden ser clasificados de acuerdo con el siguiente criterio general, el cual fue propuesto por Hewitt [46]:

1. Recuperadores/Regeneradores.
2. Procesos de transferencia: contacto directo e indirecto.
3. La geometría de la construcción: tubos, placas y superficies.
4. Los mecanismos de transferencia de calor: de fase única y dos fases.
5. Arreglos de flujo: paralelo, opuestos y cruzados.

En la Figura 2.1 se muestra una clasificación de acuerdo al criterio propuesto por Hewitt [46].

2.1.1.1 RECUPERADORES Y REGENERADORES

El intercambiador de calor convencional que transfiere calor entre dos fluidos, mostrado en la Figura 2.1a, es llamado Recuperador, porque la corriente caliente A recobra parte del calor de la corriente B. La transferencia de calor ocurre a través de una pared, o a través de la interfase entre las corrientes [47].

En los intercambiadores de calor de tipo regenerativo o de almacenamiento, el mismo canal de flujo es alternativamente ocupado por uno de los dos fluidos. El fluido caliente almacena la energía térmica en la matriz; mientras, el fluido frío fluirá a través del mismo pasaje en un tiempo posterior: de este modo, la energía almacenada será extraída de la matriz. Por lo tanto, la energía térmica no es transferida a través de la pared, como es el caso de los intercambiadores de calor de tipo directo [47]. Este principio cíclico es mostrado en la Figura 2.1b.

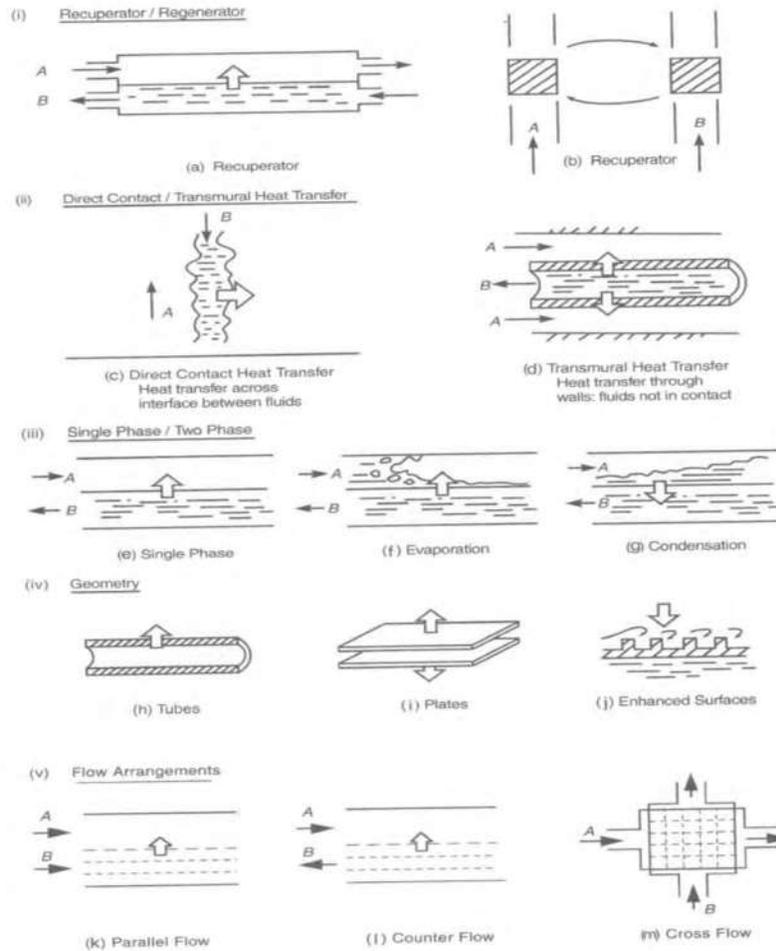


Figura 2.1. Criterio utilizado para los intercambiadores de calor.

2.1.1.2 PROCESOS DE TRANSFERENCIA

De acuerdo a los procesos de transferencia de calor, los intercambiadores de calor pueden ser clasificados como del tipo de contacto directo e indirecto. En los intercambiadores de calor de contacto directo, el calor es transferido entre el fluido caliente y frío a través del contacto directo entre estos dos fluidos. No hay pared entre la corriente caliente y fría, y la transferencia de calor ocurre por la interface entre las dos corrientes, como se muestra en la Figura 2.1c. En los intercambiadores de calor de tipo de contacto indirecto, las corrientes son dos líquidos inmiscibles como un par gas-líquido o una combinación sólida de partícula-fluido [48].

En un intercambiador de calor de contacto indirecto, la energía térmica es intercambiada entre los fluidos caliente y frío a través de una superficie de transferencia de calor, es decir, una pared que separa los fluidos. Los fluidos frío y caliente fluyen simultáneamente,

mientras que la energía térmica es transferida por una pared de separación, como se ilustra en la Figura 2.1d. Los fluidos no se mezclan.

Los intercambiadores de calor de contacto indirecto y directo también son llamados recuperadores.

2.1.1.3 LA GEOMETRÍA DE LA CONSTRUCCIÓN

Los intercambiadores de calor del tipo de transferencia directa son comúnmente descritos en términos de sus características de construcción. Los de mayor construcción son los tipos tubulares, de placa y de superficie extendida [49].

2.1.1.3.1 INTERCAMBIADORES DE CALOR TUBULARES

Los intercambiadores de calor tubulares son contruidos de tubos circulares: un fluido fluye dentro de los tubos y el otro fluye en la superficie exterior de los tubos. El diámetro del tubo, el número de tubos, la longitud del tubo y el arreglo de los tubos puede ser cambiado. Por lo tanto, hay una considerable flexión en sus diseños. Los intercambiadores de calor tubulares pueden ser, además, clasificados de la siguiente manera [50]:

1. Intercambiadores de calor de tubo doble.
2. Intercambiadores de calor de coraza y tubo.
3. Intercambiadores de calor tipo espiral.

2.1.1.4 MECANISMOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR

Los equipos de transferencia de calor pueden ser además clasificados de acuerdo al mecanismo de transferencia de calor [51]:

- 1.-Convección de fase única en ambos lados.
- 2.-Convección de fase única en un lado, convección de dos fases en el otro lado.
- 3.-Convección de dos fases en ambos lados.

Los principios de este tipo de intercambiadores de calor son ilustrados en las Figuras 2.1e, 2.1f y 2.1g. Las Figuras 2.1f y 2.1g ilustran dos posibles modos de intercambiadores de calor con flujo de dos fases. En la Figura 2.1f, el fluido A está siendo evaporado mediante el calor proveniente del fluido B y en la Figura 2.1g, el fluido A está siendo condensado dando calor al fluido B. En los intercambiadores de calor como los economizadores y los calentadores de aire en calderas, interenfriadores de los compresores, radiadores para el

automóvil, regeneradores, enfriadores de aceite, etc., la convección de fase única ocurre en ambos lados. Los condensadores, calderas, generadores de vapor utilizados en plantas de potencia o reactores, evaporadores y radiadores utilizados en acondicionamiento de aire, así como el calentamiento de espacios incluyen los mecanismos de condensación, evaporación y radiación en una de las superficies del intercambiador de calor. La transferencia de calor en dos fases puede además ocurrir en cada lado del intercambiador de calor como condensación en un lado y evaporación en el otro lado.

2.1.1.5 ARREGLOS DE FLUJOS

Los intercambiadores de calor pueden también ser clasificados de acuerdo al trayecto del flujo a través del intercambiador de calor. Las tres configuraciones básicas de flujo son:

- 1.- Flujo paralelo.
- 2.- Contraflujo.
- 3.- Flujo cruzado.

En los intercambiadores de calor de flujo paralelo, las dos corrientes de fluido entran juntas en un extremo y fluyen en la misma dirección y abandonan el intercambiador de calor juntas en el otro extremo (Figura 2.2a). En los intercambiadores de calor a contraflujo, dos corrientes fluyen en direcciones opuestas (Figura 2.2b). En un intercambiador de calor de flujo cruzado único, un fluido fluye a través de la superficie de transferencia de calor en forma perpendicular a la dirección del otro flujo. Los arreglos de flujo cruzado con ambos fluidos no mezclados o un fluido mezclado y el otro no mezclado son ilustrados en las Figuras 2.2c y 2.2d. Las configuraciones de flujo cruzado multipasos pueden ser organizadas realizando arreglos básicos en serie.

Los arreglos de flujo de multipasos son frecuentemente utilizados en diseños de intercambiadores de calor, especialmente en los intercambiadores de calor de tubo y coraza con mamparas. La principal diferencia entre los arreglos de flujo descansa en la distribución de temperatura a lo largo de la longitud del intercambiador de calor y la suma relativa de la transferencia de calor bajo temperaturas particulares para superficies específicas del intercambiador de calor.

En el arreglo de flujo cruzado, el flujo puede ser llamado mezclado o no mezclado, dependiendo del diseño. La Figura 2.2c muestra un arreglo en el cual ambos fluidos caliente y frío, fluyen a través de los canales de flujo individual sin mezclarse entre los canales adyacentes. En este caso, se dice que cada corriente no es mezclada.

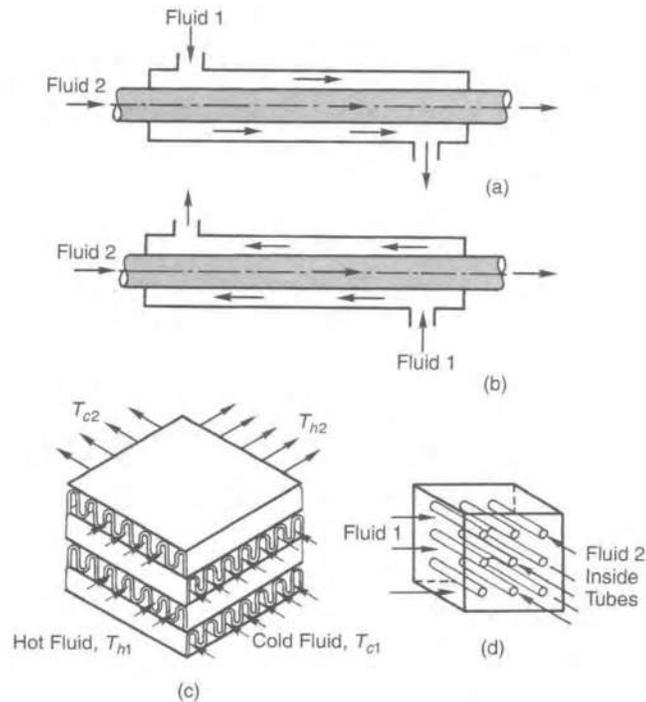


Figura 2.2. Clasificación de los intercambiadores de calor de acuerdo al arreglo de su flujo: (a) Flujo paralelo; (b) Contraflujo; (c) Flujo cruzado sin mezclarse; (d) Flujo cruzado, fluido 1 mezclado, fluido 2 sin mezclarse.

En los arreglos de flujo mostrados en la Figura 2.2d, el fluido dos fluye dentro de los tubos y, por lo tanto, no es libre de moverse en la dirección transversal; en otras palabras, el fluido dos se considera que no está mezclado, mientras que el fluido uno es libre de moverse en la dirección transversal y de mezclarse. Consecuentemente, este intercambiador de calor es llamado flujo cruzado no mezclado. Para intercambiadores de calor de área extendida, es también posible tener arreglos básicos de flujo cruzado en series para formar arreglos multipasos, como el de contraflujo cruzado y el del flujo paralelo cruzado [52]. Esto usualmente ayuda a incrementar el rendimiento general del intercambiador de calor.

2.1.2. MÉTODOS CONVENCIONALES DE DISEÑO DE INTERCAMBIADORES DE CALOR

En el diseño de intercambiadores de calor, se debe de tomar en cuenta varios factores: el diseño mecánico, el diseño térmico, así como también el método de construcción [53].

En la Figura 2.3, se muestra un volumen de control de un intercambiador de calor a contraflujo, en el cual fluye una corriente fría y otra caliente, separadas por un medio. Las suposiciones consideradas para el análisis del volumen de control, son: sistema abierto, estado estable, sistema adiabático, tiene condiciones de flujo estable y con cambios

despreciables tanto de energía cinética como potencial. Asumiendo las suposiciones anteriores y haciendo uso de la primera ley de la termodinámica, se obtiene el cambio de entalpía de una de las corrientes del fluido [54]

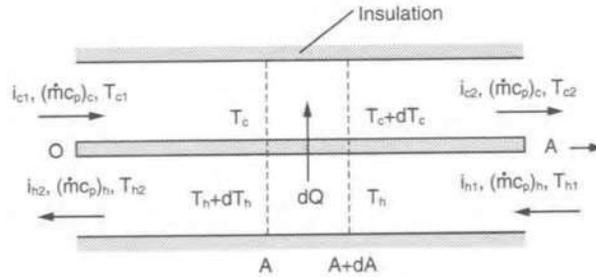


Figura 2.3. Volumen de control de un intercambiador de calor.

$$\delta Q = \dot{m}dh \quad (2.1)$$

Integrando la ecuación (2.1), se obtiene

$$Q = \dot{m}(h_2 - h_1) \quad (2.2)$$

Además, si se considera que la transferencia de calor entre el ambiente y el intercambiador es nula (proceso adiabático), la integración de la ecuación (2.1), tanto para el fluido frío como caliente, dará

$$Q = \dot{m}_h(h_{h1} - h_{h2}) \quad (2.3)$$

Y

$$Q = \dot{m}_c(h_{c2} - h_{c1}) \quad (2.4)$$

Si el fluido no tiene cambio de fase y cuenta con un calor específico constante con $dh = c_p dT$, por lo tanto las ecuaciones (2.3) y (2.4) se pueden escribir como

$$Q = (\dot{m}c_p)_h (T_{h1} - T_{h2}) \quad (2.5)$$

Y

$$Q = (\dot{m}c_p)_c (T_{c2} - T_{c1}) \quad (2.6)$$

En la Figura 2.4 se observa cómo a través de la longitud del intercambiador de calor varía la diferencia de temperatura ($\Delta T = T_h - T_c$) entre los fluidos frío y caliente. Debido a lo anterior, en los análisis de transferencia de calor de los intercambiadores de calor, es apropiado establecer un valor promedio de la diferencia de temperaturas entre los fluidos

frio y caliente, de tal manera que la transferencia de calor Q entre los fluidos frío y caliente pueda ser determinada por la siguiente ecuación:

$$Q = UA\Delta T_m \quad (2.7)$$

Donde A es la área de transferencia de calor tanto del lado frío como caliente y U es el coeficiente global de transferencia de calor basado en la área A . ΔT_m es una función de T_{h1} , T_{h2} , T_{c1} y T_{c2} . Por lo tanto, una forma específica para ΔT_m debe ser obtenida.

Las ecuaciones (2.5), (2.6) y (2.7) son las ecuaciones básicas para el análisis térmico de un intercambiador de calor operando en estado estable y sirven de base para los métodos actuales que se utilizan para el diseño de intercambiadores de calor junto con relaciones empíricas y resultados de laboratorio [55]. Actualmente, se encuentran distintos métodos para el diseño de intercambiadores de calor, entre ellos: el método DMLT, ε -NTU, P-NTU, entre otros.

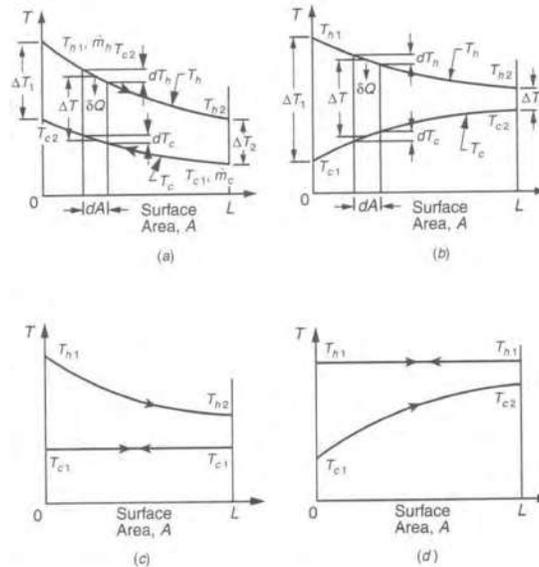


Figura 2.4. Variación de la temperatura del fluido en intercambiadores de calor: (a) contraflujo, (b) flujo paralelo, (c) fluido frío evaporando a temperatura constante, (d) fluido caliente condensando a temperatura constante.

2.1.2.1. MÉTODO DE LA DIFERENCIA MEDIA LOGARÍTMICA DE TEMPERATURAS (DMLT)

En los análisis térmicos de los intercambiadores de calor, la tasa de transferencia de calor total Q es la variable principal de interés [56]. Para el análisis, se considera el intercambiador de calor a contraflujo o el de flujo paralelo. La forma de ΔT_m en la

ecuación (2.7) puede ser determinada aplicando un balance de energía tanto en el diferencial de temperatura dA en el fluido caliente y frío. La temperatura del fluido caliente tendrá una caída de temperatura de dT_h . La temperatura del fluido frío también tendrá una caída de temperatura dT_c sobre el elemento dA para el intercambiador de calor a contraflujo, pero decrecerá dT_c para el intercambiador de calor paralelo si la dirección del fluido caliente se toma como positiva. Por lo tanto, a partir de la ecuación (2.1) para un proceso adiabático, estado estable y flujo estable, el balance de energía resulta en

$$\delta Q = -(\dot{m}c_p)_h dT_h = \pm(\dot{m}c_p)_c dT_c \quad (2.8)$$

O

$$\delta Q = -C_h dT_h = \pm C_c dT_c \quad (2.9)$$

Los signos + y - corresponden al flujo párelo y contraflujo, respectivamente. La tasa de transferencia de calor δQ desde el fluido caliente al frío a través de la área de transferencia de calor dA también puede ser expresado como

$$\delta Q = U(T_h - T_c)dA \quad (2.10)$$

A partir de la ecuación (2.9) para contraflujo, se obtiene

$$d(T_h - T_c) = dT_h - dT_c = \delta Q \left(\frac{1}{C_c} - \frac{1}{C_h} \right) \quad (2.11)$$

Sustituyendo el valor δQ de la ecuación (2.10) en la ecuación (2.11), se obtiene

$$\frac{d(T_h - T_c)}{(T_h - T_c)} = U \left(\frac{1}{C_c} - \frac{1}{C_h} \right) dA \quad (2.12)$$

La cual se integra considerando constantes los valores de U , C_h y C_c sobre toda la longitud del intercambiador de calor, lo cual resulta en

$$\ln \frac{T_{h2} - T_{c1}}{T_{h1} - T_{c2}} = UA \left(\frac{1}{C_c} - \frac{1}{C_h} \right) \quad (2.13)$$

O

$$T_{h2} - T_{c1} = (T_{h1} - T_{c2}) \exp \left[UA \left(\frac{1}{C_c} - \frac{1}{C_h} \right) \right] \quad (2.14)$$

Además, para el intercambiador de calor de flujo paralelo, la ecuación (2.14) se transforma en

$$T_{h2} - T_{c2} = (T_{h1} - T_{c1}) \exp\left[-UA \left(\frac{1}{C_c} + \frac{1}{C_h}\right)\right] \quad (2.15)$$

Las ecuaciones (2.12) y (2.15) demuestran que la diferencia de temperaturas a lo largo del intercambiador es una función exponencial de A. Por lo tanto, en un intercambiador de calor a contraflujo, la diferencia de temperaturas ($T_h - T_c$) se incrementa en la dirección del flujo caliente, si $C_h > C_c$ (Figura 2.6a). Se puede demostrar que ambas curvas de temperatura son cóncavas. Si la longitud del intercambiador de calor es infinita ($A=\infty$), la temperatura saliente del fluido caliente se vuelve igual a la temperatura de entrada del fluido frío (Figura 2.6b) [57]. Substituyendo C_c y C_h en la ecuación (2.13) y resolviendo para Q, se obtiene

$$Q = UA \frac{(T_{h1} - T_{c2}) - (T_{h2} - T_{c1})}{\ln\left(\frac{T_{h1} - T_{c2}}{T_{h2} - T_{c1}}\right)} \quad (2.16)$$

O

$$Q = UA \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} \quad (2.17)$$

Comparando la ecuación anterior con la ecuación (2.7) se encuentra que la diferencia media de temperatura entre el fluido frío y caliente en toda la longitud del intercambiador de calor está dada por

$$\Delta T_{int} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} \quad (2.18)$$

La cual es la diferencia media logarítmica de temperaturas (DMLT). En consecuencia, se puede escribir la transferencia de calor entre el fluido caliente y frío en un arreglo a contraflujo, como

$$Q = AU \Delta T_{int} \quad (2.19)$$

Para el caso del contraflujo cuando $(\dot{m}c_p)_h = (\dot{m}c_p)_c$, la cantidad ΔT_{int} es indeterminada, por que

$$(T_{h1} - T_{h2}) = (T_{c2} - T_{c1}) \text{ y } \Delta T_1 = \Delta T_2 \quad (2.20)$$

Para este caso, se utiliza la regla de L'Hospital, con lo cual $\Delta T_{int} = \Delta T_1 = \Delta T_2$ y por lo tanto

$$Q = UA(T_h - T_c) \quad \text{con} \quad (T_h - T_c) = \Delta T_1 = \Delta T_2 \quad (2.21)$$

Realizando un análisis similar a partir de la ecuación (2.8) para un arreglo de flujo paralelo, se puede mostrar que la ecuación (2.18) también es aplicable. Sin embargo, para el flujo paralelo en el intercambiador de calor, la diferencia de temperaturas en el extremo se debe definir como $\Delta T_1 = (T_{h1} - T_{c1})$ y $\Delta T_2 = (T_{h2} - T_{c2})$ [58]. Por otra parte, la transferencia de calor total entre los fluidos caliente y frío para los arreglos de un solo paso mostrados en la Figura 2.3, se determina a partir de la ecuación (2.19).

2.1.2.2. MÉTODO E-NTU

Cuando las temperaturas de las corrientes de entrada y salida no son conocidas, un método a prueba y error puede ser aplicado para utilizar el método de la diferencia media logarítmica para el análisis térmico de los intercambiadores de calor [59]. El valor convergido de DMLT cumplirá el requerimiento de que el calor transferido en el intercambiador de calor debe ser igual al calor transferido al fluido. En estos casos, para evitar el método de prueba y error, se utiliza el método del número de transferencia de unidades basado en el concepto de la efectividad del intercambiador de calor. Este método está basado en el hecho de que la diferencia de temperaturas en la entrada y salida del intercambiador de calor son funciones de UA/C_c y C_c/C_h [60].

Las ecuaciones para la transferencia de calor en los intercambiadores de calor, tales como (2.5), (2.6) y (2.13), pueden ser escritas de manera adimensional, resultando en los siguientes grupos adimensionales:

1. Capacidad térmica

$$C^* = \frac{C_{\min}}{C_{\max}} \quad (2.22)$$

2. Efectividad de la transferencia de calor:

$$\varepsilon = \frac{Q}{Q_{\max}} \quad (2.23)$$

La cuál es la razón de la actual transferencia de calor en un intercambiador de calor y el límite máximo posible de transferencia de calor en un área finita.

La transferencia de calor actual es obtenida por la energía desprendida del fluido caliente o por la energía recibida del fluido frío, a partir de las ecuaciones (2.5) y (2.6)

$$Q = (\dot{m}c_p)_h (T_{h1} - T_{h2}) = (\dot{m}c_p)_c (T_{c2} - T_{c1}) \quad (2.24)$$

$$\text{Si } C_h > C_c, \quad \text{entonces} \quad (T_{h1} - T_{h2}) < (T_{c2} - T_{c1}) \quad (2.25)$$

$$\text{Si } C_h < C_c, \text{ entonces } (T_{h1} - T_{h2}) > (T_{c2} - T_{c1}) \quad (2.26)$$

El fluido que puede tener la diferencia máxima de temperatura es el fluido con la menor capacidad térmica C_{\min} . Por lo tanto, la máxima transferencia de calor puede ser expresada como

$$Q_{\max} = (\dot{m}c_p)_c (T_{h1} - T_{c1}) \text{ si } C_c < C_h \quad (2.27)$$

O

$$Q_{\max} = (\dot{m}c_p)_h (T_{h1} - T_{c1}) \text{ si } C_h < C_c \quad (2.28)$$

La cual puede ser obtenida con un intercambiador de calor a contraflujo, si un área infinita estuviera disponible para la transferencia de calor (Figura 2.6). La efectividad del intercambiador de calor ε , puede ser escrita como [61]

$$\varepsilon = \frac{C_h(T_{h1} - T_{h2})}{C_{\min}(T_{h1} - T_{c1})} = \frac{C_c(T_{c2} - T_{c1})}{C_{\max}(T_{h1} - T_{c1})} \quad (2.29)$$

La primera definición es para $C_h = C_{\min}$ y la segunda es para $C_c = C_{\min}$. La ecuación (2.29) es válida para todos los arreglos del intercambiador de calor. El rango de valores de ε es de cero a uno. Para una ε y Q_{\max} dada, la transferencia de calor actual de la ecuación (2.23) es

$$Q = \varepsilon(\dot{m}c_p)_{\min}(T_{h1} - T_{c1}) \quad (2.30)$$

Si la efectividad ε del intercambiador de calor es conocida, entonces la ecuación (2.30) provee una expresión explícita para la determinación de Q .

3. Número de unidades de transferencia

$$NTU = \frac{AU}{C_{\min}} = \frac{1}{C_{\min}} \int_A U dA \quad (2.31)$$

Si U no es una constante, la definición del segundo miembro de la igualdad se aplica. La cantidad NTU designa el tamaño de la transferencia de calor de manera adimensional del intercambiador de calor [62].

Se considera un intercambiador de calor de un solo paso, asumiendo que $C_c > C_h$, así de esa manera $C_h = C_{\min}$ y $C_c = C_{\max}$. Con la ecuación (2.31), la ecuación (2.13) se puede escribir como

$$T_{h2} - T_{c1} = (T_{h1} - T_{c2}) \exp\left[-NTU \left(\pm 1 - \frac{C_{\min}}{C_{\max}}\right)\right] \quad (2.32)$$

Donde + es para el contraflujo y – para el flujo paralelo. Con las ecuaciones (2.5), (2.6) y (2.29), T_{h2} y T_{c2} de la ecuación (2.32) pueden ser eliminadas y la siguiente expresión es obtenida para el contraflujo

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NTU(1 - \frac{C_{min}}{C_{max}})]}{1 - (\frac{C_{min}}{C_{max}})\exp[-NTU(1 - \frac{C_{min}}{C_{max}})]} \quad (2.32)$$

Si $C_c < C_h$ ($C_c = C_{min}$, $C_h = C_{max}$), el resultado siempre será el mismo.

Para el caso de flujo paralelo, un análisis similar puede ser aplicado para obtener la siguiente expresión:

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NTU(1 + \frac{C_{min}}{C_{max}})]}{1 + (\frac{C_{min}}{C_{max}})} \quad (2.33)$$

Dos casos límite son de interés: C_{min}/C_{max} igual a uno y cero. Para $C_{min}/C_{max}=1$, la ecuación (2.33) se vuelve indeterminada, pero aplicando la regla de L'Hospital a la ecuación (2.33), el siguiente resultado es obtenido para el contraflujo [63]:

$$\varepsilon = \frac{NTU}{1+NTU} \quad (2.34)$$

Para el flujo paralelo, la ecuación (2.33) da

$$\varepsilon = \frac{1}{2}(1 - e^{-2NTU}) \quad (2.35)$$

Para $C_{min}/C_{max}=0$, tanto para calentadores y condensadores de flujo paralelo o contraflujo, las ecuaciones (2.32) y (2.33) dan

$$\varepsilon = 1 - e^{-NTU} \quad (2.36)$$

Expresiones similares se han desarrollado para intercambiadores de calor teniendo otros arreglos de flujos, tales como flujo cruzado, multipasos, etc.

2.2. INTERCAMBIADORES DE CALOR PARA BOMBAS DE CALOR GEOTÉRMICAS.

2.2.1. CONCEPTO DE LA BOMBA DE CALOR GEOTÉRMICA.

Las bombas de calor que trabajan con la energía del suelo, se suelen llamar GSHP por sus siglas en inglés (Ground Source Heat Pump) [64]. Este tipo de bombas de calor es autosustentable, porque toma ventaja de la temperatura ligeramente constante de la tierra

para proveer calentamiento, enfriamiento y agua doméstica caliente de manera más barata y eficiente que cualquier otro tipo de sistema convencional para el acondicionamiento de espacios. Estos sistemas se dividen en dos categorías generales: el sistema de lazo cerrado y abierto [65]. Los sistemas de lazo cerrado utilizan un fluido secundario (agua o una solución de anticongelante con base de agua) que circula a través una tubería aislada que se encuentra enterrada en el suelo, para transferir calor hacia el suelo o viceversa. Este tipo de sistemas se pueden utilizar en casi cualquier lugar y la configuración de los sistemas de lazo cerrado dependen principalmente tanto del espacio como del costo de instalación. La Figura 2.5 muestra un sistema de lazo cerrado con orientación vertical. Este tipo de configuraciones son utilizadas en situaciones donde el área disponible es pequeña, además, de que este tipo de configuración es la más común en sitios urbanos. La Figura 2.6 ilustra un sistema de lazo cerrado horizontal. Este tipo de configuración es utilizada en espacios donde se cuenta con el área suficiente junto con que las condiciones para la excavación de zanjas sea el más óptimo. En la Figura 2.7 se muestra la configuración del sistema de lazo cerrado, utilizando un estanque de volumen y profundidad considerable.

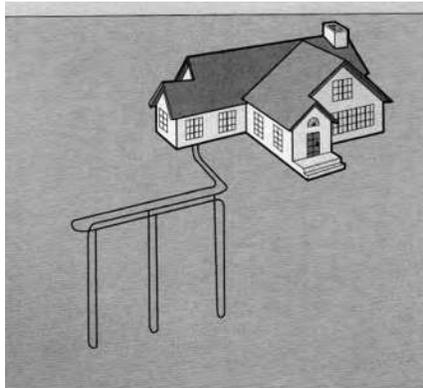


Figura 2.5. Sistema GSHP de lazo cerrado, orientación vertical.

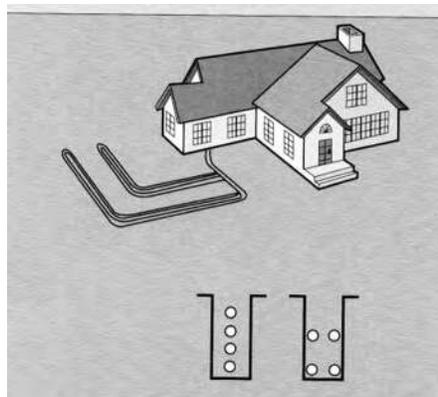


Figura 2.6. Sistema GSHP de lazo cerrado, orientación horizontal.

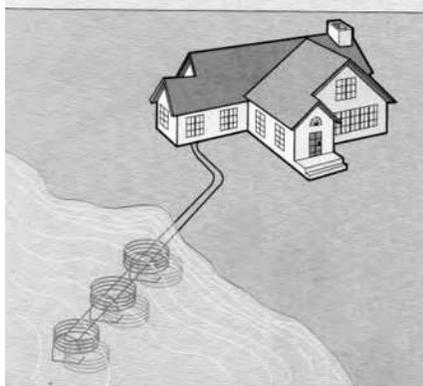


Figura 2.7. Sistema GSHP de lazo cerrado en estanque.

Durante la temporada de verano, el sistema GSHP agua-aire funciona como un aire acondicionado, extrayendo calor del interior de un inmueble y transfiriéndolo hacia el fluido que está circulando a través del enfriador que se encuentra en la tierra, donde es desechado. (Un refrigerador funciona con el mismo principio, removiendo calor del interior del refrigerador y desechándolo al espacio de la cocina) [66]. Un beneficio extra que se obtiene de este tipo de sistemas, es que el calor removido del inmueble puede ser utilizado para calentar agua para uso doméstico, de esta manera minimizando más los costos.

Durante la temporada de invierno, el sistema GSHP utiliza el fluido circulante para absorber calor del suelo, donde es transmitido a un sistema de entrega basado en aire o agua. Además, este sistema también puede calentar agua para uso doméstico inclusive en invierno, minimizando de esta manera los costos, inclusive más que un calentador de agua convencional [67].

En general, las bombas de calor utilizadas para el calentamiento de espacios o agua, se encargan de mover eficientemente calor desde un depósito de baja temperatura hacia una carga elevada de temperatura, usando los principios de la refrigeración como los muestra la Figura 2.8 para un sistema GSHP [68].

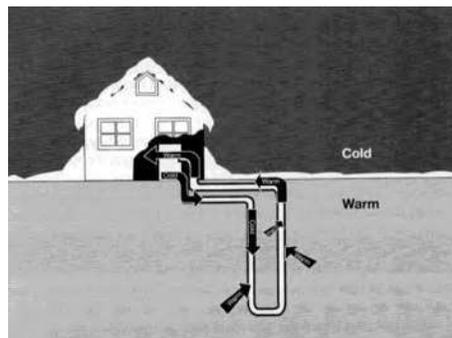


Figura 2.8. Funcionamiento conceptual del sistema GSHP para calentamiento.

Este proceso es revertido para el enfriamiento de espacios, removiendo calor desde una carga de temperatura inferior (aire o agua) y descargando el calor a un depósito de alta temperatura (aire, agua o la tierra), como se ilustra en la Figura 2.9 para un sistema GSHP.

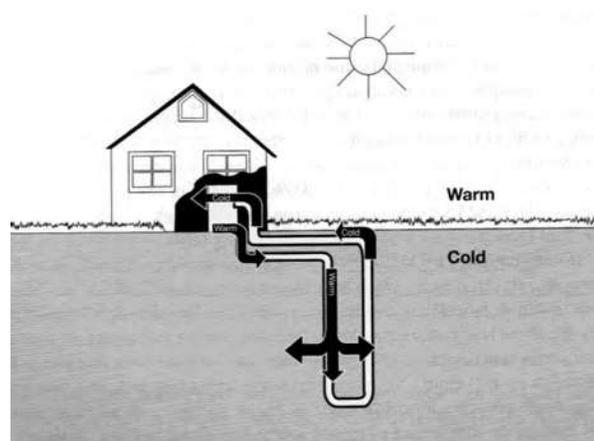


Figura 2.9. Funcionamiento conceptual del sistema GSHP para enfriamiento.

La eficiencia de una bomba de calor está altamente relacionada con la diferencia de temperaturas que existe entre la fuente y el sumidero de calor; de esta manera, mientras más cercanas se encuentren estas temperaturas, la bomba de calor tendrá una mayor eficiencia. Para el calentamiento, se comprende que a temperaturas mayores en la fuente (aire, agua o tierra) y menores temperaturas en la carga (agua o aire caliente) se obtendrán mayores eficiencias. Para el enfriamiento se sigue que para temperaturas altas en la carga (aire o agua fría) y temperaturas bajas en el sumidero (aire, agua o tierra) se obtendrá una mayor eficiencia [69].

El acondicionamiento de espacios, tanto para calentar como para enfriar un espacio, entrega temperaturas que varían poco sobre las temperaturas cuando son estaciones de frío o calor, pero las temperaturas tanto de la fuente, como del sumidero, estarán en función del tipo de bomba de calor utilizada.

Para las bombas de calor que utilizan aire como fuente, las temperaturas del aire pueden ser pequeñas durante casi toda la temporada de calor, resultando esto en una baja eficiencia en el modo de calentamiento. Para las bombas de calor de tierra, la temperatura del agua no será tan baja (dependiendo de la configuración del circuito enterrado) y las eficiencias de operación serán mucho más altas [70].

Para las bombas de calor que utilizan aire como fuente, las temperaturas del aire pueden ser altas durante casi toda la temporada de frío, resultando esto en una baja eficiencia en el modo de enfriamiento. Para las bombas de calor de tierra, la temperatura del agua no será

tan alta (dependiendo de la configuración del circuito enterrado) y las eficiencias de operación serán mucho más altas.

En la Figura 2.10, se muestra una gráfica donde se compara el costo de operación de varios sistemas de calentamiento y enfriamiento. Se observa que el sistemas GSHP es mucho más eficiente que los sistemas convencionales que utilizan gas y ofrece mayores ventajas sobre las bombas de calor que utilizan aire tanto para el calentamiento como para el enfriamiento, o los aires acondicionados en modo de enfriamiento. La ventaja sobre las bombas de calor de aire y de los aires acondicionados, radica en que la temperatura del aire varía a lo largo del año, así como a lo largo del día; mientras tanto en la tierra, la temperatura se mantiene prácticamente constante, independientemente de la ubicación que tenga, estación del año u hora del día. Una bomba de calor de aire debe extraer calor del aire ambiente, que puede encontrarse frío durante el invierno y debe rechazar calor al aire del ambiente, que puede estar muy caliente durante el verano [71].

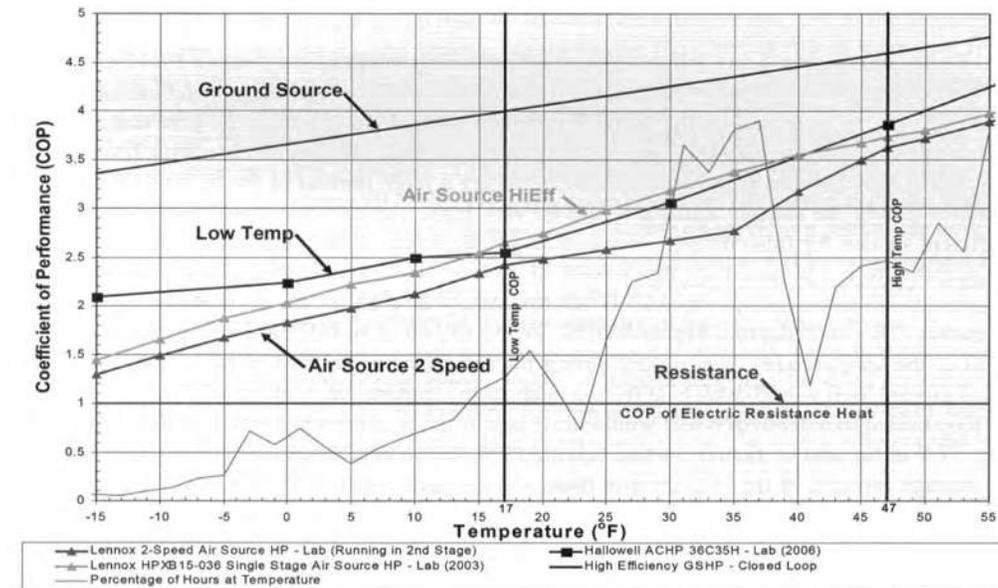


Figura 2.10. Comparación de la eficiencia de distintas bombas de calor.

2.3. INTERCAMBIADORES DE CALOR GEOTÉRMICOS PARA SU UTILIZACIÓN EN LA PRODUCCIÓN DE ENERGÍA ELÉCTRICA.

Los intercambiadores de calor utilizados para la producción de energía eléctrica a partir de un recurso geotérmico, son poco comunes. La escasez de este tipo de intercambiadores se debe a que antes no existía tecnología disponible para explotar este tipo de recursos. Actualmente, se cuenta con la tecnología disponible para producir energía eléctrica con yacimientos tanto de media como de baja entalpía. Se han desarrollado ciclos de potencia

que trabajan con temperaturas a partir de 70 °C, tal es el caso del Ciclo Orgánico de Rankine u OCR por sus siglas en inglés. El proceso del Ciclo Orgánico de Rankine es similar al ciclo básico de Rankine, pero en vez de agua utiliza un aceite orgánico o fluido orgánico en una caldera de baja temperatura como fluido intermedio. La temperatura de operación está entre 70 °C y 300 °C [21]. Debido a las propiedades físicas del fluido orgánico, la expansión del vapor saturado no conduce a la zona de vapor húmedo, sino que queda en la zona de vapor sobrecalentado.

Actualmente, el único intercambiador de calor geotérmico para propósitos de generación de energía eléctrica se encuentra instalado en Hawái, donde Morita [72] instaló el primer intercambiador de calor concéntrico para el aprovechamiento de la energía geotérmica y para la producción de energía eléctrica, pero sin realizar un diseño térmico para dicho propósito. El intercambiador de calor tuvo una longitud de 876.5 m y fue introducido en un pozo con una profundidad de 1962 m, pero se selló el pozo a una profundidad de 879.6 m. Con un flujo de inyección de 80 l/min, la mayor temperatura del agua a la salida fue de 98 °C y se obtuvo una extracción de calor bruto de 540 kW_t y un neto de 370 kW_t.

2.4. ESTUDIOS PREVIOS DE INTERCAMBIADORES DE CALOR GEOTÉRMICOS

Este tipo de tecnología tiene su principal desarrollo en Europa y Estados Unidos. El país líder es Islandia debido a que, por su situación geológica, ha tenido que desarrollar todo tipo de tecnología involucrada con la geotérmica para su utilización en todos los ámbitos de la vida de aquel país, desde la calefacción de las viviendas y edificios, hasta la generación de energía eléctrica.

Allis [73] en trabajo de laboratorio encontró que, si un tubo promotor junto con un intercambiador de calor en forma de U es introducido dentro de un pozo geotérmico, ocurrirá convección natural y el agua caliente subirá a la superficie del pozo, logrando de esta manera una temperatura uniforme a lo largo del pozo.

Smith [74] hizo un estudio para evaluar los problemas de la extracción y el uso del calor geotérmico que, sobre todo, radican en la ingeniería y economía, y, al igual, se puede esperar que varíen con la geología local y la cantidad de energía térmica que haya en la zona. Diseñó el primer sistema experimental para investigar estos problemas en un medio ambiente geológico común de roca cristalina subyacente de la meseta Jemez, al norte de Nuevo México. El sistema se compone principalmente de dos pozos conectados a una profundidad de unos 2,7 km por un sistema de fracturas hidráulicas producidas en roca granítica, a una temperatura de aproximadamente 185°C. El agua fría se inyecta en un orificio en el cual se calienta a medida que fluye en las fracturas y se recupera a través el

segundo hoyo como agua sobrecalentada a presión. Demostró, por medio de este prototipo, la viabilidad técnica de extracción de energía a una velocidad y temperatura útiles.

Mei [75] instaló un intercambiador de calor de PVC con una longitud 47.7 m, el cual instrumentó para medir la transferencia de calor y, además, relleno el pozo con arena para lograr un buen contacto térmico. Desarrolló un modelo matemático—que lo simuló con ANSYS y FORTRAN IV. Esta simulación quedó validada con los datos obtenidos de las mediciones. De esta manera, pudo ver la forma en qué afectaba la longitud, y otros parámetros a la extracción de calor.

McKibbin [76] utilizó ecuaciones de transferencia de calor en estado estable para modelar el comportamiento de intercambiadores de calor de pozo profundo en U. Las configuraciones propuestas incluyen tubos promotores: para la primera configuración el tubo promotor se encontró a lado del intercambiador de calor; y para la segunda configuración consistió en que el intercambiador de calor estuvo dentro del tubo promotor. Concluyó que se obtiene una salida mayor de energía con la configuración del tubo promotor a lado del intercambiador de calor a que si el intercambiador de calor se encontrara dentro.

Dunstall [77] mediante el estudio que llevó a cabo para mejorar la transferencia de calor en un intercambiador de calor de pozo profundo ubicado en Rotura, Nueva Zelanda, obtuvo que, si el flujo de circulación es mayor a 1.2 l/s, esto incrementará la extracción de calor, pero al igual habrá mayores costos en el bombeo del fluido.

Hailer [78] realizó un experimento para ver el rendimiento de los diferentes materiales en los intercambiadores de calor superficiales geotérmicos; utilizó como materiales el PVC y cobre, poniendo además un tubo promotor de PVC. Analizó los dos materiales en un modelo desarrollado por la universidad de Auckland y determinó que el PVC tiene una eficiencia térmica un poco mayor que el cobre para este tipo de instalaciones.

Hellström [79] determinó que, para un intercambiador de calor coaxial geotérmico instalado en Luleå, Suecia, la resistencia térmica durante periodos en los que el flujo es turbulento ($Re \approx 9000$), la resistencia térmica resultó ser muy pequeña ($\approx 0.01 \text{ K/(W/m)}$).

Yavuzturk [80] desarrolló un modelo transitorio de volumen finito, de dos dimensiones y lo validó para el cálculo de transferencia de calor dentro y alrededor del intercambiador de calor en U para escalas cortas de tiempo. El modelo cuenta con una aplicación para proporcionar la respuesta térmica de los intercambiadores de calor en escalas de tiempo cortas (intervalos de una hora o menos de tiempo) para fines de diseño. Además, también el modelo cuenta con otra aplicación para determinar la respuesta a corto plazo de la conductividad térmica del suelo con mediciones in-situ.

Culver [81], basado en las mediciones realizadas en pozos geotérmicos desarrolló un modelo estándar para predecir las tasas de extracción de energía térmica de los pozos. Con el modelo estándar diseñó intercambiadores de calor de multi-tubo y, al probarlos, mostraban tasas de extracción del 85% respecto a los valores predichos.

Zeng [82] desarrolló un modelo cuasi-tridimensional para un intercambiador de calor superficial tomando en cuenta los efectos de convección y de cortocircuitos térmicos. Mediante este modelo probó configuraciones para intercambiadores de calor de una sola U y de doble U en paralelo y en serie. Obtuvo que los intercambiadores de calor de doble U en paralelo son superiores a los de doble U en serie y de una sola U, obteniendo, con esta configuración, hasta reducciones del 30-90% en la resistencia del pozo.

Lund [83] determinó en un estudio de más de 500 instalaciones para el acondicionamiento de espacios en Oregón a través de pozos geotérmicos, que los sistemas superficiales de pozos geotérmicos por arriba de 200 m son competitivos económicamente respecto a los que utilizan gas natural y electricidad, volviéndose más factible cuando 2 o más casas comparten un pozo; asimismo, para escuelas y para conjuntos de departamentos la profundidad de los pozos puede ser mayor y es económicamente viable.

Platell [84], mediante el aislamiento de la tubería coaxial del intercambiador de calor coaxial, mejoró el COP de la bomba de calor y disminuyó por lo menos diez veces la potencia de bombeo, en comparación con la configuración habitual en U de un intercambiador de calor geotérmico de tierra. Además, comprobó que es redituable la inversión en el material de aislamiento a que si no lo tuviera.

Diao [85] presentó un modelo cuasi-tridimensional para describir la transferencia de calor dentro del pozo, tomando en cuenta la interferencia térmica entre las piernas del tubo en U. Mediante este modelo logró obtener una expresión de la resistencia térmica del pozo, la cual, puede ser utilizada para aplicaciones de ingeniería.

Speer [86] desarrolló un modelo numérico para el diseño de intercambiador de calor geotérmico en tierra, para el acondicionamiento de un edificio en la universidad de Aachen, Alemania.

Fang [87] analizó mediante un software de CFD el rendimiento de la transferencia de calor del intercambiador de calor de tubo en U vertical, el cual estudió con dos materiales de relleno diferentes para el pozo. Para el caso uno utilizó como material de relleno tierra; y para el caso dos, arena de río. No encontró ninguna diferencia obvia en el rendimiento del intercambiador de calor entre los dos materiales de relleno del pozo.

Dai [88] estudió experimentalmente las características de la transferencia de calor en un modelo a escala, donde los resultados muestran que la tasa de extracción de calor mantiene

una relación exponencial con la velocidad de filtración, con la diferencia de temperaturas y con la velocidad de flujo en el intercambiador de tubo en U. También, el coeficiente de transferencia de calor por convección exterior puede alcanzar el valor máximo para valores pequeños de flujo y una diferencia de temperatura LMTD moderada; puede mejorarse aún más mediante el aumento de la velocidad en el tubo en U.

Wang [89] estudió el efecto que tienen los parámetros del pozo (geometría del pozo, aislamiento, etc.) sobre la producción de calor. Además, estudió la extracción de calor del pozo utilizando CO₂ como fluido de trabajo y la eficiencia de su conversión en energía eléctrica.

Zanchini [90] hizo un estudio para el mejoramiento de la eficiencia térmica de intercambiadores de calor coaxiales, tomando en cuenta los efectos de flujo, cortocircuitos térmicos, materiales involucrados y la configuración transversal del intercambiador. Utilizando COMSOL Multiphysics y tomando una longitud del intercambiador de 100 m, obtuvo que tanto los efectos del flujo como de los cortocircuitos térmicos son importantes, pero estos últimos se podían reducir mediante el empleo de un material de baja conductividad para el tubo central. Además, determinó que la eficiencia del intercambiador puede ser mejorada si se incrementa el diámetro del tubo central, mientras que el tubo exterior se mantenga constante en su diámetro.

Zanchini [91] simuló en COMSOL Multiphysics 3.4 (Comsol, Inc.) un intercambiador de calor coaxial de 20 m de longitud en condiciones inestables de conducción de calor real y de convección, tanto para invierno como para las condiciones de trabajo de verano. El flujo en el paso anular exterior en invierno es laminar y turbulento en verano. Los resultados señalan que el flujo de entrada de fluido en el paso anular exterior es más eficiente que en el tubo circular interior y que, a causa de la pequeña longitud, el efecto de los cortocircuitos térmicos no es importante para pequeños intercambiadores de calor coaxiales de superficie (SCGHEs), especialmente si se emplea el espacio anular en la dirección del flujo.

Alkhasova [92] estudió el efecto de incorporar aletas a los intercambiadores de calor de pozo y determinó que la transferencia de calor en los intercambiadores de calor en perforaciones se puede mejorar mediante la utilización de aletas a lo largo de la longitud del intercambiador de calor. Además, el uso de aletas de altura de 5 a 10 mm ayuda a intensificar la transferencia de calor. Sin embargo, los intentos de utilizar las aletas con una mayor altura, resulta en una transferencia de calor que se ralentiza considerablemente. Asimismo, a medida que aumenta el número de aletas, la extracción de calor aumenta proporcionalmente, aunque esto implica un aumento en el arrastre. Obtuvo que la altura óptima de las aletas se encuentra en el intervalo de 5 a 15 mm, y su número, de 16 a 32.

Tago [93] elaboró un modelo numérico acerca del comportamiento térmico para un intercambiador de calor en forma de U con sección transversal cuadrada que, después, validó mediante mediciones en campo de otros investigadores. Determinó que, al tener un

mayor flujo de entrada, se tendrá una mayor tasa de extracción de calor, así como también el material de intercambiador no influye mucho en la conductividad térmica, pudiéndose hasta utilizar una resina como material.

Boyd [94] instaló un intercambiador de calor de pozo profundo en U con una profundidad de 96 m aproximadamente y, junto con él, un tubo promotor de 108 m aproximadamente. Durante las mediciones, obtuvo que el tubo promotor mantuvo constante la temperatura a 171°F (77°C) en toda la longitud del pozo, haciendo que el agua caliente circulara hasta arriba del mismo.

Masalias [95] trabajó con dos diferentes fluidos en un intercambiador de calor coaxial de superficie. Obtuvo que, utilizando aire como fluido de trabajo, se obtienen temperaturas más altas que si se utilizara agua; sin embargo, la generación de entropía es mayor para el aire.

Choi [96] simuló en Fluent un intercambiador de calor en U que se encuentra ubicado en Wonju, Corea del Sur. Validó este modelo con las mediciones tomadas en campo y de la comparación entre los resultados de las pruebas de respuesta térmica in situ y simulaciones numéricas, obtuvo la conductividad térmica media de la formación del suelo en el sitio de la construcción con un valor de 4 W/m·K.

Guillaume [97] desarrolló una simulación en COMSOL Multiphysics 3.4 (Comsol, Inc.) del comportamiento de un intercambiador de calor coaxial de pozo profundo ubicado en Lidingö, Suecia, donde observó que, para la configuración de tipo coaxial, se tiene una pequeña resistencia térmica en comparación con la configuración tipo U. Además, concluyó que el aislamiento de la tubería coaxial del intercambiador de calor le hubiera dado un 40% más en la extracción de calor.

He [98] desarrolló y validó un modelo dinámico de flujos 3D para intercambiadores de calor de pozo. Este modelo permite la simulación detallada de la transferencia de calor transitoria alrededor del intercambiador de calor de una manera verdaderamente tridimensional, incluyendo el modelado de transporte de fluido a lo largo del circuito de tubos.

Chiasson [99] aplicó una técnica de estimación de parámetros para la respuesta térmica en un sitio en el sur de Oregón para cuantificar la media de la conductividad de la roca térmica, la velocidad lineal media aparente del agua subterránea y la resistencia térmica del pozo, obteniendo los siguientes valores:

- Promedio de la conductividad térmica de la roca: 1.2 Btu/hr-ft-F (2.1 W/m-K),
- Velocidad lineal media del agua subterránea: 5215 pies/año (1590 m/año),

- Resistencia térmica del doble tubo en U del intercambiador de calor de pozo profundo (por unidad de Longitud): 0.129 h-ft-F/Btu (0,0746 m-K/W).

Feng [100] propuso un intercambiador de calor de pozo profundo para el manejo de geofluidos, así como para la reducción de los costos asociados de reinyección y además para ser lo menos susceptible a riesgos sísmicos.

Hoon-Ki [101] obtuvo a partir de mediciones que la conductividad térmica efectiva tiene valores similares para intercambiadores de calor de doble par (4 tubos en U) y para triple par (6 tubos en U). Además, la resistencia térmica demostró valores menores para el triple par comparado con el par doble.

Yekoladio [102] obtuvo datos del flujo másico ideal para diferentes números de Reynolds en función de la temperatura de salida del intercambiador de calor coaxial de pozo profundo, para el caso idealizado en que el tipo de energía geotérmica es de roca seca caliente.

Se observa que si bien el tema de los intercambiadores de calor de pozo para el aprovechamiento de recursos de media y baja entalpía no es nada nuevo, la aplicación para utilizarlos en la producción de energía eléctrica sí es relativamente nuevo. Desde Morita hasta los estudios más recientes se han llevado a cabo experimentaciones e instalaciones de este tipo de intercambiadores para mostrar su factibilidad. En algunos casos se han realizados cálculos de diseño térmico, pero para aplicaciones que tienen que ver con acondicionamiento de espacios.

En el caso particular de México, no se encuentran antecedentes de un intercambiador de calor de pozo para el aprovechamiento de recursos geotérmicos. Lo anterior, debido a que en los lugares en donde se encuentran plantas geotérmicas, se ha logrado inducir de forma permanente los pozos geotérmicos y no hay necesidad de extraer el calor de los pozos con otros métodos dejando un gran potencial sin ser explotado ni desarrollado.

CAPÍTULO III.

CASO DE ESTUDIO

3.1. INTRODUCCIÓN

Dentro del estado de Michoacán existen diversas zonas que cuentan con recursos geotérmicos, entre ellas: Los Negritos, Ixtlán de los Hervores, Cd. Hidalgo, Puruándiro, Huandacareo, Araró, entre otras. Debido al gran potencial que presenta el estado de Michoacán para la explotación de recursos geotérmicos, se construyó una planta de ciclo binario.

La planta de ciclo binario funciona con dos fluidos de trabajo, agua e isopentano, respectivamente. Además, el ciclo opera con una combinación de fuentes de energía, la energía geotérmica y solar. En la Figura 3.1, se muestra el esquema general de la planta de ciclo binario, en donde 1, 2 y 3 forman un circuito cerrado por donde corre agua, mientras que en el circuito cerrado formado por 4, 5, 6 y 7 fluye isopentano [103]. En el circuito por el cual fluye agua (1-2-3), primeramente el fluido es calentado mediante un intercambiador de calor colocado en el interior del pozo geotérmico; posteriormente a la salida del pozo, su calentamiento prosigue en un campo de colectores solares. A la salida del campo solar, el fluido ingresa a un intercambiador de calor cerrado, en el cual por un lado fluye agua y por otro lado fluye el isopentano; cuando el agua abandona el intercambiador de calor cerrado el proceso, inicia de nuevo. En el circuito por el cual fluye isopentano (4-5-6-7), primeramente el fluido ingresa al intercambiador de calor cerrado donde abandona este como vapor sobrecalentado; seguido del intercambiador de calor, el vapor entra en la turbina, donde genera la energía eléctrica, para después pasar al condensador (donde se condensará el vapor hasta alcanzar el estado de líquido) y posteriormente a la bomba de alimentación del intercambiador de calor, para iniciar una vez más el ciclo.

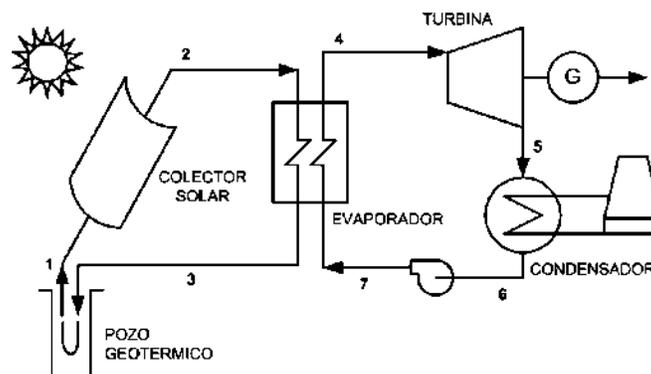


Figura 3.1. Esquema general de la planta de ciclo binario.

El sitio donde se implementó este tipo de tecnología es en la comunidad de San Nicolás de Zimirao, población perteneciente al municipio de Zinapécuaro, debido a que se cuenta con ambos recursos, tanto el geotérmico como el solar.

3.2. PARÁMETROS DE DISEÑO DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR GEOTÉRMICO.

Los parámetros termodinámicos para el diseño del intercambiador de calor geotérmico deben cumplir con las necesidades que requiere la planta de ciclo binario. En la tabla 3.1, se observan los parámetros de diseño termodinámico de la planta de ciclo binario de acuerdo a Pacheco [104]. Se nota que la temperatura a la entrada del intercambiador de calor geotérmico es de 100 °C y a la salida se requiere una temperatura mayor o igual a 125 °C.

Tabla 3.1. Parámetros termodinámicos de diseño de planta de ciclo binario.

Parámetro	Valor
Potencia neta	312 kW
Eficiencia del ciclo	8.457 %
Flujo másico del agua	20.83 kg/s
Flujo másico del isopentano	11.33 kg/s
Flujo másico de enfriamiento	111.1 kg/s
Presión lado isopentano	329.9 kPa
Presión lado agua	800 kPa
Temperatura a la entrada del intercambiador de calor geotérmico	100 °C
Temperatura a la salida del intercambiador de calor geotérmico	>125 °C

Además de los parámetros de diseño termodinámico que son requeridos para el intercambiador de calor geotérmico, también son necesarios considerar los parámetros físicos del sitio a explotar.

La ubicación geográfica del recurso a explotar se muestra en la Figura 3.2. En esta ubicación, se encuentra el pozo GSE-S01, el cual es un pozo de media entalpía; el pozo se ubica a 900 m al NO respecto de San Nicolás Zimirao.

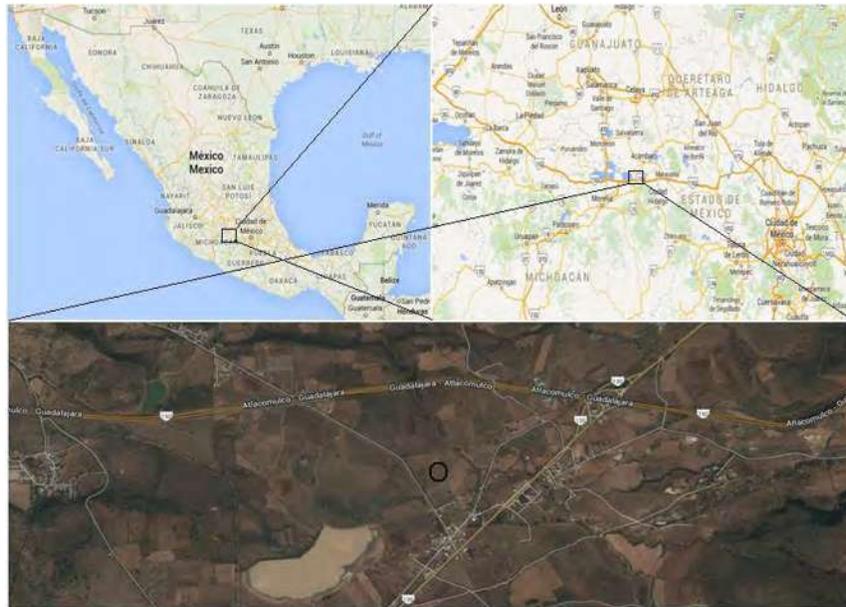


Figura 3.2. Ubicación del Pozo geotérmico GSE-S01.

El pozo geotérmico se perforó en el año de 1991 y cuenta con una profundidad total de 1350 m. El estado mecánico, que presenta actualmente el Pozo GSE-S01, se ilustra en la Figura 3.3. Se observa que a 550 m se encuentra una obstrucción, esto debido a un derrumbamiento de roca en el pozo.

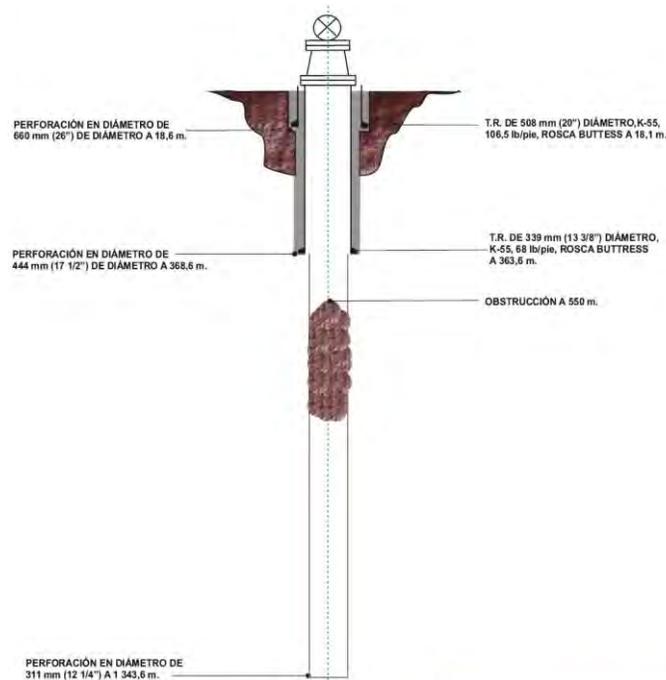


Figura 3.3. Estado mecánico actual del Pozo Geotérmico GSE-S01.

La configuración de tuberías con las que cuenta el Pozo Geotérmico GSE-S01 es mostrada en la Tabla 3.2.

Tabla 3.2. Configuración de tuberías presentes en el Pozo Geotérmico GSE-S01.

Diámetro agujero	Diámetro tubería	Grado	Peso de tubería	Profundidad final (m)	Tipo de tubería
26"	20"	K-55	106.5 lb/pie	18.1	Superficial
17 1/2"	13 3/8"	K-55	68 lb/pie	363.6	Anclaje
12 1/4"				1350	Agujero descubierto

En la Figura 3.4, se muestra el perfil de temperatura de la pared que presenta el pozo GSE-S01. Además, se observa que la temperatura se mantiene prácticamente constante a partir de los 100 m.

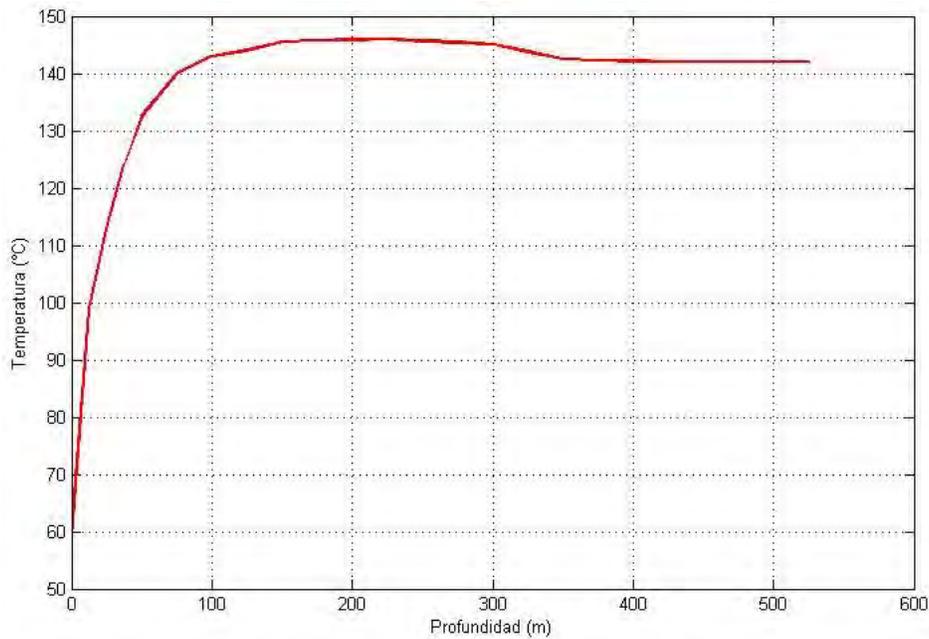


Figura 3.4. Perfil de temperatura de la pared del pozo GSE-S01.

Resumiendo lo anterior, la Tabla 3.3 muestra los parámetros físicos necesarios que se tomaron en cuenta para el diseño de los intercambiadores de calor.

Tabla 3.3. Parámetros físicos del pozo GSE-S01.

Parámetro	Valor
Profundidad disponible	550 m
Diámetro disponible del pozo	13 3/8 —
Temperatura promedio de la pared del pozo	140°C

3.2.1. DISEÑO CONCEPTUAL.

Los diseños más comunes de intercambiadores de calor geotérmicos son el intercambiador de calor en U o DHE (DownHole Heat Exchanger) por sus siglas en inglés y el intercambiador de calor concéntrico o DCHE (DownHole Concentric Heat Exchanger) por sus siglas en inglés [105].

Para la configuración del intercambiador de calor geotérmico, se propusieron distintas configuraciones, cuya decisión final de selección estuvo en función de factores como el costo y la complejidad para su introducción al pozo.

3.2.1.1. INTERCAMBIADORES DE CALOR GEOTÉRMICOS EN U.

Diseño A. Consiste en dos tubos en forma de U de 2.5 pulgadas de diámetro separados en su parte inferior (Figura 3.5), con anillos a lo largo de los tubos, los cuales se encargan de unir los tubos en U y darle rigidez a la estructura, así como también incrementan el área de transferencia de calor. El fluido se introduce al intercambiador de calor por los extremos de ambos tubos en U, mientras que la salida sería por los otros dos extremos restantes. En la Figura 3.6, se observa la vista posterior del intercambiador de calor doble en forma de U.

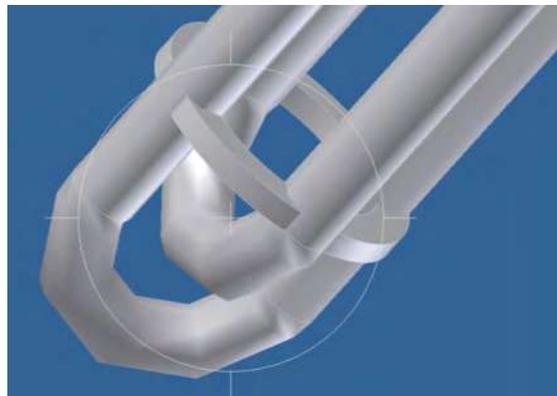


Figura 3.5. Vista inferior del Diseño A.

En la Figura 3.7, se muestra el conjunto completo del intercambiador de calor geotérmico en doble U, en donde se logra apreciar los anillos, los cuales darán una rigidez a toda la estructura, esto debido a que los tubos serán de gran longitud y pueden llegar a pandearse fácilmente provocando daños severos a todo el intercambiador de calor geotérmico.

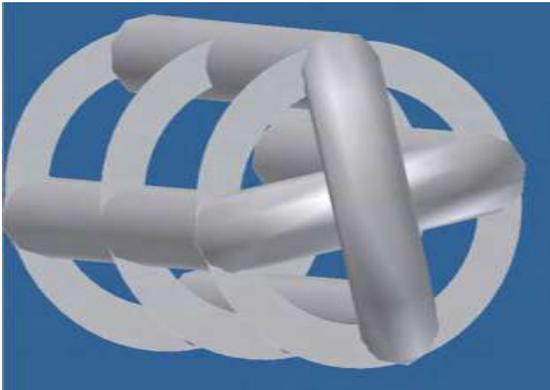


Figura 3.6. Vista posterior del Diseño A.

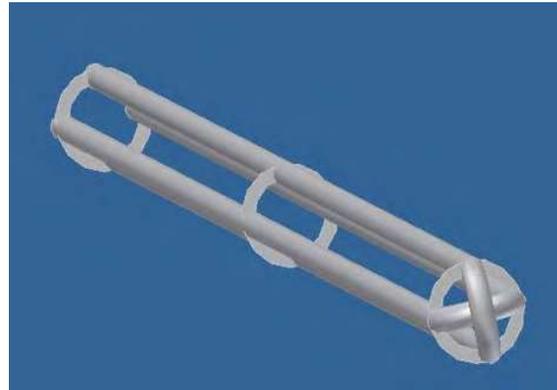


Figura 3.7. Vista isométrica del Diseño A.

La configuración de doble tubo en U de 2.5 pulgadas, ofrece la ventaja de contar con dos trayectorias de flujo, siendo esto, que si uno de ellos quedara obstruido se contaría con otro para seguir con el funcionamiento del intercambiador de calor.

Diseño B. Consiste de un solo tubo en forma de U de 4" de diámetro, con anillos a lo largo de ellos, los cuales se encargan de darle rigidez a la estructura, así como también incrementan el área de transferencia de calor. En la Figura 3.8, se muestra la vista inferior del Diseño B. En la Figura 3.9, se observa la vista posterior del Diseño B.



Figura 3.8. Vista inferior del Diseño B.



Figura 3.9. Vista posterior del Diseño B.

La ventaja de utilizar este tipo de configuración, es el tener un mayor manejo del intercambiador de calor geotérmico en U, esto debido a que solamente sería un tubo en forma de U en vez de tener dos tubos en forma de U, los cuales entorpecerían la

maniobrabilidad para su colocación. En la Figura 3.10, se ilustra la vista completa del Diseño B.



Figura 3.10. Vista completa del Diseño B.

Diseño C. Está formado de dos tubos en forma de U de 2.5" de diámetro unidos en su parte inferior, con placas, las cuales se encargan de darle rigidez a la estructura, así como también incrementan el área de transferencia de calor. En la Figura 3.11, se muestra la placa utilizada para darle rigidez al intercambiador de calor. En la Figura 3.12, se observa la vista inferior del intercambiador de calor ensamblado a la placa.



Figura 3.11. Vista de la placa del Diseño C.

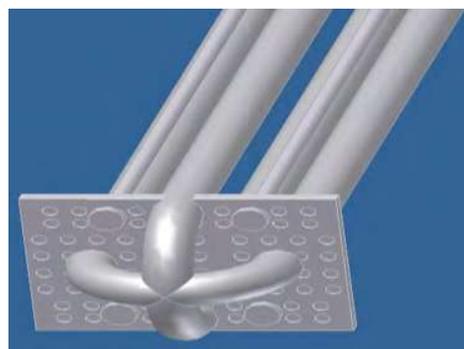


Figura 3.12. Vista inferior del Diseño C.

El tener los dos tubos en U unidos, proporciona una mayor rigidez que si estuvieran separados siendo de gran importancia debido a la longitud considerable con la que contará el intercambiador de calor geotérmico. En la Figura 3.13, se ilustra el intercambiador de calor ensamblado a las placas de soporte.



Figura 3.13. Vista completa del Diseño C.

Diseño D. Es similar al diseño C, la diferencia radica en que se utilizan tubos de 4" de diámetro. Las placas tienen el mismo propósito tanto para darle rigidez a la estructura, así como también incrementar el área de transferencia de calor. En la Figura 3.14 se observa la vista completa del Diseño D.



Figura 3.14. Vista completa del Diseño D.

Diseño E. El diseño consiste de dos tubos en U de 4" de diámetro, con placas circulares, las cuales se encargan de darle rigidez a la estructura, así como también incrementar el área de transferencia de calor. En la Figura 3.15, se ilustra la vista completa del Diseño E.

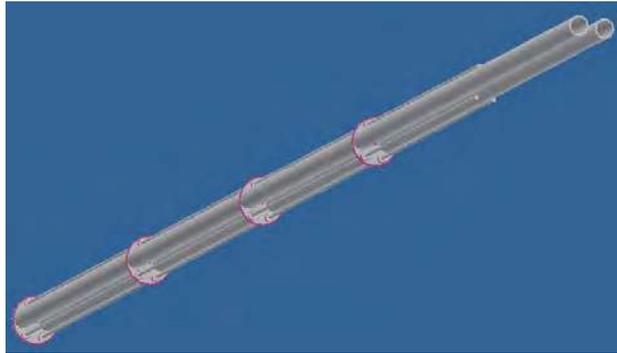


Figura 3.15. Vista completa del Diseño E.

El Diseño E, al contar con las placas circulares, éstas se adaptan mejor a la geometría del pozo geotérmico y además, brindan una mayor superficie de transferencia de calor debido a que se ocupa casi el diámetro del pozo. La placa circular está provista de un orificio en la parte central para garantizar que al momento de la instalación el agua circule y no provoque una fuerza externa que obstaculice la instalación, así como problemas futuros que podría haber con flujos internos de agua en el pozo geotérmico.

Diseño F. Está formado por un tubo en U de 4" de diámetro unido con anillos y soportado con abrazadera. La abrazadera se localiza en la curva formada por la unión de los tubos del intercambiador de calor. La abrazadera cumplirá con la función de soportar parte del peso del intercambiador de calor, así como también servirá de guía para la instalación del mismo. En la Figura 3.16, se observa la abrazadera empleada en el intercambiador de calor. Los anillos instalados en el intercambiador de calor servirán para darle rigidez a todo el intercambiador, así como también aumentarán el área de transferencia de calor. En la Figura 3.17, se ilustra el anillo con las guías, las cuales se ensamblan con el intercambiador de calor.



Figura 3.16. Abrazadera del Diseño F.



Figura 3.17. Vista completa del anillo del Diseño F.

La finalidad conjunta de los anillos y la abrazadera es darle rigidez y soporte a toda la estructura, ya que por su gran longitud el peso es considerable. En la Figura 3.18 se observa la imagen completa del Diseño F. En la Figura 3.19 se ilustra la vista inferior del Diseño F.



Figura 3.18. Vista completa del Diseño F.



Figura 3.19. Vista inferior del Diseño F.

Diseño G. Está basado en el Diseño F, la diferencia radica en que se utilizan barras en los extremos para darle rigidez a la estructura, así como también incrementar el área de transferencia de calor. En la Figura 3.20, se ilustra el diseño de las barras con placa. El diseño cuenta además con una abrazadera, la cual dará guía y soporte al intercambiador de calor durante su instalación. En la Figura 3.21, se observa la vista completa del intercambiador de calor con accesorios.

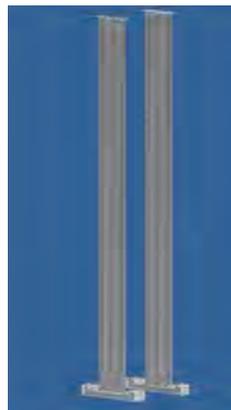


Figura 3.20. Vista completa de las barras soporte del diseño 7.



Figura 3.21. Vista del diseño 7.

De los diseños mostrados anteriormente, se elige el diseño B, para estudiar el fenómeno de transferencia de calor, tanto de manera analítica como numérica. El diseño B presenta una mayor simpleza geométrica respecto de los demás diseños, además, los problemas relacionados tanto con el costo técnico como económico serían menor a los demás diseños.

3.2.1.2. INTERCAMBIADOR DE CALOR GEOTÉRMICO CONCÉNTRICO

En el presente diseño, a diferencia de los anteriores en donde no había ningún contacto entre los líquidos del intercambiador de calor y el del pozo geotérmico, se emplea el mismo pozo geotérmico como intercambiador de calor. El intercambiador está formado por la pared del pozo y por un único tubo de 4 pulgadas de diámetro, el cual es insertado en la parte central del pozo geotérmico. En esta configuración, el líquido fluye por la parte anular formada por el pozo y el tubo, para después tomar su salida por el tubo concéntrico. En la Figura 3.22, se observa la imagen completa del intercambiador de calor geotérmico concéntrico.



Figura 3.22. Vista del diseño 8.

En la Figura 3.23, se muestra el tubo interior del intercambiador de calor, el cual contará con orejas en su periferia para soportar el intercambiador de calor, así como también para tener una mejor maniobrabilidad durante su instalación.

El presente diseño se elige, para estudiar el fenómeno de transferencia de calor, tanto de manera analítica como numérica. Este diseño presenta una gran simpleza geométrica, además, los problemas relacionados tanto con el costo técnico como económico serán menor debido a esa simpleza.



Figura 3.23. Vista a detalle del tubo interior.

3.3. SOLUCIÓN ANALÍTICA.

3.3.1. INTERCAMBIADOR DE CALOR GEOTÉRMICO EN U.

Las suposiciones realizadas para el desarrollo del modelo matemático simplificado, son las siguientes:

- La conducción de calor axial es despreciable.
- Las propiedades del fluido que recorre el intercambiador de calor son promedio.
- Las propiedades del fluido en la región exterior del intercambiador de calor son promedio.
- Los coeficientes de transferencia de calor a lo largo del intercambiador de calor son constantes.
- No hay fuentes de calor dentro del intercambiador de calor.
- El flujo de calor se da radialmente.
- No hay filtraciones.
- Todo el fenómeno se desarrolla en estado estable.
- Los flujos son turbulentos totalmente desarrollados.

En la Figura 3.24, se ilustra las vistas del intercambiador de calor geotérmico en forma de U. En este caso, dentro del pozo se encuentra un acuífero, en vez de tierra de relleno, que es lo que normalmente se utiliza en este tipo de intercambiadores.

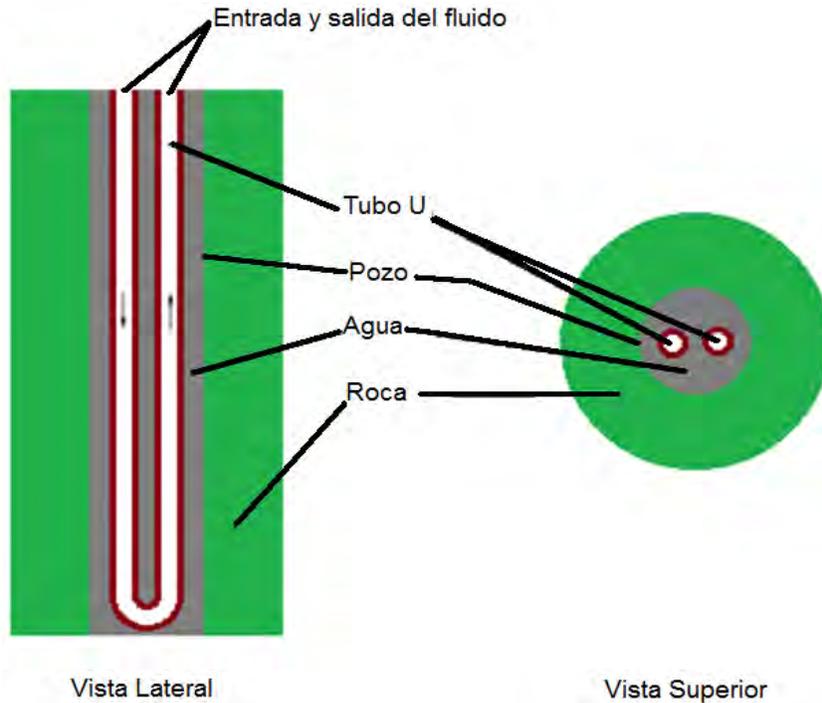


Figura 3.24. Vistas del intercambiador de calor geotérmico en forma de U.

Para el análisis de este tipo de intercambiador, se utilizaron los resultados de Hellstrom [79], quien, a través de sus estudios, determinó la resistencia total entre los tubos del intercambiador de calor, así como la resistencia total de una de las tuberías del intercambiador hacia la pared del pozo. Las ecuaciones propuestas por Hellstrom [79] son las siguientes:

$$R_1^A = \frac{R_{11}R_{22} - R_{12}^2}{R_{22} - R_{12}} \quad (3.1)$$

$$R_2^A = \frac{R_{11}R_{22} - R_{12}^2}{R_{11} - R_{12}} \quad (3.2)$$

$$R_{12}^A = \frac{R_{11}R_{22} - R_{12}^2}{R_{12}} \quad (3.3)$$

donde las resistencias restantes se definen como

$$R_{11} = \frac{1}{2\pi k_b} \left[\ln \left(\frac{r_b}{r_p} \right) + \left(\frac{k_b - k}{k_b + k} \right) \ln \left(\frac{r_b^2}{r_b^2 - D^2} \right) \right] + R_p \quad (3.4)$$

$$R_{12} = \frac{1}{2\pi k_b} \left[\ln \left(\frac{r_b}{2D} \right) + \left(\frac{k_b - k}{k_b + k} \right) \ln \left(\frac{r_b^2}{r_b^2 + D^2} \right) \right] \quad (3.5)$$

$$R_{22} = \frac{1}{2\pi k_b} \left[\ln \left(\frac{r_b}{r_p} \right) + \left(\frac{k_b - k}{k_b + k} \right) \ln \left(\frac{r_b^2}{r_b^2 - D^2} \right) \right] + R_p \quad (3.6)$$

$$R_p = k_{tuberia} + h_{inttubo} \quad (3.7)$$

A partir de las ecuaciones definidas por Hellstrom [79], se lleva a cabo un balance de energía sobre la Figura 3.24, de lo cual se obtiene

$$-\dot{m}c_p \frac{dT_{f1}}{dz} = \frac{(T_{f1} - T_b)}{R_1^\Delta} + \frac{(T_{f1} - T_{f2})}{R_{12}^\Delta} \quad (3.8)$$

$$\dot{m}c_p \frac{dT_{f2}}{dz} = \frac{(T_{f2} - T_b)}{R_2^\Delta} + \frac{(T_{f2} - T_{f1})}{R_{12}^\Delta} \quad (3.9)$$

Con las condiciones de frontera siguientes

$$T_{ent} = T_{1(z=0)} \quad (3.10)$$

$$T_{1(z=L)} = T_{2(z=L)} \quad (3.11)$$

Para la solución de las ecuaciones (3.8) y (3.9), se utilizan las siguientes relaciones adimensionales para tener un mejor tratamiento de las ecuaciones.

$$\Theta_1 = \frac{T_{f1}(z) - T_b}{T_{fin} - T_b} \quad (3.12)$$

$$\theta_2 = \frac{T_{f2}(z) - T_b}{T_{fin} - T_b} \quad (3.13)$$

$$Z = \frac{z}{H} \quad (3.14)$$

$$R_1^* = \frac{\dot{m}c_p R_1^\Delta}{H} \quad (3.15)$$

$$R_2^* = \frac{\dot{m}c_p R_2^\Delta}{H} \quad (3.16)$$

$$R_{12}^* = \frac{\dot{m}c_p R_{12}^\Delta}{H} \quad (3.17)$$

Utilizando la regla de la cadena sobre la ecuación adimensional (3.12), esta se transforma de la manera siguiente

$$\begin{aligned}
 \frac{d\theta_1}{dz} &= \left(\frac{1}{T_{fin} - T_b} \right) \frac{dT_{f1}(z)}{dz} \\
 \frac{dT_{f1}(z)}{dz} &= (T_{fin} - T_b) \frac{d\theta_1}{dz} \\
 \frac{d\theta_1}{dz} \frac{dZ}{dZ} &= \frac{d\theta_1}{dZ} \frac{dZ}{dz} \\
 \frac{dZ}{dz} &= \frac{1}{H} \quad ; \quad \frac{d\theta_1}{dZ} \frac{1}{H} \\
 \frac{dT_{f1}(z)}{dz} &= \frac{(T_{fin} - T_b)}{H} \frac{d\theta_1}{dZ}
 \end{aligned} \tag{3.18}$$

Sustituyendo la ecuación (3.18) en la ecuación (3.8), se tiene

$$\begin{aligned}
 \frac{-\dot{m}c_p(T_{fin} - T_b)}{H} \frac{d\theta_1}{dZ} &= \frac{(T_{f1} - T_b)}{R_1^\Delta} + \frac{(T_{f1} - T_{f2})}{R_{12}^\Delta} \\
 -\frac{d\theta_1}{dZ} &= \frac{H}{R_1^\Delta \dot{m}c_p} \frac{(T_{f1} - T_b)}{(T_{fin} - T_b)} + \frac{H}{R_{12}^\Delta \dot{m}c_p} \frac{(T_{f1} - T_{f2})}{(T_{fin} - T_b)} \\
 -\frac{d\theta_1}{dZ} &= \frac{H}{R_1^\Delta \dot{m}c_p} \theta_1 + \frac{H}{R_{12}^\Delta \dot{m}c_p (T_{fin} - T_b)} [(T_{f1} - T_b) - (T_{f2} - T_b)] \\
 -\frac{d\theta_1}{dZ} &= \frac{H}{R_1^\Delta \dot{m}c_p} \theta_1 + \frac{H}{R_{12}^\Delta \dot{m}c_p} (\theta_1 - \theta_2) \\
 -\frac{d\theta_1}{dZ} &= \frac{\theta_1}{R_1^*} + \frac{(\theta_1 - \theta_2)}{R_{12}^*}
 \end{aligned} \tag{3.19}$$

Utilizando la regla de la cadena sobre la ecuación adimensional (3.13), esta se transforma de la manera siguiente

$$\begin{aligned}
 \frac{d\theta_2}{dz} &= \left(\frac{1}{T_{fin} - T_b} \right) \frac{dT_{f2}(z)}{dz} \\
 \frac{dT_{f2}(z)}{dz} &= (T_{fin} - T_b) \frac{d\theta_2}{dz}
 \end{aligned}$$

$$\frac{d\theta_2}{dz} \frac{dZ}{dZ} = \frac{d\theta_2}{dZ} \frac{dZ}{dz}$$

$$\frac{dZ}{dz} = \frac{1}{H} \quad ; \quad \frac{d\theta_2}{dZ} = \frac{1}{H} \frac{d\theta_2}{dz}$$

$$\frac{dT_{f2}(z)}{dz} = \frac{(T_{fin} - T_b)}{H} \frac{d\theta_2}{dZ} \quad (3.20)$$

Sustituyendo la ecuación (3.20) en la ecuación (3.9), se tiene

$$\frac{d\theta_2}{dZ} = \frac{H}{R_2^A \dot{m} c_p} \frac{(T_{f2} - T_b)}{(T_{fin} - T_b)} + \frac{H}{R_{12}^A \dot{m} c_p} \frac{(T_{f2} - T_{f1})}{(T_{fin} - T_b)}$$

$$\frac{d\theta_2}{dZ} = \frac{\theta_2}{R_2^*} + \frac{(\theta_2 - \theta_1)}{R_{12}^*} \quad (3.21)$$

Las condiciones de frontera (3.10) y (3.11), son modificadas con las relaciones adimensionales para obtener las siguientes condiciones de frontera adimensionales

$$\theta_1(0) = 1 \quad (3.22)$$

$$\theta_1(1) = \theta_2(1) \quad (3.23)$$

Utilizando la transformada de Laplace sobre las ecuaciones (3.19) y (3.21), se obtiene

$$-P\theta_1(P) + \theta_1(0) = \frac{\theta_1(P)}{R_1^*} + \frac{\theta_1(P) - \theta_2(P)}{R_{12}^*} \quad (3.24)$$

$$P\theta_2(P) - \theta_2(0) = \frac{\theta_2(P)}{R_2^*} + \frac{\theta_2(P) - \theta_1(P)}{R_{12}^*} \quad (3.25)$$

Trabajando con la ecuación (3.24) y despejando θ_2

$$\theta_1(0) + \frac{\theta_2(P)}{R_{12}^*} = \frac{\theta_1(P)}{R_1^*} + \frac{\theta_1(P)}{R_{12}^*} + P\theta_1(P)$$

$$\theta_2(P) = \left(\frac{R_{12}^*}{R_1^*} \right) \theta_1(P) + \theta_1(P) + PR_{12}^* \theta_1(P) - R_{12}^* \theta_1(0) \quad (3.26)$$

Trabajando con la ecuación (3.25) y despejando θ_1

$$-\theta_2(0) + \frac{\theta_1(P)}{R_{12}^*} = \frac{\theta_2(P)}{R_2^*} + \frac{\theta_2(P)}{R_{12}^*} - P\theta_2(P)$$

$$\theta_1(P) = \left(\frac{R_{12}^*}{R_2^*}\right)\theta_2(P) + \theta_2(P) - PR_{12}^*\theta_2(P) + R_{12}^*\theta_2(0) \quad (3.27)$$

Sustituyendo la ecuación (3.26) en la ecuación (3.27), se obtiene

$$\begin{aligned} \theta_1(P) = & \left(\frac{R_{12}^*}{R_2^*}\right) \left[\left(\frac{R_{12}^*}{R_1^*}\right)\theta_1(P) + \theta_1(P) + PR_{12}^*\theta_1(P) - R_{12}^*\theta_1(0) \right] \\ & - R_{12}^*P \left[\left(\frac{R_{12}^*}{R_1^*}\right)\theta_1(P) + \theta_1(P) + PR_{12}^*\theta_1(P) - R_{12}^*\theta_1(0) \right] \\ & + \left[\left(\frac{R_{12}^*}{R_1^*}\right)\theta_1(P) + \theta_1(P) + PR_{12}^*\theta_1(P) - R_{12}^*\theta_1(0) \right] + R_{12}^*\theta_2(0) \end{aligned}$$

Desarrollando la ecuación resultante

$$\begin{aligned} \theta_1(P) = & \frac{(R_{12}^*)^2}{R_1^*R_2^*}\theta_1(P) + \left(\frac{R_{12}^*}{R_2^*}\right)\theta_1(P) + \frac{P(R_{12}^*)^2}{R_2^*}\theta_1(P) - \frac{(R_{12}^*)^2}{R_2^*}\theta_1(0) \\ & - \frac{(R_{12}^*)^2P}{R_1^*}\theta_1(P) - R_{12}^*P\theta_1(P) - (R_{12}^*P)^2\theta_1(P) + P(R_{12}^*)^2\theta_1(0) \\ & + \frac{R_{12}^*}{R_1^*}\theta_1(P) + \theta_1(P) + R_{12}^*P\theta_1(P) - R_{12}^*\theta_1(0) + R_{12}^*\theta_2(0) \end{aligned}$$

Reacomodando términos

$$\theta_1(P) = \frac{(P^{-1}/R_2^* - 1/R_1^*)\theta_1(0)}{(P-\alpha)^2 - \beta^2} + \frac{(1/R_{12}^*)\theta_2(0)}{(P-\alpha)^2 - \beta^2} \quad (3.28)$$

Utilizando las siguientes fórmulas de transformada inversa de Laplace en la ecuación (3.28)

$$\frac{1}{(s-b)^2 - a^2} = \frac{e^{bt} \sinh(at)}{a}$$

$$\frac{s-b}{(s-b)^2 - a^2} = e^{bt} \cosh(at)$$

Se obtiene

$$\theta_1(Z) = e^{\alpha Z} [\cosh(\beta Z)] \theta_1(0) + \theta_1(0) \left(\alpha - \frac{1}{R_2^*} - \frac{1}{R_{12}^*} \right) \frac{e^{\alpha Z} \sinh(\beta Z)}{\beta} + \left(\frac{\theta_2(0)}{R_{12}^*} \right) \frac{e^{\alpha Z} \sinh(\beta Z)}{\beta} \quad (3.29)$$

Ahora, sustituyendo la ecuación (3.27) en la ecuación (3.26), se obtiene

$$\begin{aligned} \theta_2(P) = & \left(\frac{R_{12}^*}{R_1^*} \right) \left[\left(\frac{R_{12}^*}{R_2^*} \right) \theta_2(P) + \theta_2(P) - PR_{12}^* \theta_2(P) + R_{12}^* \theta_2(0) \right] \\ & + R_{12}^* P \left[\left(\frac{R_{12}^*}{R_2^*} \right) \theta_2(P) + \theta_2(P) - PR_{12}^* \theta_2(P) + R_{12}^* \theta_2(0) \right] \\ & + \left[\left(\frac{R_{12}^*}{R_2^*} \right) \theta_2(P) + \theta_2(P) - PR_{12}^* \theta_2(P) + R_{12}^* \theta_2(0) \right] - R_{12}^* \theta_1(0) \end{aligned}$$

Desarrollando la ecuación resultante, se tiene

$$\begin{aligned} \theta_2(P) = & \frac{(R_{12}^*)^2}{R_1^* R_2^*} \theta_2(P) - \frac{P(R_{12}^*)^2}{R_1^*} \theta_2(P) + \frac{(R_{12}^*)^2}{R_1^*} \theta_2(0) + \left(\frac{R_{12}^*}{R_1^*} \right) \theta_2(P) \\ & + \frac{(R_{12}^*)^2 P}{R_2^*} \theta_2(P) - (R_{12}^* P)^2 \theta_2(P) + P(R_{12}^*)^2 \theta_2(0) + R_{12}^* P \theta_2(P) \\ & + \frac{R_{12}^*}{R_2^*} \theta_2(P) - R_{12}^* P \theta_2(P) + R_{12}^* \theta_2(0) + \theta_2(P) - R_{12}^* \theta_1(0) \end{aligned}$$

Acomodando términos

$$\theta_2(P) = \frac{(P + \frac{1}{R_1^*} + \frac{1}{R_{12}^*}) \theta_2(0)}{(P - \alpha)^2 - \beta^2} - \frac{(\frac{1}{R_{12}^*}) \theta_1(0)}{(P - \alpha)^2 - \beta^2} \quad (3.30)$$

Aplicando la transformada inversa de Laplace a la ecuación (3.30), se obtiene

$$\theta_2(Z) = e^{\alpha Z} \theta_2(0) \cosh(\beta Z) + \theta_2(0) \left(\alpha + \frac{1}{R_1^*} + \frac{1}{R_{12}^*} \right) \frac{e^{\alpha Z} \sinh(\beta Z)}{\beta} - \left(\frac{\theta_1(0)}{R_{12}^*} \right) \quad (3.31)$$

A continuación se definen las siguientes expresiones

$$W_3(Z) = e^{\alpha Z} \cosh(\beta Z) + \left(\alpha + \frac{1}{R_1^*} + \frac{1}{R_{12}^*} \right) \frac{e^{\alpha Z} \sinh(\beta Z)}{\beta} \quad (3.32)$$

$$W_2(Z) = \frac{e^{\alpha Z} \sinh(\beta Z)}{R_{12}^* \beta} \quad (3.33)$$

$$W_1(Z) = e^{\alpha Z} \cosh(\beta Z) + \left(\alpha - \frac{1}{R_2^*} - \frac{1}{R_{12}^*} \right) \frac{e^{\alpha Z} \sinh(\beta Z)}{\beta} \quad (3.34)$$

Utilizando las ecuaciones (3.32), (3.33) y (3.34) sobre las ecuaciones (3.29) y (3.31), se obtiene

$$\theta_1(Z) = W_1(Z) + W_2(Z)\theta_2(0) \quad (3.35)$$

$$\theta_2(Z) = -W_2(Z) + W_3(Z)\theta_2(0) \quad (3.36)$$

Ahora utilizando la condición de frontera $\theta_1(1) = \theta_2(1)$ en la ecuación (3.35) y (3.36), se obtiene

$$W_1(Z) + W_2(Z)\theta_2(0) = -W_2(Z) + W_3(Z)\theta_2(0)$$

De la cual se obtiene el valor de $\theta_2(0)$

$$\theta_2(0) = \frac{W_1(1) + W_2(1)}{W_3(1) - W_2(1)} \quad (3.37)$$

Los resultados del presente apartado se muestran la sección 4.1.1.

3.3.2. INTERCAMBIADOR DE CALOR GEOTÉRMICO CONCÉNTRICO, PROPIEDADES CONSTANTES.

Las suposiciones realizadas para el desarrollo del modelo matemático simplificado, son las siguientes:

- La conducción de calor axial es despreciable.
- Las propiedades del fluido en la región anular son promedio.
- Las propiedades del fluido en la región central son promedio.
- Los coeficientes de transferencia de calor a lo largo del intercambiador de calor son constantes.
- El intercambiador de calor se encuentra sellado en la parte inferior.
- No hay fuentes de calor dentro del intercambiador de calor.
- El flujo de calor se da radialmente.

- No hay filtraciones.
- Todo el fenómeno se desarrolla en estado estable.
- Los flujos son turbulentos totalmente desarrollados.
- El perfil de temperaturas de la pared del pozo sigue una relación lineal, dada por la siguiente ecuación:

$$T_{oo}(z) = T_s + \gamma z \quad (3.38)$$

En la Figura 3.25, se ilustra el diagrama del proceso de transferencia de calor en el intercambiador de calor concéntrico, donde se observa que el fluido desciende por la parte anular y asciende por la parte central. Se eligió esta configuración debido a que Smith [106] demostró mediante experimentación que esta es la configuración más eficiente.

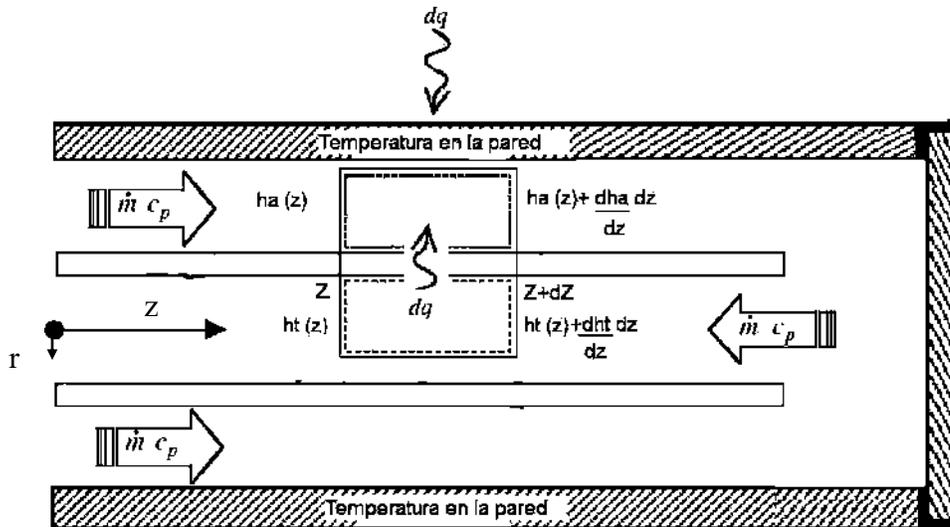


Figura 3.25. Diagrama esquemático del proceso de transferencia de calor en el intercambiador de calor concéntrico.

Para el análisis de este tipo de intercambiadores, se sigue el modelo propuesto por Shah [107], en donde primeramente se aplica la Primera Ley de la Termodinámica a los volúmenes de control mostrados en la Figura 3.25. Para la parte central se obtiene el siguiente balance de energía

$$\dot{m}c_p \frac{dT_t}{dz} = 2\pi r_1 U_{r1} (T_t - T_a) \quad (3.39)$$

Mientras que para la parte anular se obtiene

$$\dot{m}c_p \frac{dT_a}{dz} = 2\pi r_3 U_{r3} (T_{oo} - T_a) + 2\pi r_1 U_{r1} (T_t - T_a) \quad (3.40)$$

Junto con las condiciones de frontera siguientes

$$T_{1(z=0)} = T_{ent} \quad (3.41)$$

$$T_{1(z=L)} = T_{2(z=L)} \quad (3.42)$$

Para la resolución del sistema de ecuaciones formado por las ecuaciones (3.39) y (3.40), se utilizan las siguientes variables para simplificar el análisis

$$\theta_1(z) = T_{oo} - T_a \quad (3.43) \quad ; \quad \theta_2(z) = T_t - T_{oo} \quad (3.44)$$

$$a = \frac{2\pi r_1 U_{r1}}{\dot{m}c_p} \quad (3.45) \quad ; \quad b = \frac{2\pi r_3 U_{r3}}{\dot{m}c_p} \quad (3.46)$$

Trabajando con las ecuaciones (3.39) y (3.40), se tiene

$$\frac{dT_t}{dz} = a(T_t - T_a) \quad (3.47)$$

$$\frac{dT_a}{dz} = b(T_{oo} - T_a) + a[(T_t - T_{oo}) + (T_{oo} - T_a)] \quad (3.48)$$

Sustituyendo la ecuación (3.38) en la ecuación (3.44), se tiene

$$\theta_2(z) = T_t - T_s - \gamma z$$

$$\frac{d\theta_2}{dz} = \frac{dT_t}{dz} - \gamma$$

$$\frac{dT_t}{dz} = \frac{d\theta_2}{dz} + \gamma \quad (3.49)$$

Sustituyendo la ecuación (3.49) en la ecuación (3.47), se tiene

$$\frac{d\theta_2}{dz} + \gamma = a(T_t - T_a)$$

$$\frac{d\theta_2}{dz} = a[(T_t - T_{oo}) + (T_{oo} - T_a)] - \gamma$$

$$\frac{d\theta_2}{dz} = a[\theta_2 + \theta_1] - \gamma \quad (3.50)$$

Sustituyendo la ecuación (3.38) en la ecuación (3.43), se tiene

$$\begin{aligned}\theta_1(z) &= T_s + \delta z - T_a \\ \frac{d\theta_1}{dz} &= \gamma - \frac{dT_a}{dz} \\ \frac{dT_a}{dz} &= \gamma - \frac{d\theta_1}{dz}\end{aligned}\quad (3.51)$$

Sustituyendo la ecuación (3.51) en la ecuación (3.48), se tiene

$$\begin{aligned}\gamma - \frac{d\theta_1}{dz} &= b(T_{oo} - T_a) + a(T_t - T_a) \\ \frac{d\theta_1}{dz} &= \gamma - b\theta_1 - a[(T_t - T_{oo}) + (T_{oo} - T_a)] \\ \frac{d\theta_1}{dz} &= \gamma - b\theta_1 - a(\theta_2 + \theta_1) \\ \frac{d\theta_1}{dz} &= \gamma - \theta_1(b + a) - a\theta_2\end{aligned}\quad (3.52)$$

Las ecuaciones (3.50) y (3.52) forman un sistema de ecuaciones, el cual se resuelve mediante el método de A'Lembert, para el cual vamos a multiplicar la ecuación (3.52) por P, lo cual resulta en

$$P \frac{d\theta_1}{dz} = P\gamma - P\theta_1(b + a) - aP\theta_2 \quad (3.53)$$

Ahora la ecuación (3.50) se multiplica por q, con lo cual se obtiene

$$q \frac{d\theta_2}{dz} = aq\theta_1 + aq\theta_2 - q\gamma \quad (3.54)$$

Sumando las ecuaciones (3.53) y (3.54), se tiene

$$\begin{aligned}P \frac{d\theta_1}{dz} + q \frac{d\theta_2}{dz} &= P\gamma - P\theta_1(b + a) - aP\theta_2 + aq\theta_1 + aq\theta_2 - q\gamma \\ P \frac{d\theta_1}{dz} + q \frac{d\theta_2}{dz} &= [-P(a + b) + aq]\theta_1 + (-P + q)a\theta_2 + (P - q)\gamma \\ \frac{d}{dz}(P\theta_1 + q\theta_2) &= [-P(a + b) + aq]\theta_1 + (-P + q)a\theta_2 + (P - q)\gamma\end{aligned}\quad (3.55)$$

Utilizando la condición para ecuaciones diferenciales totales, se tiene la condición

$$\frac{-P(a+b)+qa}{P} = v^2 \quad (3.56)$$

$$\frac{(-P+q)a}{q} = v^2 \quad (3.57)$$

Acomodando la ecuación (3.55) y empleando la ecuación (3.56) y (3.57), se obtiene

$$\begin{aligned} \frac{d}{dz}(P\theta_1 + q\theta_2) &= P \frac{[-P(a+b) + aq]}{P} \theta_1 + q \frac{(-P+q)a}{q} \theta_2 + (P-q)\gamma \\ \frac{d}{dz}(P\theta_1 + q\theta_2) &= v^2(P\theta_1 + q\theta_2) + (P-q)\gamma \end{aligned} \quad (3.58)$$

Se define una nueva función, de acuerdo al método de A'Lembert, que se expresa como

$$S_i = P_i \theta_1 + q_i \theta_2 \quad (i = 1,2) \quad (3.59)$$

Sustituyendo la ecuación (3.59) en la ecuación (3.58), se obtiene

$$\frac{dS_i}{dz} = v_i^2 S_i + (P_i - q_i)\gamma \quad (i = 1,2) \quad (3.60)$$

Para resolver la ecuación (3.60), se tiene que resolver su parte homogénea y particular, definida por la siguiente ecuación

$$S_i = S_{ih} + S_{ip} \quad (3.61)$$

Primero se resuelve la parte homogénea de la ecuación (3.60), que viene descrita por la siguiente ecuación

$$\frac{dS_{ih}}{dz} = v_i^2 S_{ih}$$

$$\frac{dS_{ih}}{S_{ih}} = v_i^2 dz$$

$$\ln(S_{ih}) = v_i^2 z + C_i$$

$$S_{ih} = \exp(v_i^2 z + C_i)$$

$$S_{ih} = \exp(v_i^2 z) \exp(C_i)$$

$$S_{ih} = C_i \exp(v_i^2 z) \quad (i = 1,2) \quad (3.62)$$

Substituyendo la ecuación (3.62) en la ecuación (3.61), se obtiene

$$S_i = C_i \exp(v_i^2 z) + S_{ip} \quad (i = 1,2) \quad (3.63)$$

Diferenciando la ecuación (3.63), se tiene

$$\begin{aligned} \frac{dS_i}{dz} &= \frac{d(C_i \exp(v_i^2 z))}{dz} + \frac{dS_{ip}}{dz} \\ \frac{dS_i}{dz} &= C_i \exp(v_i^2 z) \frac{d(v_i^2 z)}{dz} + 0 \\ \frac{dS_i}{dz} &= C_i v_i^2 \exp(v_i^2 z) \end{aligned} \quad (3.64)$$

Sustituyendo las ecuaciones (3.63) y (3.64) en la ecuación (3.60), se obtiene

$$C_i v_i^2 \exp(v_i^2 z) = [C_i \exp(v_i^2 z) + S_{ip}] v_i^2 + (P_i - q_i) \gamma \quad (3.65)$$

Trabajando con la ecuación (3.65), se tiene

$$\begin{aligned} C_i v_i^2 \exp(v_i^2 z) &= [C_i v_i^2 \exp(v_i^2 z) + v_i^2 S_{ip}] + (P_i - q_i) \gamma \\ 0 &= v_i^2 S_{ip} + (P_i - q_i) \gamma \\ S_{ip} &= -\frac{(P_i - q_i) \gamma}{v_i^2} \end{aligned} \quad (3.66)$$

Sustituyendo la ecuación (3.66) en la ecuación (3.63), se tiene

$$S_i = C_i \exp(v_i^2 z) - \frac{(P_i - q_i) \gamma}{v_i^2} \quad (3.67)$$

Ahora trabajando con la ecuación (3.56), se tiene

$$\begin{aligned} v_i^2 &= \frac{-P_i(a+b) + q_i a}{P_i} \\ v_i^2 &= -(a+b) + \frac{q_i}{P_i} a \\ \left(\frac{q_i}{P_i}\right) &= \frac{v_i^2 + (a+b)}{a} \end{aligned} \quad (3.68)$$

Trabajando con la ecuación (3.57), se tiene

$$v_i^2 = \frac{(-P_i + q_i)a}{q_i}$$

$$v_i^2 = -\frac{P_i}{q_i}a + a$$

$$\left(\frac{P_i}{q_i}\right) = \frac{a-v_i^2}{a} \quad (3.69)$$

Igualando las ecuaciones (3.68) y (3.69), se tiene

$$\frac{v_i^2 + (a + b)}{a} = \frac{a}{a - v_i^2}$$

$$v_i^2 + (a + b) = \frac{a^2}{a - v_i^2}$$

$$[v_i^2 + (a + b)](a - v_i^2) = a^2$$

$$av_i^2 - v_i^4 + a(a + b) - (a + b)v_i^2 = a^2$$

$$v_i^4 + [(a + b) - a]v_i^2 - a^2 - ab + a^2 = 0$$

$$v_i^4 + bv_i^2 - ab = 0 \quad (i = 1,2) \quad (3.70)$$

Sacando las raíces de la ecuación (3.70), se tiene

$$v_i^2 = \frac{-b \pm \sqrt{b^2 - 4(1)(-ab)}}{2(1)}$$

$$v_i^2 = \frac{-b \pm \sqrt{b^2 + 4ab}}{2} \quad (3.71)$$

Substituyendo la ecuación (3.59) en la ecuación (3.67), se forma el siguiente sistema de ecuaciones

$$P_1\theta_1 + q_1\theta_2 = C_1 \exp(v_1^2 z) - \frac{(P_1 - q_1)}{v_1^2} \gamma \quad (3.72)$$

$$P_2\theta_1 + q_2\theta_2 = C_2 \exp(v_2^2 z) - \frac{(P_2 - q_2)}{v_2^2} \gamma \quad (3.73)$$

Despejando θ_1 de la ecuación (3.72), se tiene

$$\theta_1 = \frac{C_1}{P_1} \exp(v_1^2 z) - \frac{(P_1 - q_1)}{v_1^2 P_1} \gamma - \left(\frac{q_1}{P_1}\right) \theta_2 \quad (3.74)$$

Sustituyendo la ecuación (3.74) en la ecuación (3.73)

$$\begin{aligned} P_2 \left[\frac{C_1}{P_1} \exp(v_1^2 z) - \frac{(P_1 - q_1)}{v_1^2 P_1} \gamma - \left(\frac{q_1}{P_1}\right) \theta_2 \right] + q_2 \theta_2 &= C_2 \exp(v_2^2 z) - \frac{(P_2 - q_2)}{v_2^2} \gamma \\ P_2 \frac{C_1}{P_1} \exp(v_1^2 z) - \frac{(P_1 - q_1)}{v_1^2 P_1} \gamma P_2 - \left(\frac{q_1}{P_1}\right) P_2 \theta_2 + q_2 \theta_2 &= C_2 \exp(v_2^2 z) - \frac{(P_2 - q_2)}{v_2^2} \gamma \\ \theta_2 \frac{(P_1 q_2 - P_2 q_1)}{P_1} &= C_2 \exp(v_2^2 z) - P_2 \frac{C_1}{P_1} \exp(v_1^2 z) + \frac{(P_1 - q_1)}{v_1^2 P_1} \gamma P_2 - \frac{(P_2 - q_2)}{v_2^2} \gamma \\ \theta_2 &= \frac{C_2 \exp(v_2^2 z) - P_2 \frac{C_1}{P_1} \exp(v_1^2 z) + \frac{(P_1 - q_1)}{v_1^2 P_1} \gamma P_2 - \frac{(P_2 - q_2)}{v_2^2} \gamma}{\frac{(P_1 q_2 - P_2 q_1)}{P_1}} \end{aligned} \quad (3.75)$$

Sustituyendo la ecuación (3.75) en la ecuación (3.74), se tiene

$$\begin{aligned} \theta_1 &= \frac{C_1}{P_1} \exp(v_1^2 z) - \frac{(P_1 - q_1)}{v_1^2 P_1} \gamma \\ &- \left(\frac{q_1}{P_1}\right) \left[\frac{C_2 \exp(v_2^2 z) - P_2 \frac{C_1}{P_1} \exp(v_1^2 z) + \frac{(P_1 - q_1)}{v_1^2 P_1} \gamma P_2 - \frac{(P_2 - q_2)}{v_2^2} \gamma}{\frac{(P_1 q_2 - P_2 q_1)}{P_1}} \right] \\ \theta_1 &= \frac{C_1}{P_1} \exp(v_1^2 z) - \frac{(P_1 - q_1)}{v_1^2 P_1} \gamma - \frac{q_1 C_2 \exp(v_2^2 z)}{P_1 q_2 - P_2 q_1} + \frac{q_1 P_2 \frac{C_1}{P_1} \exp(v_1^2 z)}{P_1 q_2 - P_2 q_1} \\ &- \frac{(P_1 - q_1)}{v_1^2 P_1 (P_1 q_2 - P_2 q_1)} \gamma q_1 P_2 + \frac{(P_2 - q_2)}{v_2^2 (P_1 q_2 - P_2 q_1)} q_1 \gamma \\ \theta_1 &= C_1 \exp(v_1^2 z) \left[\frac{q_1 P_2}{P_1 q_2 - P_2 q_1} + \frac{1}{P_1} \right] - \left[\frac{q_1}{\frac{(P_1 q_2 - P_2 q_1)}{P_1}} \right] C_2 \exp(v_2^2 z) - \frac{(P_1 - q_1) \gamma}{P_1 v_1^2} \\ &- \left[\frac{q_1 P_2 \gamma}{(P_1 q_2 - P_2 q_1) v_1^2} \right] (P_1 - q_1) + \left[\frac{q_1 P_1 \gamma}{(P_1 q_2 - P_2 q_1) v_2^2} \right] (P_2 - q_2) \end{aligned} \quad (3.76)$$

Ahora, transformando las condiciones de frontera que vienen definidas por las ecuaciones (3.41) y (3.42), se tiene

$$\theta_1(z = 0) = \theta'_1 = T_{oo} - T_{in} \quad (3.77)$$

$$\theta_1(z = L) = -\theta_2(z = L) \quad (3.78)$$

Utilizando la condición de frontera definida por la ecuación (3.77) en la ecuación (3.76), se tiene

$$\begin{aligned} \theta'_1 = C_1 \exp(v_1^2 0) \left[\frac{q_1 P_2}{P_1 q_2 - P_2 q_1} + \frac{1}{P_1} \right] - \left[\frac{q_1}{\frac{(P_1 q_2 - P_2 q_1)}{P_1}} \right] C_2 \exp(v_2^2 0) - \frac{(P_1 - q_1) \gamma}{P_1 v_1^2} \\ - \left[\frac{q_1 P_2 \gamma}{(P_1 q_2 - P_2 q_1) v_1^2} \right] (P_1 - q_1) + \left[\frac{q_1 P_1 \gamma}{(P_1 q_2 - P_2 q_1) v_2^2} \right] (P_2 - q_2) \\ \theta'_1 = C_1 \left[\frac{q_1 P_2}{P_1 q_2 - P_2 q_1} + \frac{1}{P_1} \right] - \left[\frac{q_1}{\frac{(P_1 q_2 - P_2 q_1)}{P_1}} \right] C_2 - \frac{(P_1 - q_1) \gamma}{P_1 v_1^2} \\ - \left[\frac{q_1 P_2 \gamma}{(P_1 q_2 - P_2 q_1) v_1^2} \right] (P_1 - q_1) + \left[\frac{q_1 P_1 \gamma}{(P_1 q_2 - P_2 q_1) v_2^2} \right] (P_2 - q_2) \end{aligned} \quad (3.79)$$

Utilizando la condición de frontera definida por la ecuación (3.78) en las ecuaciones (3.76) y (3.75), e igualándolas, se tiene

$$\begin{aligned} C_1 \exp(v_1^2 L) \left[\frac{q_1 P_2}{P_1 q_2 - P_2 q_1} + \frac{1}{P_1} \right] - \left[\frac{q_1}{\frac{(P_1 q_2 - P_2 q_1)}{P_1}} \right] C_2 \exp(v_2^2 L) - \frac{(P_1 - q_1) \gamma}{P_1 v_1^2} \\ - \left[\frac{q_1 P_2 \gamma}{(P_1 q_2 - P_2 q_1) v_1^2} \right] (P_1 - q_1) + \left[\frac{q_1 P_1 \gamma}{(P_1 q_2 - P_2 q_1) v_2^2} \right] (P_2 - q_2) = \\ \frac{C_2 \exp(v_2^2 L) - P_2 \frac{C_1}{P_1} \exp(v_1^2 L) + \frac{(P_1 - q_1)}{v_1^2 P_1} \gamma P_2 - \frac{(P_2 - q_2)}{v_2^2} \gamma}{\frac{(P_1 q_2 - P_2 q_1)}{P_1}} \end{aligned}$$

Arreglando términos

$$\begin{aligned}
 & C_1 \exp(v_1^2 L) \left[\frac{q_1 P_2}{P_1 q_2 - P_2 q_1} + \frac{1}{P_1} - \frac{P_1 P_2}{P_1 q_2 - P_2 q_1} \right] \\
 & + C_2 \exp(v_2^2 L) \left[\frac{1}{P_1 q_2 - P_2 q_1} - \frac{P_1 q_1}{P_1 q_2 - P_2 q_1} \right] \\
 & + \frac{(P_1 - q_1) \gamma}{v_1^2} \left[\frac{-1}{P_1} - \frac{q_1 P_2}{P_1 q_2 - P_2 q_1} + \frac{P_1 P_2}{P_1 q_2 - P_2 q_1} \right] \\
 & + \frac{(P_2 - q_2) \gamma}{v_2^2} \left[\frac{q_1 P_1}{P_1 q_2 - P_2 q_1} - \frac{P_1}{P_1 q_2 - P_2 q_1} \right] = 0 \\
 \\
 & C_1 \exp(v_1^2 L) \left[\frac{q_1 P_2}{P_1 q_2 - P_2 q_1} + \frac{1}{P_1} - \frac{P_1 P_2}{P_1 q_2 - P_2 q_1} \right] + \frac{P_1 C_2 \exp(v_2^2 L)}{P_1 q_2 - P_2 q_1} (P_1 - q_1) \\
 & + \frac{(P_1 - q_1) \gamma}{v_1^2} \left[\frac{-1}{P_1} - \frac{q_1 P_2}{P_1 q_2 - P_2 q_1} + \frac{P_1 P_2}{P_1 q_2 - P_2 q_1} \right] \\
 & + \frac{(P_2 - q_2) \gamma}{v_2^2} \left[\frac{q_1 P_1}{P_1 q_2 - P_2 q_1} - \frac{P_1}{P_1 q_2 - P_2 q_1} \right] = 0
 \end{aligned}$$

Despejando C_2

$$\begin{aligned}
 \frac{P_1 C_2 \exp(v_2^2 L)}{P_1 q_2 - P_2 q_1} (P_1 - q_1) &= -C_1 \exp(v_1^2 L) \left[\frac{q_1 P_2}{P_1 q_2 - P_2 q_1} + \frac{1}{P_1} - \frac{P_1 P_2}{P_1 q_2 - P_2 q_1} \right] \\
 & - \frac{(P_1 - q_1) \gamma}{v_1^2} \left[\frac{-1}{P_1} - \frac{q_1 P_2}{P_1 q_2 - P_2 q_1} + \frac{P_1 P_2}{P_1 q_2 - P_2 q_1} \right] \\
 & - \frac{(P_2 - q_2) \gamma}{v_2^2} \left[\frac{q_1 P_1}{P_1 q_2 - P_2 q_1} - \frac{P_1}{P_1 q_2 - P_2 q_1} \right] \\
 \\
 C_2 &= \frac{P_1 q_2 - P_2 q_1}{(P_1 - q_1) P_1 \exp(v_2^2 L)} \left[-C_1 \exp(v_1^2 L) \left[\frac{q_1 P_2}{P_1 q_2 - P_2 q_1} + \frac{1}{P_1} - \frac{P_1 P_2}{P_1 q_2 - P_2 q_1} \right] \right. \\
 & \left. - \frac{(P_1 - q_1) \gamma}{v_1^2} \left[\frac{-1}{P_1} - \frac{q_1 P_2}{P_1 q_2 - P_2 q_1} + \frac{P_1 P_2}{P_1 q_2 - P_2 q_1} \right] - \frac{(P_2 - q_2) \gamma}{v_2^2} \left[\frac{q_1 P_1}{P_1 q_2 - P_2 q_1} - \frac{P_1}{P_1 q_2 - P_2 q_1} \right] \right] \quad (3.80)
 \end{aligned}$$

Sustituyendo la ecuación (3.80) en la ecuación (3.79)

$$\begin{aligned}
 \theta'_1 &= C_1 \left[\frac{q_1 P_2}{P_1 q_2 - P_2 q_1} + \frac{1}{P_1} \right] \\
 &- \left(\frac{q_1 P_1}{P_1 q_2 - P_2 q_1} \right) \frac{P_1 q_2 - P_2 q_1}{(P_1 - q_1) P_1 \exp(v_2^2 L)} \left[-C_1 \exp(v_1^2 L) \left[\frac{q_1 P_2}{P_1 q_2 - P_2 q_1} + \frac{1}{P_1} \right. \right. \\
 &\left. \left. - \frac{P_1 P_2}{P_1 q_2 - P_2 q_1} \right] \right. \\
 &\quad \left. - \frac{(P_1 - q_1) \gamma}{v_1^2} \left[\frac{-1}{P_1} - \frac{q_1 P_2}{P_1 q_2 - P_2 q_1} + \frac{P_1 P_2}{P_1 q_2 - P_2 q_1} \right] \right. \\
 &\left. - \frac{(P_2 - q_2) \gamma}{v_2^2} \left[\frac{q_1 P_1}{P_1 q_2 - P_2 q_1} - \frac{P_1}{P_1 q_2 - P_2 q_1} \right] \right] \\
 &- \frac{(P_1 - q_1) \gamma}{P_1 v_1^2} - \frac{q_1 P_2 \gamma}{(P_1 q_2 - P_2 q_1) v_1^2} (P_1 - q_1) + \frac{q_1 P_1 \gamma}{(P_1 q_2 - P_2 q_1) v_2^2} (P_2 - q_2)
 \end{aligned}$$

Despejando C_1

$$\begin{aligned}
 C_1 &\left[\frac{q_1 P_2}{P_1 q_2 - P_2 q_1} + \frac{1}{P_1} \right] \\
 &= \theta'_1 \\
 &+ \left(\frac{q_1 P_1}{P_1 q_2 - P_2 q_1} \right) \frac{P_1 q_2 - P_2 q_1}{(P_1 - q_1) P_1 \exp(v_2^2 L)} \left[-C_1 \exp(v_1^2 L) \left[\frac{q_1 P_2}{P_1 q_2 - P_2 q_1} + \frac{1}{P_1} \right. \right. \\
 &\left. \left. - \frac{P_1 P_2}{P_1 q_2 - P_2 q_1} \right] - \frac{(P_1 - q_1) \gamma}{v_1^2} \left[\frac{-1}{P_1} - \frac{q_1 P_2}{P_1 q_2 - P_2 q_1} + \frac{P_1 P_2}{P_1 q_2 - P_2 q_1} \right] \right. \\
 &\left. - \frac{(P_2 - q_2) \gamma}{v_2^2} \left[\frac{q_1 P_1}{P_1 q_2 - P_2 q_1} - \frac{P_1}{P_1 q_2 - P_2 q_1} \right] \right] + \frac{(P_1 - q_1) \gamma}{P_1 v_1^2} \\
 &+ \frac{q_1 P_2 \gamma}{(P_1 q_2 - P_2 q_1) v_1^2} (P_1 - q_1) - \frac{q_1 P_1 \gamma}{(P_1 q_2 - P_2 q_1) v_2^2} (P_2 - q_2) \\
 C_1 &= \left(\frac{1}{\frac{q_1 P_2}{P_1 q_2 - P_2 q_1} + \frac{1}{P_1}} \right) (\theta'_1 + \left(\frac{q_1 P_1}{P_1 q_2 - P_2 q_1} \right) \frac{P_1 q_2 - P_2 q_1}{(P_1 - q_1) P_1 \exp(v_2^2 L)} \left[-C_1 \exp(v_1^2 L) \left[\frac{q_1 P_2}{P_1 q_2 - P_2 q_1} + \frac{1}{P_1} - \right. \right. \\
 &\left. \left. \frac{P_1 P_2}{P_1 q_2 - P_2 q_1} \right] - \frac{(P_1 - q_1) \gamma}{v_1^2} \left[\frac{-1}{P_1} - \frac{q_1 P_2}{P_1 q_2 - P_2 q_1} + \frac{P_1 P_2}{P_1 q_2 - P_2 q_1} \right] - \frac{(P_2 - q_2) \gamma}{v_2^2} \left[\frac{q_1 P_1}{P_1 q_2 - P_2 q_1} - \frac{P_1}{P_1 q_2 - P_2 q_1} \right] \right] + \\
 &\quad \left. \frac{(P_1 - q_1) \gamma}{P_1 v_1^2} + \frac{q_1 P_2 \gamma}{(P_1 q_2 - P_2 q_1) v_1^2} (P_1 - q_1) - \frac{q_1 P_1 \gamma}{(P_1 q_2 - P_2 q_1) v_2^2} (P_2 - q_2) \right) \quad (3.81)
 \end{aligned}$$

Sustituyendo la ecuación (3.81) en la ecuación (3.80), se obtiene C_2 . Los resultados del presente apartado se muestran en la sección 4.1.2, donde se emplean dos perfiles de temperatura de la pared del pozo geotérmico.

3.3.3. INTERCAMBIADOR DE CALOR GEOTÉRMICO CONCÉNTRICO, PROPIEDADES NO CONSTANTES.

En la Figura 3.25, se observa un modelo simplificado del proceso de transferencia de calor que se lleva a cabo dentro del intercambiador de calor geotérmico concéntrico. Para el análisis que se presenta a continuación, se mantienen las mismas suposiciones que se establecieron en el apartado 3.3.2; a excepción de que las propiedades del fluido no se mantienen constantes, así como la utilización de perfiles no lineales de temperatura de la pared del pozo.

Aplicando la Primera Ley de la Termodinámica a los volúmenes de control mostrados en la Figura 3.25, se obtienen los siguientes balances de energía

$$\dot{m} \frac{dh_t}{dz} = 2\pi r_1 U_{r1} f(T_t, T_a) \cdot (T_t - T_a) \quad (3.82)$$

$$\dot{m} \frac{dh_a}{dz} = 2\pi r_3 U_{r3} f(T_a) \cdot (T_{oo} - T_a) + 2\pi r_1 U_{r1} f(T_t, T_a) \cdot (T_t - T_a) \quad (3.83)$$

Mientras que el perfil real de temperatura de la pared del pozo es representado por la siguiente ecuación

$$T_{oo}(z) = (1.737 \times 10^{-15})z^7 + (-3.572 \times 10^{-12})z^6 + (2.977 \times 10^{-9})z^5 + (-1.291 \times 10^{-6})z^4 + (0.0003112)z^3 + (-0.04151)z^2 + (2.868)z + 62.63 \quad (3.84)$$

Para el presente análisis, se consideran las propiedades del fluido no constantes, por lo tanto el análisis se hace de manera diferente a los acostumbrados, ya que se necesitan dos propiedades termodinámicas intensivas para determinar cómo varían las propiedades termodinámicas del fluido. Debido a lo anterior, se necesita hacer un análisis para obtener el perfil de distribución de presiones a lo largo del intercambiador de calor (Shah [83] recomienda que se haga este perfil de presiones para tener un mejor resultado); para que, de esta manera, se cuente con las dos propiedades termodinámicas intensivas, temperatura y presión, respectivamente.

Para obtener el perfil de presiones del fluido, se parte del siguiente análisis

$$h = u + pv = cT + v(P - P_{ref}) \quad (3.85)$$

$$h = h_{ref} + cT + v(P - P_{ref}) \quad (3.86)$$

Diferenciando la ecuación (3.86) respecto de z , se obtiene

$$\frac{dh}{dz} = c \frac{dT}{dz} + v \frac{dP}{dz} \quad (3.87)$$

De esta manera, se obtiene la variación de la entalpía como función de la temperatura y presión. Siguiendo con el mismo análisis del perfil de presiones, ahora se debe tomar en cuenta la caída de presión entre dos puntos debido a la fricción, lo cual se calcula de la siguiente manera

$$\Delta P = P_1 - P_2 = f \frac{L}{D_h} \frac{\rho V^2}{2} = f \frac{L}{D_h} \frac{\dot{m}^2}{2\rho A^2} \quad (3.88)$$

Para la obtención del perfil de presiones del fluido, se debe tener en cuenta también la presión creada por la columna de agua, así como la presión total del fluido. De esta manera, se obtiene el siguiente perfil de presiones para la región central

$$P_t(z) = P_{t(z=H)} - f_t \frac{(H-z)}{D_{ht}} \frac{\dot{m}^2}{2\rho A_t^2} - \rho g(L-z) \quad (3.89)$$

Diferenciando la ecuación (3.89) respecto de z , se tiene

$$\frac{dP_t(z)}{dz} = \frac{f_t}{D_{ht}} \frac{\dot{m}^2}{2\rho A_t^2} + \rho g \quad (3.90)$$

De igual manera para el perfil de presiones en la región anular se obtiene

$$P_a(z) = P_{a(z=0)} - f_a \frac{z}{D_{ha}} \frac{\dot{m}^2}{2\rho A_a^2} - \rho g z \quad (3.91)$$

Diferenciando la ecuación (3.91) respecto de z , se tiene

$$\frac{dP_a(z)}{dz} = - \frac{f_a}{D_{ha}} \frac{\dot{m}^2}{2\rho A_a^2} + \rho g \quad (3.92)$$

Ahora sustituyendo la ecuación (3.87) en las ecuaciones (3.82) y (3.83), se tiene

$$\dot{m} \left[c \frac{dT_t}{dz} + \frac{1}{\rho} \frac{dP_t}{dz} \right] = 2\pi r_1 U_{r1} f(T_t, T_a) \cdot (T_t - T_a) \quad (3.93)$$

$$\dot{m} \left[c \frac{dT_a}{dz} + \frac{1}{\rho} \frac{dP_a}{dz} \right] = 2\pi r_3 U_{r3} f(T_a) \cdot (T_{oo} - T_a) + 2\pi r_1 U_{r1} f(T_t, T_a) \cdot (T_t - T_a) \quad (3.94)$$

Reacomodando la ecuación (3.93) y utilizando la ecuación (3.90), se obtiene

$$\begin{aligned} \dot{m}c \frac{dT_t}{dz} + \frac{\dot{m}}{\rho} \frac{dP_t}{dz} &= 2\pi r_1 U_{r1} f(T_t, T_a) \cdot (T_t - T_a) \\ \frac{dT_t}{dz} &= \frac{2\pi r_1 U_{r1} f(T_t, T_a) \cdot (T_t - T_a)}{\dot{m}c} - \left(\frac{1}{c\rho}\right) \frac{dP_t}{dz} \\ \frac{dT_t}{dz} &= \frac{2\pi r_1 U_{r1} f(T_t, T_a) \cdot (T_t - T_a)}{\dot{m}c} - \frac{g}{c} - \frac{f_t}{D_{ht}} \frac{\dot{m}^2}{2c\rho^2 A_t^2} \end{aligned} \quad (3.95)$$

De igual manera reacomodando la ecuación (3.94) y utilizando la ecuación (3.92), se obtiene

$$\begin{aligned} \dot{m}c \frac{dT_a}{dz} + \frac{\dot{m}}{\rho} \frac{dP_a}{dz} &= 2\pi r_3 U_{r3} f(T_a) \cdot (T_{oo} - T_a) + 2\pi r_1 U_{r1} f(T_t, T_a) \cdot (T_t - T_a) \\ \frac{dT_a}{dz} &= \frac{2\pi r_3 U_{r3} f(T_a) \cdot (T_{oo} - T_a) + 2\pi r_1 U_{r1} f(T_t, T_a) \cdot (T_t - T_a)}{\dot{m}c} - \left(\frac{1}{c\rho}\right) \frac{dP_a}{dz} \\ \frac{dT_a}{dz} &= \frac{2\pi r_3 U_{r3} f(T_a) \cdot (T_{oo} - T_a) + 2\pi r_1 U_{r1} f(T_t, T_a) \cdot (T_t - T_a)}{\dot{m}c} - \frac{g}{c} + \frac{f_a}{D_{ha}} \frac{\dot{m}^2}{2c\rho^2 A_a^2} \end{aligned} \quad (3.96)$$

Ahora se cuenta con un sistema de ecuaciones formado por las ecuaciones (3.95) y (3.96), que en conjunto con la ecuación (3.84) darán solución. Como parte del sistema de ecuaciones, se deben tener en cuenta los siguientes valores iniciales $T_a(0) = 100^\circ\text{C}$ y $T_t(0) = 125^\circ\text{C}$, así como también que se cumpla la condición $T_{a(z=H)} = T_{t(z=H)}$. De esta manera, el sistema de ecuaciones se resuelve con el método de Runge-Kutta de cuarto Orden. Los resultados del presente apartado se presentan en la sección 4.1.3.

3.4. SOLUCIÓN NUMÉRICA

Hasta este punto los fenómenos que se han analizado, han sido mediante la ecuación de continuidad y la Primera Ley de la Termodinámica. Para tener una visión más completa del fenómeno, se necesita introducir las ecuaciones de Navier-Stokes, las cuales describen el movimiento del fluido en todo tipo de escalas.

La naturaleza del movimiento del fluido se clasifica del acuerdo al número de Reynolds (Re), en donde puede ser laminar, en transición o turbulento. La transición de flujo laminar a turbulento depende de la configuración geométrica de la superficie, de la aspereza superficial, de la velocidad del flujo, de la temperatura de la superficie y del tipo de fluido, entre otros parámetros [108]. En las condiciones más prácticas, el flujo dentro de un tubo es laminar para $Re < 2,300$, transitorio para $2,300 < Re < 10,000$ y turbulento para $Re > 10,000$

[109]. En la Figura 3.26 se muestra los tres tipos de flujos y cómo evoluciona progresivamente dentro de una tubería.

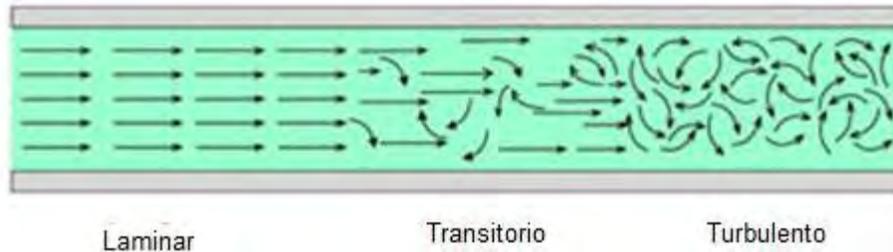


Figura 3.26. Evolución del flujo dentro un tubo circular, desde laminar a turbulento.

La diferencia principal entre flujo laminar y turbulento radica en que el laminar lleva un orden y perfiles de velocidad bien definidos. Mientras que, el flujo turbulento no tiene un patrón de velocidad bien definido, debido a la naturaleza caótica del fluido, a pesar de lo anterior es el tipo de fluido que más transporta y disipa energía [110].

Los fenómenos de movimiento de los fluidos, tanto de forma laminar como turbulenta vienen regidos por las ecuaciones de continuidad y de Navier-Stokes (movimiento de fluidos). La ecuación (3.97) representa la continuidad y la ecuación (3.98) la de Navier-Stokes, mientras que la ecuación (3.99) representa el transporte de energía.

$$[\frac{\partial \rho}{\partial t} + (\nabla \cdot \rho \mathbf{v}) = 0] \quad (3.97)$$

$$[\frac{\rho D\mathbf{v}}{Dt} = -\nabla p + \mu \nabla^2 \mathbf{v} + \rho \mathbf{g}] \quad (3.98)$$

$$[\rho c_p \frac{DT}{Dt} = k \nabla^2 T + \mu \Phi_v] \quad (3.99)$$

Las ecuaciones anteriores se muestran en notación tensorial. Para tener un mejor manejo de las ecuaciones, es mejor describirlas de acuerdo al sistema de coordenadas que mejor se adapte al fenómeno bajo estudio. De acuerdo a lo anterior, el sistema de coordenadas que mejor se adapta a los intercambiadores de calor geotérmicos, tanto concéntrico como en U, es el sistema de coordenadas cilíndrico. Además, las ecuaciones cambian si se trata de un fluido laminar o turbulento, con propiedades constantes o no constantes.

Las ecuaciones de Navier-Stokes para un flujo Newtoniano laminar, con densidad y viscosidad constantes, que describen el flujo en un sistema coordenado cilíndrico (r, z, Θ), son las siguientes

$$\rho \left(\frac{\partial v_r}{\partial t} + v_r \frac{\partial v_r}{\partial r} + \frac{v_\theta}{r} \frac{\partial v_r}{\partial \theta} + v_z \frac{\partial v_r}{\partial z} - \frac{v_\theta^2}{r} \right) = -\frac{\partial p}{\partial r} + \mu \left[\frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (r v_r) \right) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 v_r}{\partial \theta^2} + \frac{\partial^2 v_r}{\partial z^2} - \frac{2}{r^2} \frac{\partial v_\theta}{\partial \theta} \right] + \rho g_r \quad (3.100)$$

$$\rho \left(\frac{\partial v_\theta}{\partial t} + v_r \frac{\partial v_\theta}{\partial r} + \frac{v_\theta}{r} \frac{\partial v_\theta}{\partial \theta} + v_z \frac{\partial v_\theta}{\partial z} + \frac{v_r v_\theta}{r} \right) = -\frac{1}{r} \frac{\partial p}{\partial \theta} + \mu \left[\frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (r v_\theta) \right) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 v_\theta}{\partial \theta^2} + \frac{\partial^2 v_\theta}{\partial z^2} + \frac{2}{r^2} \frac{\partial v_r}{\partial \theta} \right] + \rho g_\theta \quad (3.101)$$

$$\rho \left(\frac{\partial v_z}{\partial t} + v_r \frac{\partial v_z}{\partial r} + \frac{v_\theta}{r} \frac{\partial v_z}{\partial \theta} + v_z \frac{\partial v_z}{\partial z} \right) = -\frac{\partial p}{\partial z} + \mu \left[\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial v_z}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 v_z}{\partial \theta^2} + \frac{\partial^2 v_z}{\partial z^2} \right] + \rho g_z \quad (3.102)$$

La ecuación de continuidad adaptada queda como

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (\rho r v_r) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial \theta} (\rho v_\theta) + \frac{\partial}{\partial z} (\rho v_z) = 0 \quad (3.103)$$

Y la ecuación de energía se expresa como

$$\rho c_p \left(\frac{\partial T}{\partial t} + v_r \frac{\partial T}{\partial r} + \frac{v_\theta}{r} \frac{\partial T}{\partial \theta} + v_z \frac{\partial T}{\partial z} \right) = k \left[\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial T}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 T}{\partial \theta^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right] + \mu \Phi_v \quad (3.104)$$

Las ecuaciones anteriores son útiles exclusivamente para fenómenos en los que el flujo es laminar, que pocas veces se presenta en la naturaleza este tipo de fenómenos. Para flujos que siguen un comportamiento turbulento, se tienen que modificar las ecuaciones anteriores, esto con el fin de introducir la parte turbulenta. Para la introducción de la parte turbulenta, se tiene que analizar el comportamiento del flujo. En el flujo turbulento, las velocidades son fluctuantes prácticamente todo el tiempo, pero a pesar de eso, se puede sacar un promedio de estas velocidades y a ese promedio sumarle la parte fluctuante instantánea, para así tener la velocidad del flujo turbulento [111]. En la Figura 3.27a se observa que la velocidad promedio se mantiene constante, mientras que para la Figura 3.27b la velocidad promedio cambia respecto al tiempo al mismo tiempo que lo hace la velocidad fluctuante.

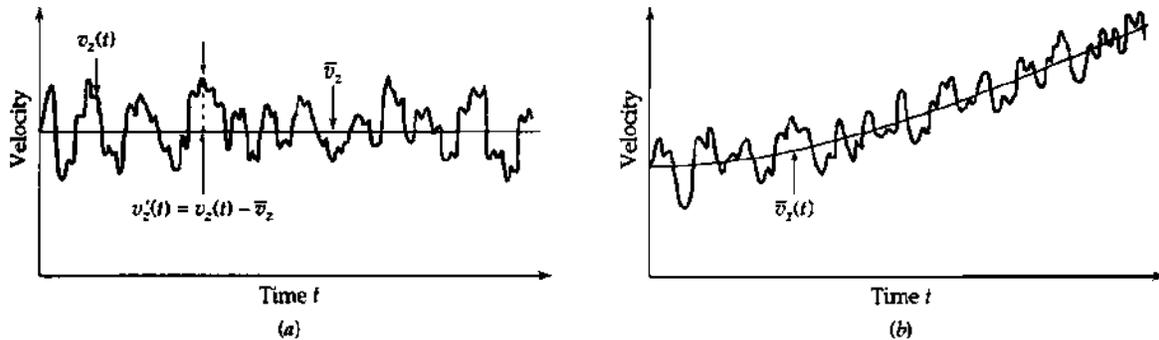


Figura 3.27. Velocidad turbulenta a partir de la suma de la velocidad promedio y la fluctuante, (a) para cuando la velocidad promedio no cambia respecto al tiempo, (b) cuando la velocidad promedio cambia respecto del tiempo.

Al introducir esta parte fluctuante en la ecuación (3.103), la cual es la ecuación que representa la continuidad, esta queda como

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (\rho r [v'_r(t) + \bar{v}_r]) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial \theta} (\rho [v'_\theta(t) + \bar{v}_\theta]) + \frac{\partial}{\partial z} (\rho [v'_z(t) + \bar{v}_z]) = 0 \quad (3.105)$$

Las ecuaciones de Navier-Stokes que vienen representadas por las ecuaciones (3.100), (3.101) y (3.102), se les introduce la parte fluctuante, lo cual resulta en

$$\rho \left(\frac{\partial [v'_r(t) + \bar{v}_r]}{\partial t} + [v'_r(t) + \bar{v}_r] \frac{\partial [v'_r(t) + \bar{v}_r]}{\partial r} + \frac{[v'_\theta(t) + \bar{v}_\theta]}{r} \frac{\partial [v'_r(t) + \bar{v}_r]}{\partial \theta} + [v'_z(t) + \bar{v}_z] \frac{\partial [v'_r(t) + \bar{v}_r]}{\partial z} - \frac{[v'_\theta(t) + \bar{v}_\theta]^2}{r} \right) = -\frac{\partial p}{\partial r} + \mu \left[\frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (r [v'_r(t) + \bar{v}_r]) \right) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 [v'_r(t) + \bar{v}_r]}{\partial \theta^2} + \frac{\partial^2 [v'_r(t) + \bar{v}_r]}{\partial z^2} - \frac{2}{r^2} \frac{\partial [v'_\theta(t) + \bar{v}_\theta]}{\partial \theta} \right] + \rho g_r \quad (3.106)$$

$$\rho \left(\frac{\partial [v'_\theta(t) + \bar{v}_\theta]}{\partial t} + [v'_r(t) + \bar{v}_r] \frac{\partial [v'_\theta(t) + \bar{v}_\theta]}{\partial r} + \frac{[v'_\theta(t) + \bar{v}_\theta]}{r} \frac{\partial [v'_\theta(t) + \bar{v}_\theta]}{\partial \theta} + [v'_z(t) + \bar{v}_z] \frac{\partial [v'_\theta(t) + \bar{v}_\theta]}{\partial z} + \frac{[v'_r(t) + \bar{v}_r][v'_\theta(t) + \bar{v}_\theta]}{r} \right) = -\frac{1}{r} \frac{\partial p}{\partial \theta} + \mu \left[\frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (r [v'_\theta(t) + \bar{v}_\theta]) \right) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 [v'_\theta(t) + \bar{v}_\theta]}{\partial \theta^2} + \frac{\partial^2 [v'_\theta(t) + \bar{v}_\theta]}{\partial z^2} + \frac{2}{r^2} \frac{\partial [v'_r(t) + \bar{v}_r]}{\partial \theta} \right] + \rho g_\theta \quad (3.107)$$

$$\rho \left(\frac{\partial [v'_z(t) + \bar{v}_z]}{\partial t} + [v'_r(t) + \bar{v}_r] \frac{\partial [v'_z(t) + \bar{v}_z]}{\partial r} + \frac{[v'_\theta(t) + \bar{v}_\theta]}{r} \frac{\partial [v'_z(t) + \bar{v}_z]}{\partial \theta} + [v'_z(t) + \bar{v}_z] \frac{\partial [v'_z(t) + \bar{v}_z]}{\partial z} \right) = -\frac{\partial p}{\partial z} + \mu \left[\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial [v'_z(t) + \bar{v}_z]}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 [v'_z(t) + \bar{v}_z]}{\partial \theta^2} + \frac{\partial^2 [v'_z(t) + \bar{v}_z]}{\partial z^2} \right] + \rho g_z \quad (3.108)$$

Para el caso de la ecuación de energía, hay una analogía en el comportamiento respecto de la velocidad que tiene un fluido turbulento y la temperatura en él. De acuerdo a lo anterior, la temperatura en el fluido turbulento también está compuesta por su parte promedio más la parte fluctuante, es decir $T = T'(t) + \bar{T}$ [111], con lo cual la ecuación de energía (ecuación (3.104)) tiene la siguiente forma

$$\rho c_p \left(\frac{\partial (T'(t) + \bar{T})}{\partial t} + v_r \frac{\partial (T'(t) + \bar{T})}{\partial r} + \frac{v_\theta}{r} \frac{\partial (T'(t) + \bar{T})}{\partial \theta} + v_z \frac{\partial (T'(t) + \bar{T})}{\partial z} \right) = k \left[\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial (T'(t) + \bar{T})}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 (T'(t) + \bar{T})}{\partial \theta^2} + \frac{\partial^2 (T'(t) + \bar{T})}{\partial z^2} \right] + \mu \Phi_v \quad (3.109)$$

Mediante las ecuaciones (3.105), (3.106), (3.107), (3.108) y (3.109), se resuelve de manera completa el fenómeno turbulento que involucra transporte de cantidad de movimiento y energía. Además, se debe tener en consideración la parte turbulenta, la cual es necesaria también resolverla, para lo cual existen distintos modelos de turbulencia que han sido desarrollados para la solución de este fenómeno.

Dentro de los modelos de turbulencia que se han desarrollado para el análisis de fluidos, se encuentra el modelo Spalart-Allmaras, k-epsilon standart, k-epsilon RNG, k-epsilon realizable y el modelo de esfuerzos de Reynolds, entre otros [112]. En la Tabla 3.4, se muestra una descripción breve de las fortalezas y debilidades de los modelos mencionados anteriormente.

Tabla 3.4. Fortalezas y debilidades de los modelos de turbulencia más comunes.

Modelo	Fortalezas	Debilidades
Spalart-Allmaras	Económico (1 ecuación); buena aproximación para problemas de complejidad media.	No se han probado ampliamente, falta de submodelos (por ejemplo: en combustión y efectos de flotabilidad)
k-ε Estándar	Robusto, económico, razonablemente exacto; buen rendimiento en el almacenamiento de datos para procesos largos.	Mediocres resultados para flujos complejos con cambios severos de presión, fuertes curvaturas en las líneas de flujos, giro y rotación.
k-ε RNG	Buen comportamiento para comportamientos complejos como choque de chorros, flujos separados, flujos rotatorios y flujos secundarios.	Sujeto a limitaciones debido a remolinos isotrópicos por la suposición de viscosidad. El mismo problema con jets redondos como el k- ε Estándar.
k-ε Realizable	Ofrece casi los mismos beneficios que el modelo RNG, pero a diferencia de este, resuelve la anomalía de jet redondo.	Sujeta a las limitaciones debido a los vórtices isotrópicos por la suposición de la viscosidad.

Modelo	Fortalezas	Debilidades
Esfuerzos de Reynolds	Modelo físico más completo (Historia, transporte y anisotropía de los esfuerzos turbulentos, que todos son tomados en cuenta para este modelo)	Requiere un esfuerzo mayor del CPU (2 o 3 veces más); ecuaciones de acople justas entre las de momentum y turbulencia.

Para la resolución completa del fenómeno que se presenta tanto en el intercambiador de calor concéntrico como en U, es necesario resolver las ecuaciones (3.102), (3.103), (3.104), (3.105) y (3.106), además de seleccionar un modelo de turbulencia. Para la resolución de este tipo de problemas, no existe solución analítica, solamente se puede llegar a la solución mediante métodos numéricos [88]. En este sentido existen diversos programas de cómputo que realizan este tipo de cálculos, algunos de estos programas de cómputo son: Fluent-Ansys, Comsol Multiphysics, Phoenix, etc.

El modelo turbulento seleccionado, para la solución del fenómeno en el intercambiador de calor concéntrico y U, fue el K-Epsilon Standart. Dicho modelo se eligió debido a que el fenómeno no presenta un flujo complejo, además que los esfuerzos cortantes cerca de la pared no son tan representativos como para influir en el fenómeno; aunado a esto, el poco poder computacional que consume este fenómeno de turbulencia y su exactitud, además de que es recomendado por Jun [113].

Se empleó el software Fluent-Ansys 14.5 para la resolución del modelo de turbulencia K-Epsilon Standart junto con las ecuaciones (3.102), (3.103), (3.104), (3.105) y (3.106). Además, para el modelo se supuso que no hay filtraciones, se encuentra sellado en el fondo (para el intercambiador de calor geotérmico concéntrico) y el fenómeno se desarrolla en estado estable. Los resultados del presente apartado se presentan en la sección 4.2.

CAPÍTULO IV. RESULTADOS Y DISCUSIÓN

4.1. INTRODUCCIÓN

Las gráficas presentadas a continuación, representan los perfiles de temperaturas de los intercambiadores de calor geotérmicos en U y concéntrico, respectivamente. Las gráficas que contienen el perfil de temperaturas del intercambiador de calor geotérmico en U, están formadas por una curva roja y otra azul. La curva azul representa la temperatura del fluido que va descendiendo hasta alcanzar la profundidad mostrada; mientras, el color rojo simboliza la temperatura del fluido que va ascendiendo desde el punto más profundo hasta la superficie.

Las gráficas que contienen el perfil de temperaturas del intercambiador de calor geotérmico concéntrico, están formadas por una curva roja y otra azul. La curva azul representa la temperatura del fluido que va descendiendo por la parte anular del intercambiador, hasta alcanzar la profundidad mostrada; mientras el color rojo simboliza la temperatura del fluido que va ascendiendo por la región central del intercambiador desde el punto más profundo hasta la superficie.

En ambos tipos de gráficas, tanto del intercambiador de calor geotérmico en U y concéntrico, las líneas azul y roja contienen flechas. Las flechas en la línea azul representan el descenso del fluido desde la superficie hasta la profundidad deseada, mientras que las flechas en la línea roja representan el ascenso del fluido, desde la profundidad mostrada hasta la superficie.

Para el intercambiador de calor geotérmico en U, los cálculos se realizaron utilizando una tubería de 2 pulgadas de diámetro que forma la U. Para el intercambiador de calor geotérmico concéntrico, los cálculos se realizaron utilizando una tubería de 4 pulgadas en la parte central del pozo que actúa como intercambiador. La temperatura de entrada en los intercambiadores de calor es de 100 °C y se busca la temperatura de salida. Respecto del perfil de temperatura de la pared del pozo, en cada apartado se explica el utilizado.

4.2. SOLUCIÓN ANALÍTICA

4.2.1. INTERCAMBIADOR DE CALOR GEOTÉRMICO EN U

En la presente sección se presentan los resultados del apartado 3.3.1, en donde se establecieron las ecuaciones para los perfiles de temperatura del fluido en el intercambiador de calor geotérmico en U.

En la Figura 4.1, se observa el perfil de temperaturas del intercambiador de calor geotérmico en U, que resulta del método analítico de solución a una profundidad de 100 m. Además, se aprecia que la temperatura del fluido, al descender, aumenta su temperatura

hasta llegar a un máximo de 104.1 °C a 100 m, para posteriormente empezar a ascender. Conforme el fluido asciende la temperatura decae hasta el punto en que la temperatura llega a la superficie a 96.2 °C, que es inclusive menor a la temperatura a la que entró al intercambiador de calor. La razón de la caída de temperatura en el intercambiador de calor es debido a que el coeficiente de convección natural entre el intercambiador y el agua del pozo es pequeño, en comparación con el coeficiente convectivo interior; aunado a esto, los primeros 100 m del pozo tienen una temperatura entre 60 y 140°C, extrayendo de esta manera el calor del fluido del intercambiador, en lugar de aportar calor.

En la Figura 4.2, se observa el perfil de temperaturas del intercambiador de calor geotérmico en U, que resulta del método analítico de solución a una profundidad de 200 m. En esta imagen, se aprecia que la temperatura máxima que alcanza el fluido que desciende alcanza los 108.14 °C; posteriormente, empieza a ascender, observándose que el aporte de calor continua, hasta alcanzar la temperatura máxima de 110.3 °C a una profundidad de 152 m, para después empezar a descender en su temperatura hasta 101.1 °C cuando el fluido del intercambiador vuelve a la superficie.

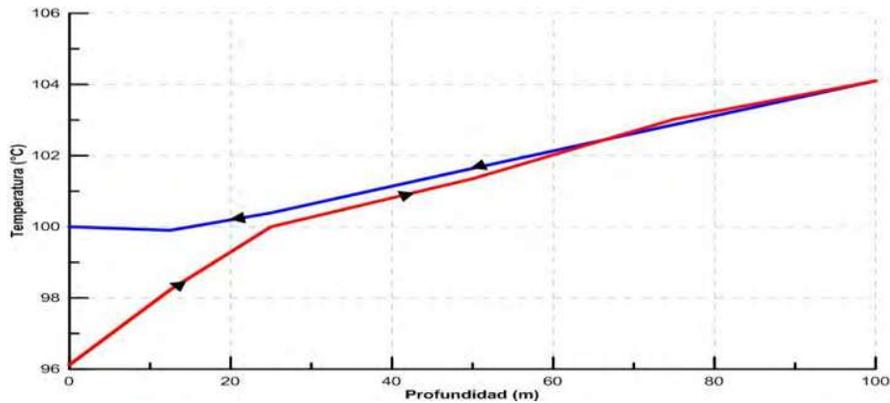


Figura 4.1. Perfil de temperaturas del intercambiador de calor geotérmico en U, solución analítica, 100 m.

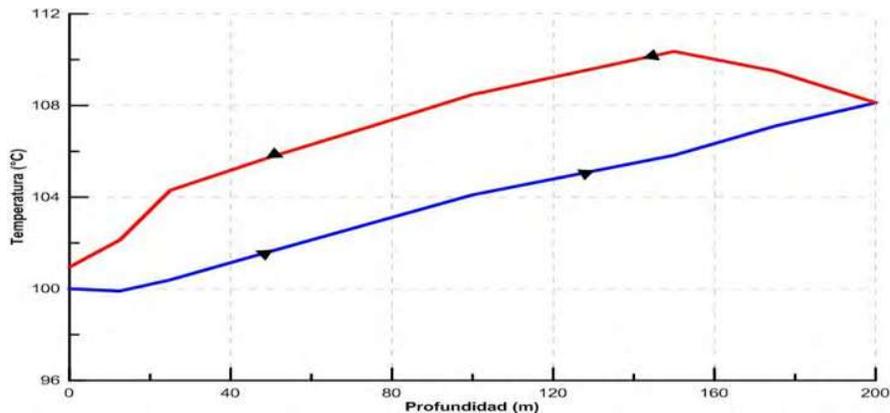


Figura 4.2. Perfil de temperaturas del intercambiador de calor geotérmico en U, solución analítica, 200 m.

En la Figura 4.3, se ilustra el perfil de temperaturas del intercambiador de calor geotérmico en U con una profundidad de 300 m. Se observa que el fluido que desciende aumenta su temperatura mientras recorre su trayectoria, hasta alcanzar una temperatura máxima de 110.86 °C a los 300 m de profundidad. Al llegar a la profundidad de 300 m el fluido empieza ascender y de igual manera a ganar más calor, hasta llegar a una temperatura máxima en el intercambiador de 115.21 °C a una profundidad de 156 m. El fluido continúa su ascenso hasta la superficie, en donde abandona el intercambiador de calor a una temperatura de 107.08 °C.

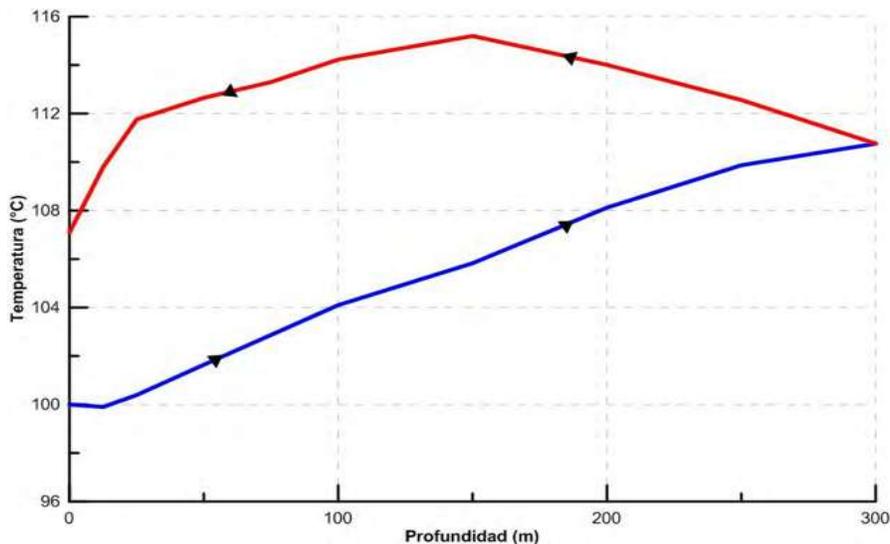


Figura 4.3. Perfil de temperaturas del intercambiador de calor geotérmico en U, solución analítica, 300 m.

En la Figura 4.4, se ilustra el perfil de temperaturas del intercambiador de calor geotérmico en U con una profundidad de 400 m. Los perfiles de temperatura siguen un comportamiento similar al mostrado en la Figura 4.3, donde primeramente el fluido que desciende alcanza su temperatura máxima de 111.75 °C en el fondo del intercambiador de calor; de igual manera, el fluido que asciende alcanza su temperatura máxima de 118.24 °C a la profundidad de 158 m. El fluido abandona el intercambiador de calor a una temperatura de 113.91 °C.

En la Figura 4.5, se ilustra el perfil de temperaturas del intercambiador de calor geotérmico en U de 500 m de profundidad. Este perfil de temperaturas presenta el mismo comportamiento que el mostrado en la Figura 4.3, donde la temperatura máxima del fluido que desciende (111.85 °C) se encuentra al final del descenso. La temperatura máxima del fluido (127.67 °C) en el intercambiador de calor se registra a los 159 m de profundidad en el fluido que asciende. La temperatura del fluido a la salida del intercambiador es de 119.84 °C.

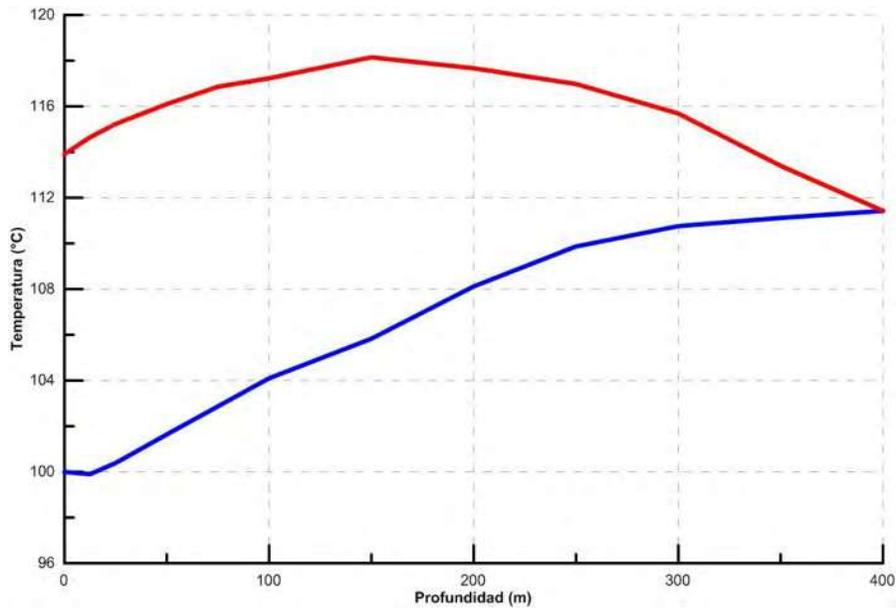


Figura 4.4. Perfil de temperaturas del intercambiador de calor geotérmico en U, solución analítica, 400 m.

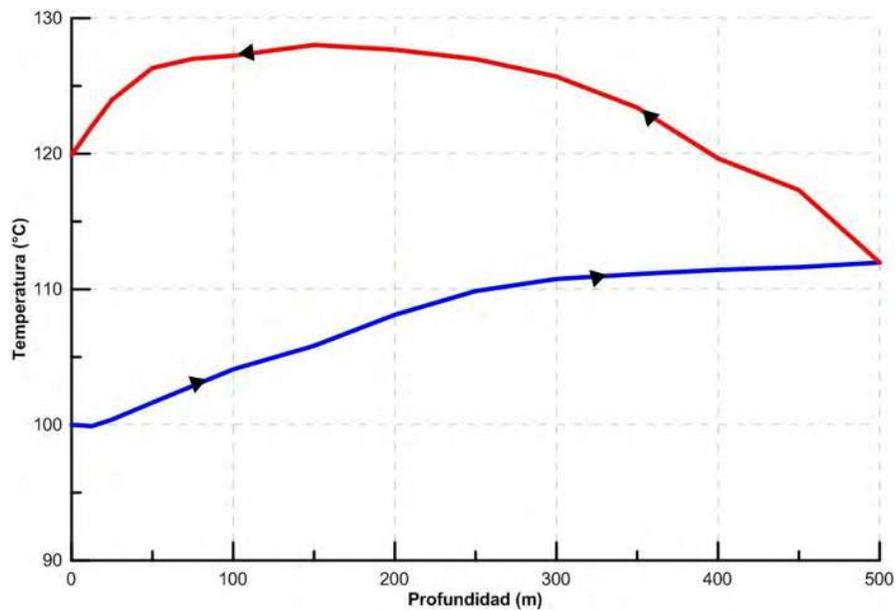


Figura 4.5. Perfil de temperaturas del intercambiador de calor geotérmico en U, solución analítica, 500 m.

4.2.2. INTERCAMBIADOR DE CALOR COAXIAL GEOTÉRMICO CON PROPIEDADES CONSTANTES.

En la presente sección se presentan los resultados del apartado 3.3.2, en donde se establecieron las ecuaciones para los perfiles de temperatura del fluido en el intercambiador de calor geotérmico concéntrico. Cabe mencionar que dichas ecuaciones se resolvieron considerando propiedades constantes, así como un perfil de temperatura lineal de la pared del pozo. Los perfiles de temperatura lineales mostrados en los apartados 4.2.2.1 y 4.2.2.2 son ecuaciones ajustadas a la curva real del perfil de temperatura de la pared del pozo que se ilustra en la Figura 3.4.

4.2.2.1. PRIMER PERFIL.

El perfil lineal de temperatura de la pared del pozo que se propuso para esta primera solución, es mostrado por la ecuación 4.1.

$$T_{oo}(z) = 0.1791 \cdot z + 100.3 \quad (4.1)$$

En la Figura 4.6, se ilustra el perfil de temperaturas del intercambiador de calor geotérmico concéntrico con una longitud de 100 m, para el primer perfil de temperatura de la pared del pozo. Se observa, que conforme el fluido desciende por la parte anular del intercambiador de calor, este tiene un comportamiento lineal, hasta alcanzar la temperatura máxima de 111.86 °C en el fondo del intercambiador de calor. El fluido al ascender empieza a ceder calor y, por lo tanto a perder temperatura, hasta que llega de nuevo a la superficie en donde sale a 107.35 °C.

En la Figura 4.7, se presenta el perfil de temperaturas del intercambiador de calor geotérmico concéntrico con una longitud de 200 m, en el cual el fluido que desciende por la parte anular, incrementa su temperatura de manera lineal. La temperatura máxima que alcanza el fluido en el intercambiador es de 129.26 °C, a la profundidad máxima del intercambiador. Cuando el fluido empieza a ascender este pierde calor, y de igual manera su temperatura, llegando a la superficie a 114.10 °C.

La Figura 4.8, ilustra los perfiles de temperatura del intercambiador de calor geotérmico concéntrico con una longitud de 300 m. El fluido que desciende por la parte anular presenta un comportamiento parecido al perfil de temperatura descendente que se ilustra en la Figura 4.7, siendo que sigue un comportamiento lineal hasta el fondo del intercambiador. El fluido que asciende por la parte central pierde calor y temperatura, para llegar a la superficie con una temperatura de 118.10 °C.

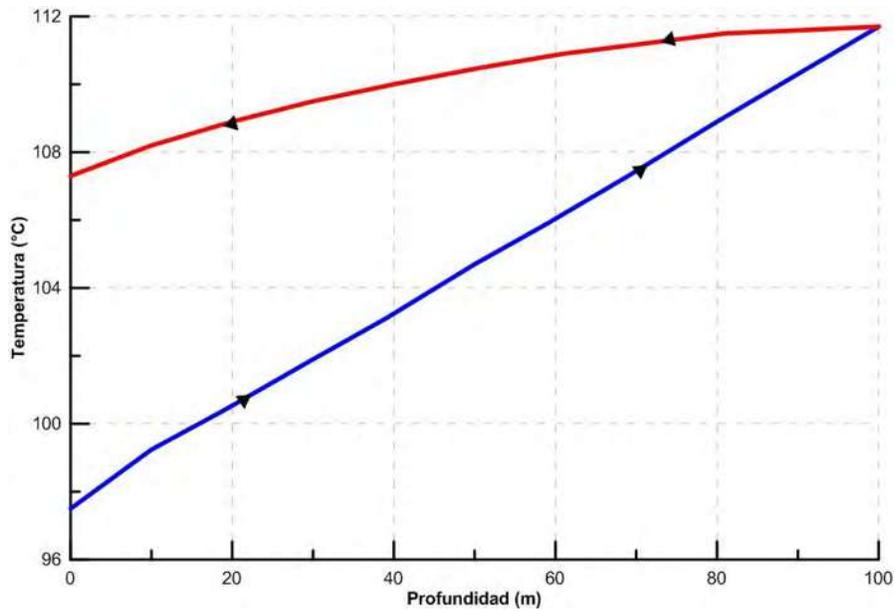


Figura 4.6. Perfil de temperaturas del intercambiador de calor geotérmico concéntrico, solución analítica- primer perfil, 100 m.

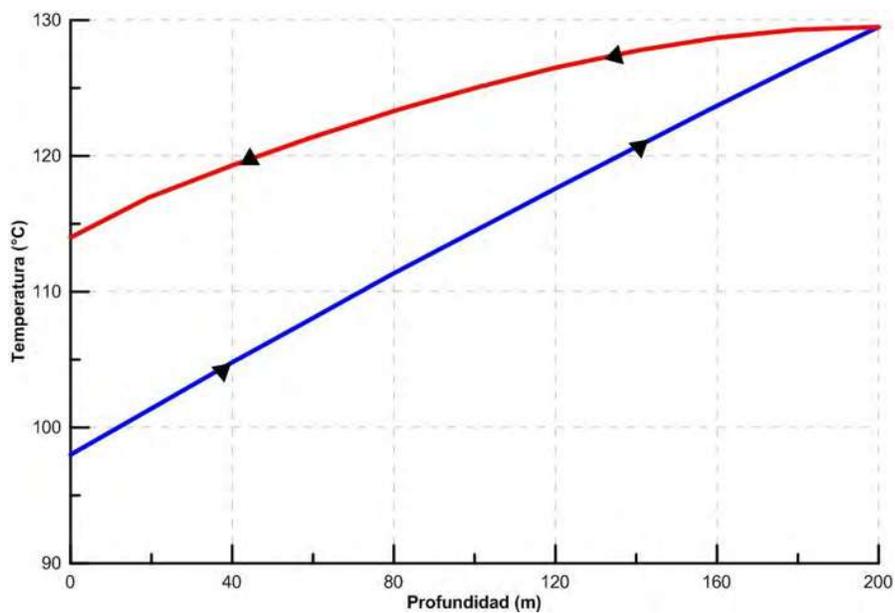


Figura 4.7. Perfil de temperaturas del intercambiador de calor geotérmico concéntrico, solución analítica- primer perfil, 200 m.

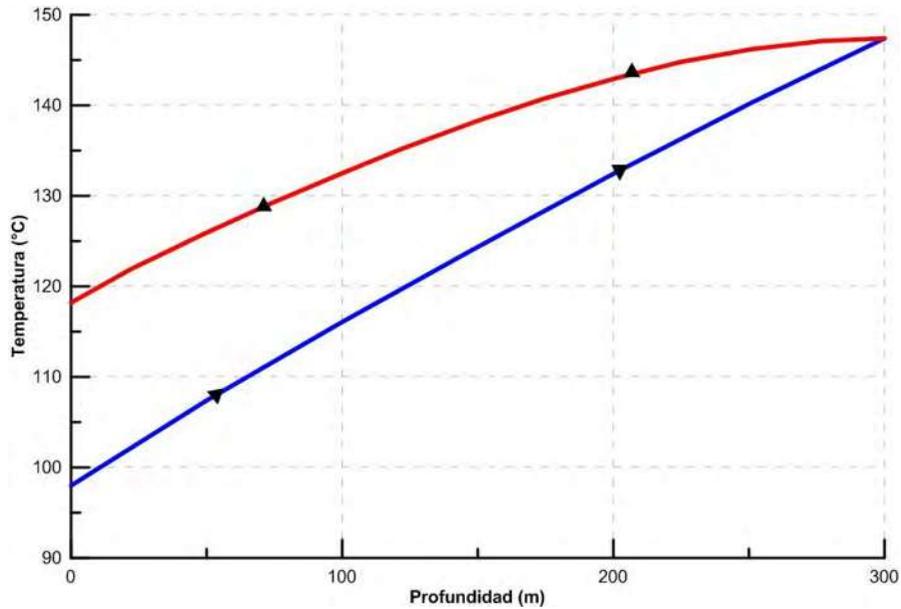


Figura 4.8. Perfil de temperaturas del intercambiador de calor geotérmico concéntrico, solución analítica- primer perfil, 300 m.

La Figura 4.9, muestra los perfiles de temperatura del intercambiador de calor concéntrico con una longitud de 400 m. El perfil de temperatura del fluido descendente muestra el mismo comportamiento que el ilustrado en la Figura 4.7, donde adquiere temperatura de manera lineal hasta el fondo. La máxima temperatura alcanzada en el intercambiador es de 164.78 °C a los 400 m de profundidad. El fluido que asciende por la parte central pierde calor hasta la salida del intercambiador, en donde sale a la temperatura de 120.03 °C.

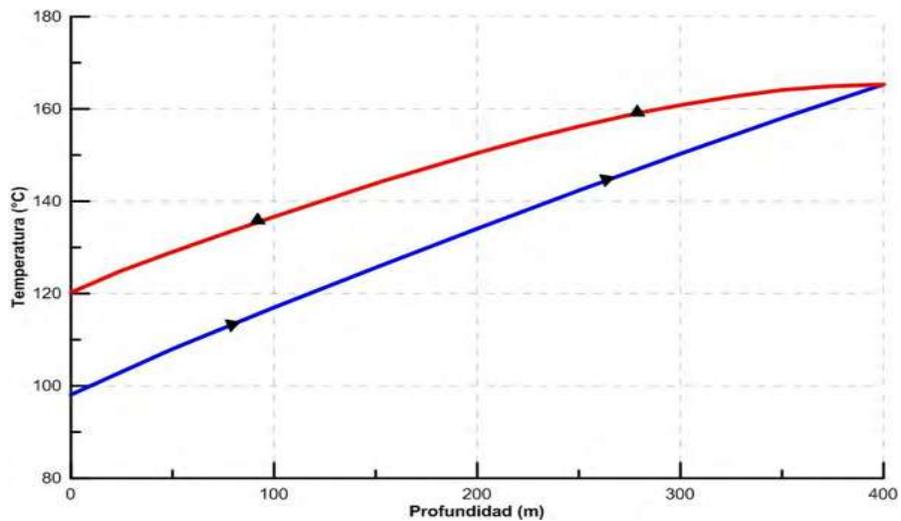


Figura 4.9. Perfil de temperaturas del intercambiador de calor geotérmico concéntrico, solución analítica- primer perfil, 400 m.

La Figura 4.10, ilustra el perfil de temperaturas del intercambiador de calor geotérmico concéntrico de 500 m de longitud. La temperatura del fluido que desciende por la región anular sigue un comportamiento lineal hasta llegar a la temperatura máxima de 182.78 °C a los 500 m. La temperatura del fluido que asciende por la región central sigue un comportamiento parecido al perfil de la Figura 4.7, donde pierde temperatura conforme asciende hasta llegar a una temperatura de 122 °C a la salida del intercambiador de calor.

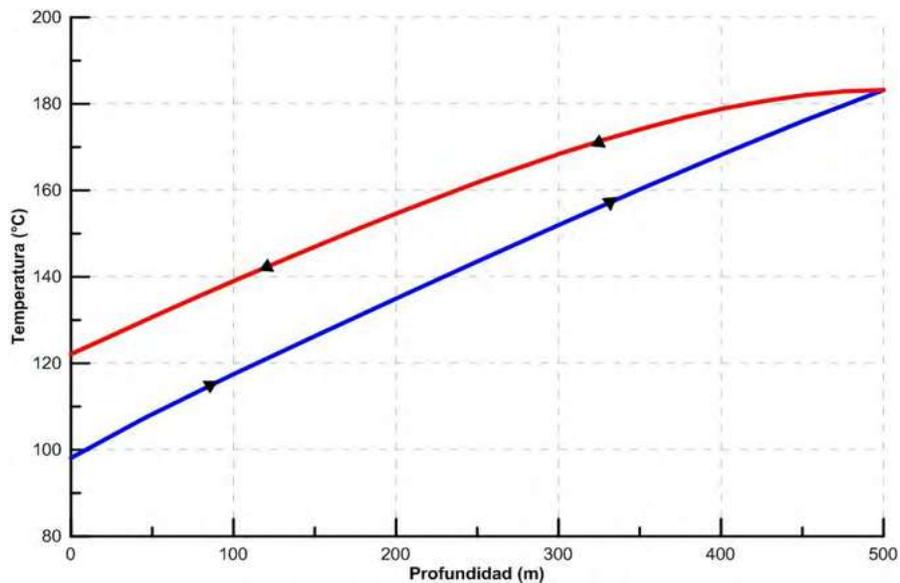


Figura 4.10. Perfil de temperaturas del intercambiador de calor geotérmico concéntrico, solución analítica- primer perfil, 500 m.

4.2.2.2. SEGUNDO PERFIL.

El perfil lineal de temperatura de la pared del pozo que se propuso para esta segunda solución es mostrado por la ecuación 4.2.

$$T_{oo}(z) = 0.008236 \cdot z + 139.6 \quad (4.2)$$

La Figura 4.11 muestra el perfil de temperaturas del intercambiador de calor geotérmico concéntrico con una longitud de 100 m. El fluido que desciende por la parte anular adquiere calor de manera casi lineal, lo que provoca que su temperatura aumente de igual manera. La temperatura máxima que se obtiene es de 136.38 °C a los 100 m. El fluido que asciende por la parte central pierde calor y, por lo tanto, temperatura hasta llegar a la superficie. La temperatura a la que abandona el fluido el intercambiador de calor es de 128.96 °C.

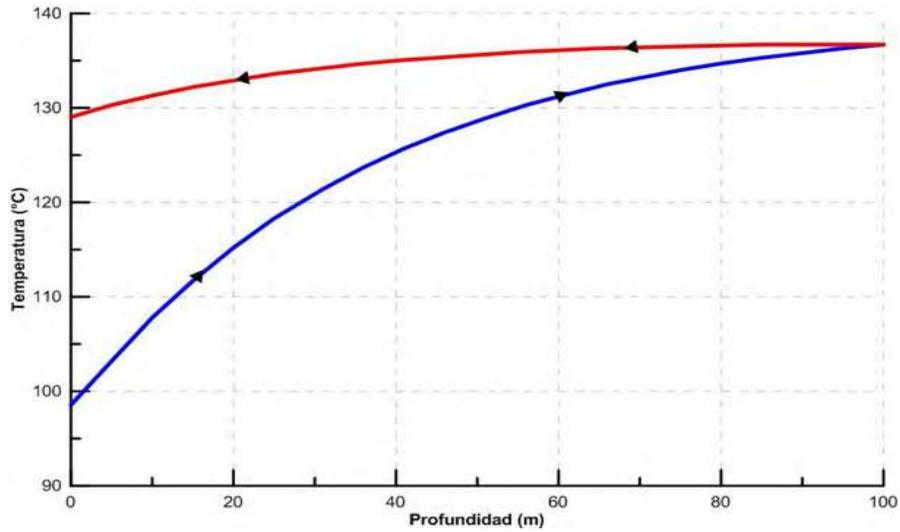


Figura 4.11. Perfil de temperaturas del intercambiador de calor geotérmico concéntrico, solución analítica- segundo perfil, 100 m.

En la Figura 4.12, se observa el perfil de temperaturas del intercambiador de calor geotérmico concéntrico de 200 m de longitud. El fluido que corre por la parte anular adquiere temperatura hasta llegar a un máximo de 140.76 °C en el fondo del intercambiador. El fluido que retorna del fondo del intercambiador hacia la superficie pierde calor conforme realiza su recorrido, hasta llegar a una temperatura en la superficie de 131.87 °C. Cabe destacar que la ganancia o pérdida de calor que el fluido sufre, se encuentra en la región de los primeros 100 m.

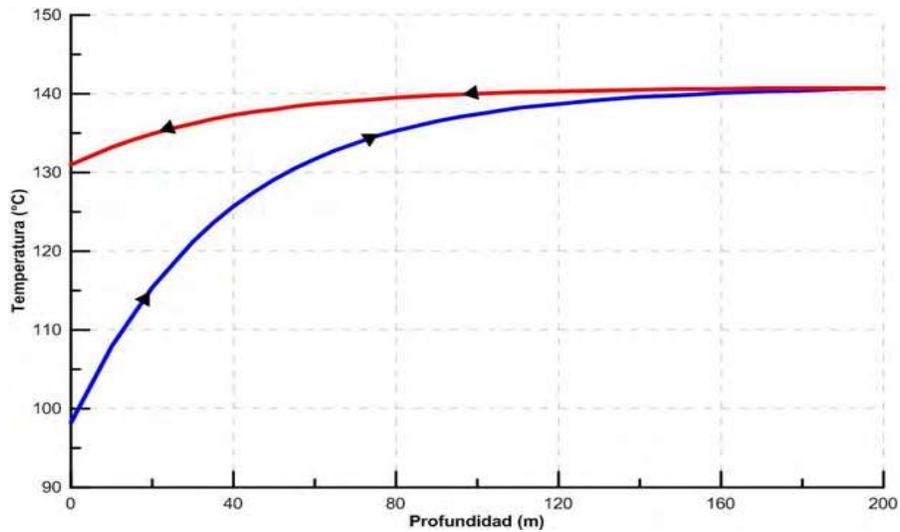


Figura 4.12. Perfil de temperaturas del intercambiador de calor geotérmico concéntrico, solución analítica- segundo perfil, 200 m.

En la Figura 4.13, se ilustra el perfil de temperaturas del intercambiador de calor geotérmico concéntrico con una longitud de 300 m. Los perfiles de temperatura siguen el mismo patrón que los mostrados en la Figura 4.12. Donde la temperatura máxima que se alcanza es de 142.03 °C en el fondo del intercambiador de calor. El fluido abandona el intercambiador a una temperatura de 132.14 °C.

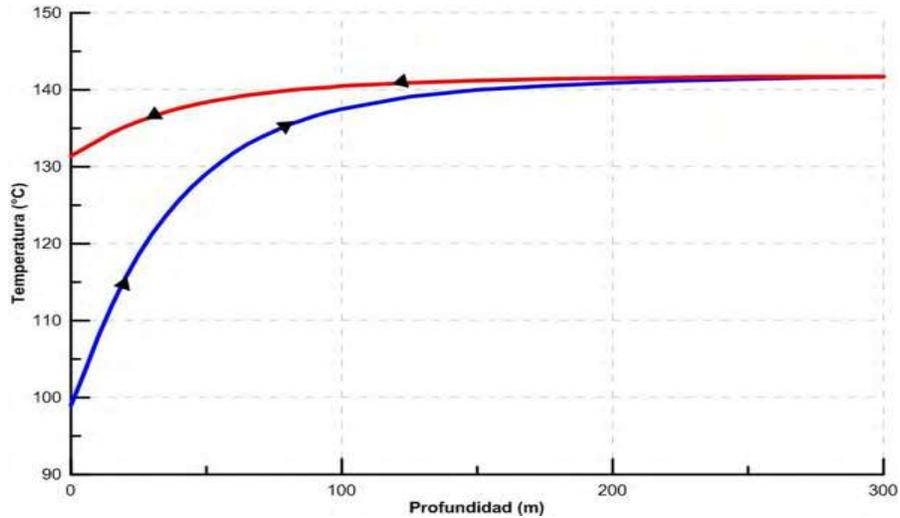


Figura 4.13. Perfil de temperaturas del intercambiador de calor geotérmico concéntrico, solución analítica-segundo perfil, 300 m.

De la misma manera, la Figura 4.14 (longitud de 400 m del intercambiador de calor) tiene el mismo patrón mostrado por la Figura 4.12. La máxima temperatura alcanzada por el fluido es de 143.06 °C. El fluido abandona el intercambiador de calor a 132.23°C.

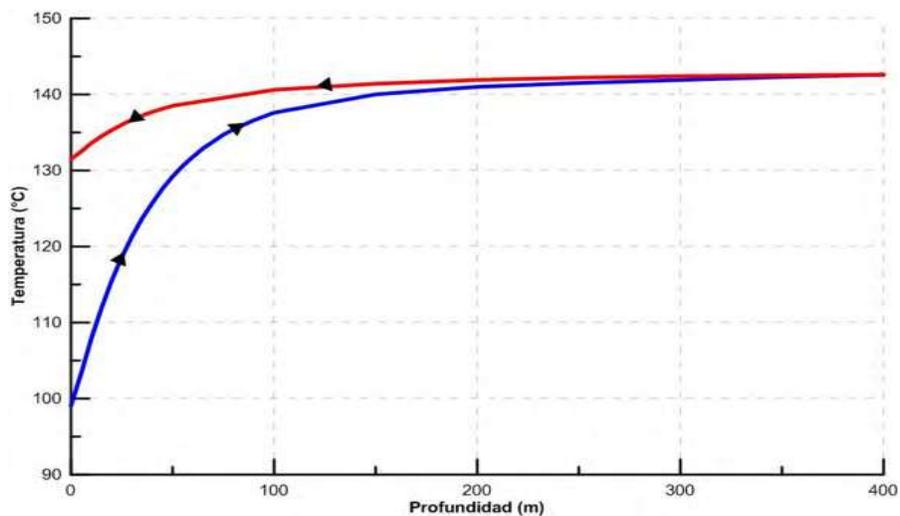


Figura 4.14. Perfil de temperaturas del intercambiador de calor geotérmico concéntrico, solución analítica-segundo perfil, 400 m.

En la Figura 4.15, se observa el perfil de temperaturas del intercambiador de calor geotérmico concéntrico de 500 m de longitud. El comportamiento sigue el mismo patrón que el de la Figura 4.12, en donde el fluido que desciende por la parte anular tiene un incremento considerable de temperatura en los primeros 100 m, para después pasar a mantener una cuasi constante temperatura. La mayor temperatura del intercambiador es 143.76 °C a los 500 m. El fluido al comenzar su ascenso por la parte central, mantiene constante su temperatura los primeros 400 m, mientras que en los últimos 100 m sufre un descenso de temperatura de manera exponencial, hasta llegar a la temperatura de 132.23 °C a la salida del intercambiador.

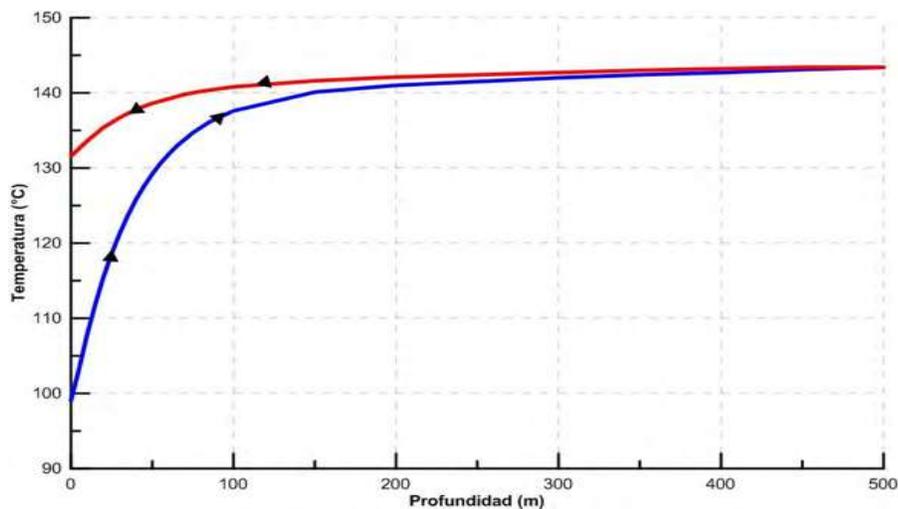


Figura 4.15. Perfil de temperaturas del intercambiador de calor geotérmico concéntrico, solución analítica-segundo perfil, 500 m.

4.2.3. INTERCAMBIADOR DE CALOR GEOTÉRMICO CONCÉNTRICO CON PROPIEDADES NO CONSTANTES.

En la presente sección se presentan los resultados del apartado 3.3.3, en donde se establecieron las ecuaciones para los perfiles de temperatura del fluido en el intercambiador de calor geotérmico concéntrico. Cabe mencionar que dichas ecuaciones se resolvieron considerando propiedades no constantes y utilizando, además, la curva real del perfil de temperatura de la pared del pozo que se ilustra en la Figura 3.4.

En la Figura 4.16, se observa el perfil de temperaturas del intercambiador de calor geotérmico concéntrico de 100 m de longitud. En la presente Figura, el fluido que desciende por la parte anular del intercambiador de calor, tiene un aumento casi exponencial de temperatura en los primeros 90 m, para después pasar a mantener una temperatura casi constante en los últimos metros del intercambiador antes del retorno. La

temperatura máxima alcanzada es de 126.32 °C a los 100 m de profundidad. El fluido que asciende por la parte central, mantiene una temperatura casi constante en los primeros 5 m, para después sufrir una pérdida de temperatura abrupta hasta llegar a la superficie, en donde emerge con una temperatura de 118.01 °C.

En la Figura 4.17, se ilustra el perfil de temperaturas del intercambiador de calor geotérmico concéntrico de 200 m de longitud. A diferencia del comportamiento mostrado por el fluido que desciende en la Figura 4.16, aquí el fluido adquiere temperatura de manera casi exponencial en los primeros 120 m, para después mostrar un comportamiento casi lineal en los últimos 80 m del intercambiador. La temperatura máxima alcanzada es de 139.45 °C a los 200 m de profundidad. El fluido que asciende por la parte central del intercambiador, muestra que su temperatura decrece de manera casi lineal hasta la superficie, donde llega a 126.78 °C.

La Figura 4.18 muestra los perfiles de temperatura del intercambiador de calor geotérmico concéntrico para una longitud de 300 m. El fluido que desciende por la parte anular muestra tres fases en su temperatura: la primera fase se da en los primeros 100 m, donde su temperatura se incrementa de manera casi exponencial; la segunda fase se da desde los 100 m hasta los 200 m, en donde su temperatura varía de manera lineal; y la tercera fase parte de los 200 m hasta llegar a los 300 m, en la cual prácticamente su temperatura varía unas pocas unidades. La máxima temperatura que alcanza el fluido en el intercambiador es de 142.04 °C que se registra a los 247 m. El fluido que asciende presenta un comportamiento casi lineal en su descenso de temperatura, a excepción de los primeros 50 m de retorno, en donde la variación es de pocas unidades en su temperatura. La temperatura a la que emerge el fluido del intercambiador de calor es de 130.03 °C.

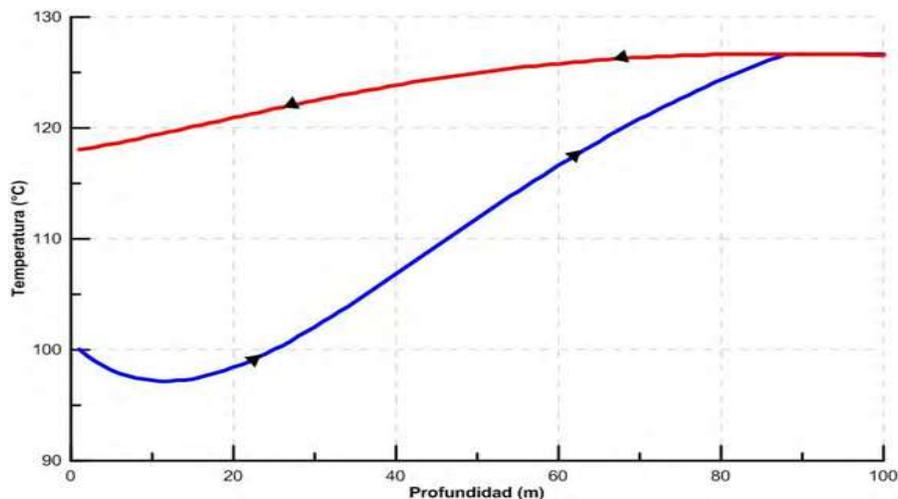


Figura 4.16. Perfil de temperaturas del intercambiador de calor geotérmico concéntrico, solución analítica-no constante, 100 m.

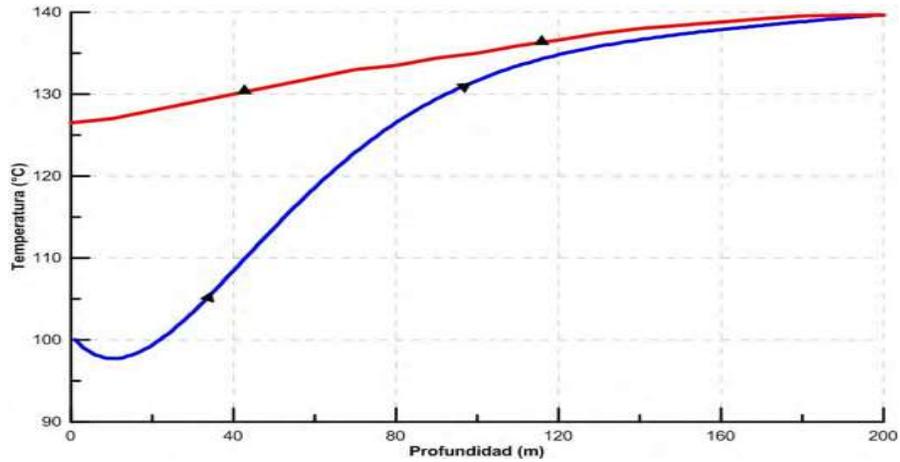


Figura 4.17. Perfil de temperaturas del intercambiador de calor geotérmico concéntrico, solución analítica-no constante, 200 m.

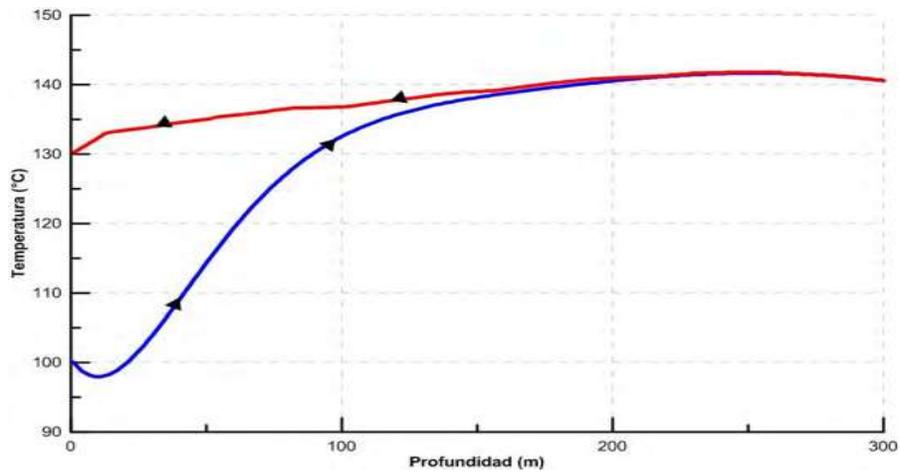


Figura 4.18. Perfil de temperaturas del intercambiador de calor geotérmico concéntrico, solución analítica-no constante, 300 m.

Las Figuras 4.19 y 4.20, muestran los perfiles de temperatura del intercambiador de calor geotérmico concéntrico para una longitud de 400 m y 500 m, respectivamente. El comportamiento que presentan las Figuras 4.19 y 4.20 es similar al presentado por la Figura 4.18, donde el fluido que desciende por la parte anular sufre su mayor incremento de temperatura en los primeros 100 m, para después pasar a la región entre los 100 m y 200 m, donde el incremento de temperatura se da de manera más lineal; por último, a partir de los 200 m la temperatura se mantiene casi constante, variando pocas unidades. La temperatura máxima que alcanzan los intercambiadores es de 142.12 °C a 247 m para el que tiene una longitud de 400 m; mientras que para el que cuenta con una longitud de 500 m llega a una temperatura de 142.21 °C a 248 m. El fluido de ascenso por la parte central del intercambiador de calor de 400 y 500 m, tienen un comportamiento similar al presentado en

la Figura 4.18, donde en las primeras centenas de metros la pérdida de calor es de pocas unidades hasta llegar a los 200 m. A partir de la pérdida de calor y de temperatura es casi lineal. La temperatura a la salida del intercambiador de calor a los 400 m es de 131.25 °C y para el intercambiador de 500 m es de 131.43 °C.

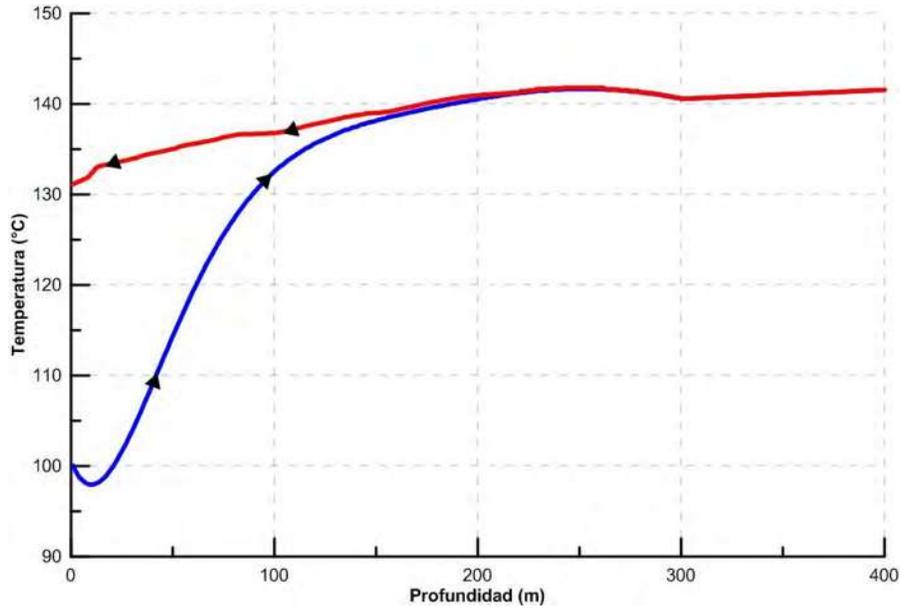


Figura 4.19. Perfil de temperaturas del intercambiador de calor geotérmico concéntrico, solución analítica-no constante, 400 m.

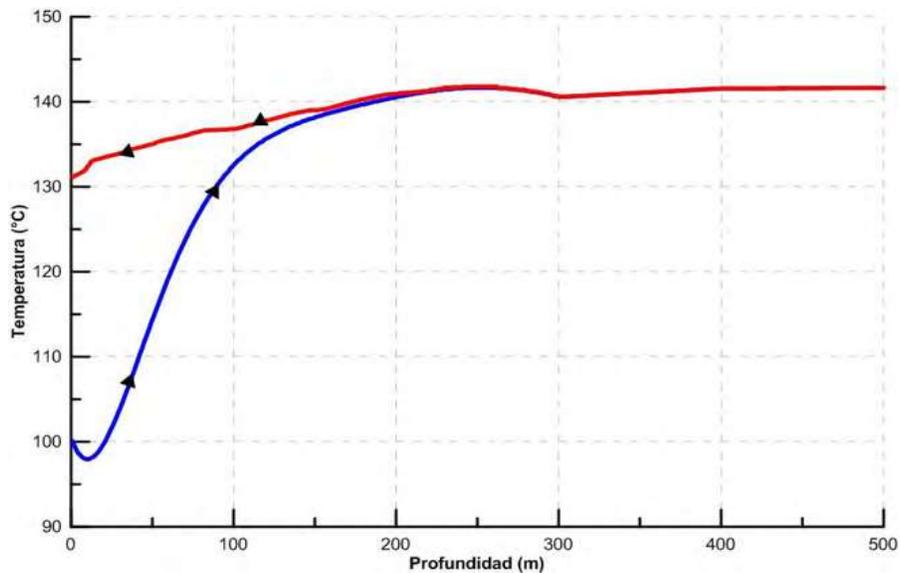


Figura 4.20. Perfil de temperaturas del intercambiador de calor geotérmico concéntrico, solución analítica-no constante, 500 m.

4.3. SOLUCIÓN NUMÉRICA

En la presente sección se presentan los resultados del apartado 3.4, en donde se establecieron las ecuaciones para los perfiles de temperatura del fluido tanto del intercambiador de calor geotérmico en U como concéntrico. Cabe mencionar que dichas ecuaciones se resolvieron considerando que el fenómeno se desarrolla en estado estable y utilizando el perfil real de temperatura de la pared del pozo que se ilustra en la Figura 3.4.

4.3.1. INTERCAMBIADOR DE CALOR GEOTÉRMICO EN U

En la Figura 4.21, se presenta el perfil de velocidades que se presenta en el interior del intercambiador de calor geotérmico en U. Se aprecia que la velocidad máxima que se alcanza es de 5.84 m/s, justamente en el centro de la tubería que forma el intercambiador.

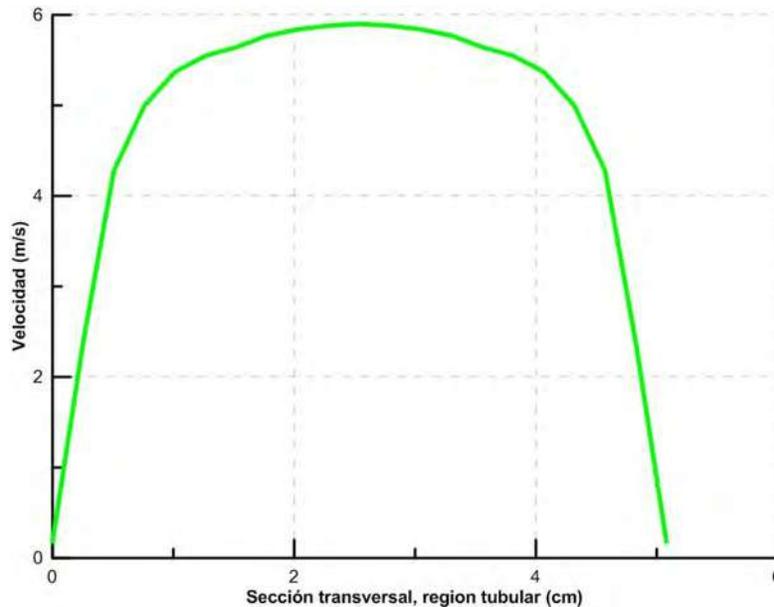


Figura 4.21. Perfil de velocidades del intercambiador de calor geotérmico en U.

En la Figura 4.22, se presenta el perfil de temperaturas del intercambiador de calor geotérmico en U de 100 m de longitud, donde el fluido que desciende sufre un aumento en su temperatura de manera casi lineal debido a la ganancia de calor. El fluido que desciende, llega a la profundidad de 100 m para después empezar a ascender, donde en el transcurso de ascendencia obtiene la mayor temperatura de 104.87 °C a 61 m. A la salida del intercambiador el fluido tiene una temperatura de 93.38 °C, que es inclusive menor a la temperatura a la que ingreso. Lo anterior se debe al pobre coeficiente convectivo natural

que existe entre el intercambiador de calor y la pared del pozo, además, de la baja temperatura con la que cuenta el pozo en los primeros 100 m.

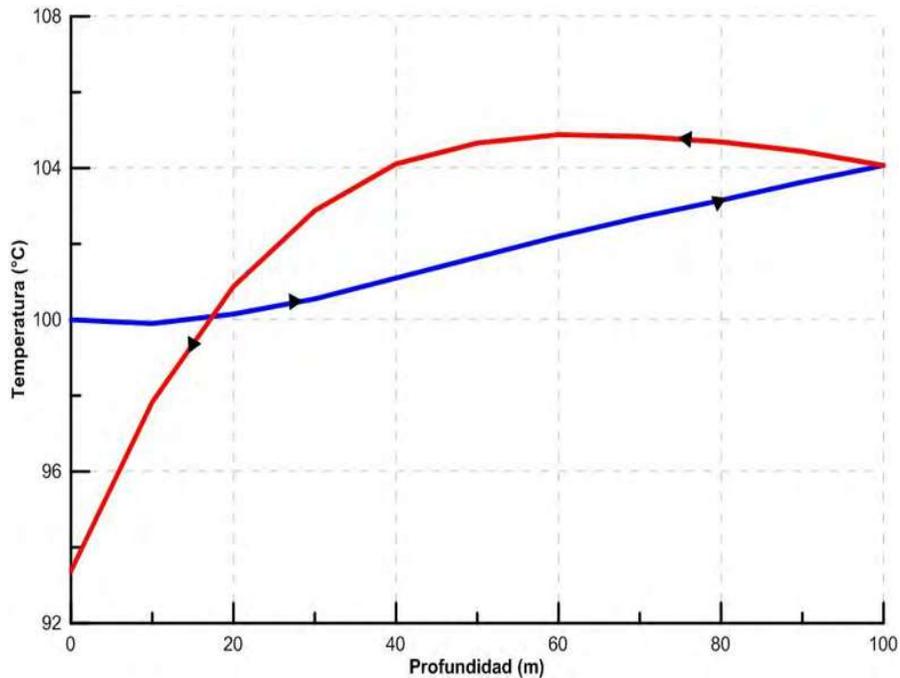


Figura 4.22. Perfil de temperaturas del intercambiador de calor geotérmico en U, solución numérica, 100 m.

En la Figura 4.23, se presentan los perfiles de temperatura del intercambiador de calor geotérmico en U con una longitud de 200 m. El perfil de temperatura del fluido que desciende tiene un comportamiento lineal durante toda la trayectoria, hasta llegar al fondo del intercambiador, en donde empieza a ascender. El fluido que asciende tiene un comportamiento casi lineal por zonas, la máxima temperatura se registra en este fluido ascendente, siendo de 111.56 °C a una profundidad de 73 m. La temperatura del fluido a su llegada a la superficie es de 104.87 °C.

En la Figura 4.24, se presentan los perfiles de temperatura del intercambiador de calor geotérmico en U con una longitud de 300 m. El fluido que desciende gana calor y aumenta su temperatura de forma casi lineal hasta llegar al fondo del intercambiador. Al llegar al fondo del intercambiador, el fluido empieza a ascender, donde en esta trayectoria hacia la superficie alcanza la temperatura máxima en el intercambiador que es de 116.56 °C a los 74 m. El fluido sale del intercambiador a una temperatura de 110.86 °C.

Las Figuras 4.25 y 4.26 presentan los perfiles de temperatura del intercambiador de calor geotérmico en U de longitud de 400 y 500 m, respectivamente. El comportamiento de ambas gráficas tiene la misma tendencia que la gráfica mostrada en la Figura 4.24, donde el

fluido que desciende aumenta su temperatura de manera lineal hasta llegar al fondo, en donde empieza a ascender. El fluido que asciende por el intercambiador de calor llega a la temperatura máxima de 121.65 °C para la longitud del intercambiador de calor de 400 m y 126.04 °C para la longitud del intercambiador de calor de 500 m, respectivamente. La temperatura del fluido, al salir del intercambiador, tiene una temperatura de 114.85 °C para la longitud de 400 m y 117.21 °C para la longitud de 500 m.

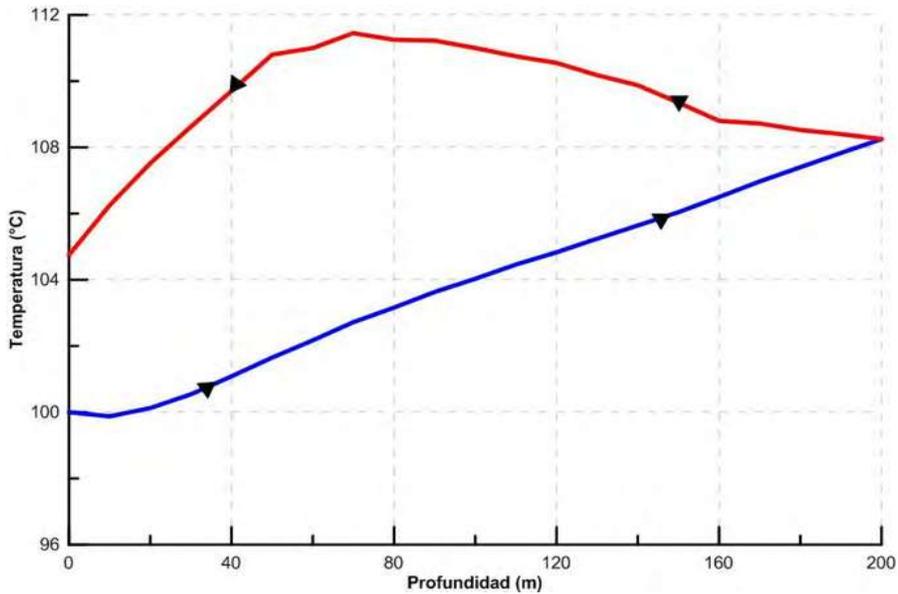


Figura 4.23. Perfil de temperaturas del intercambiador de calor geotérmico en U, solución numérica, 200 m.

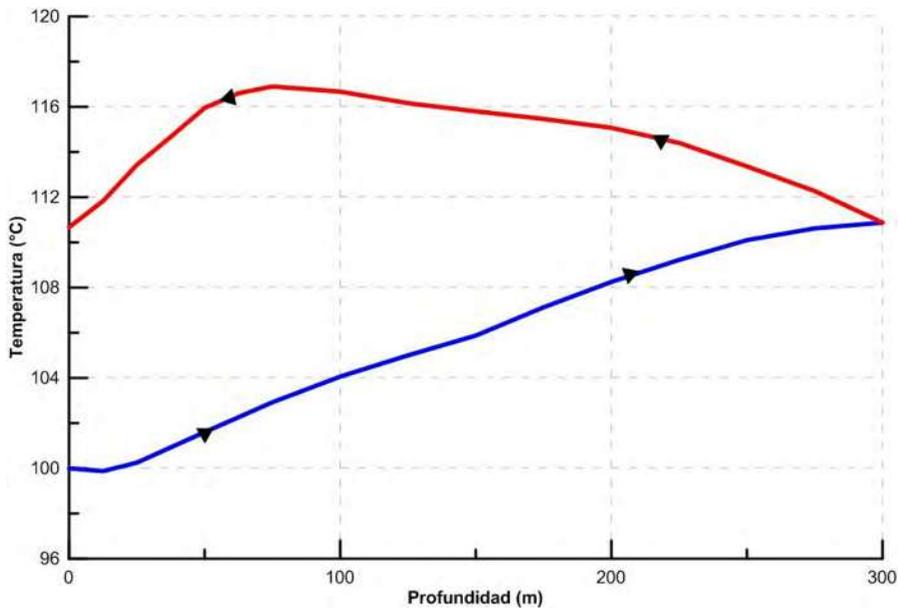


Figura 4.24. Perfil de temperaturas del intercambiador de calor geotérmico en U, solución numérica, 300 m.

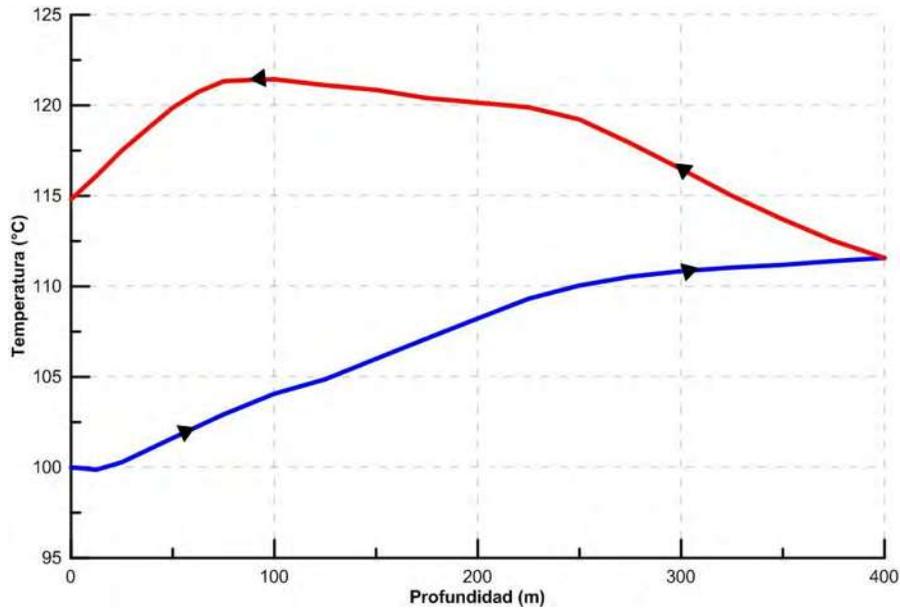


Figura 4.25. Perfil de temperaturas del intercambiador de calor geotérmico en U, solución numérica, 400 m.

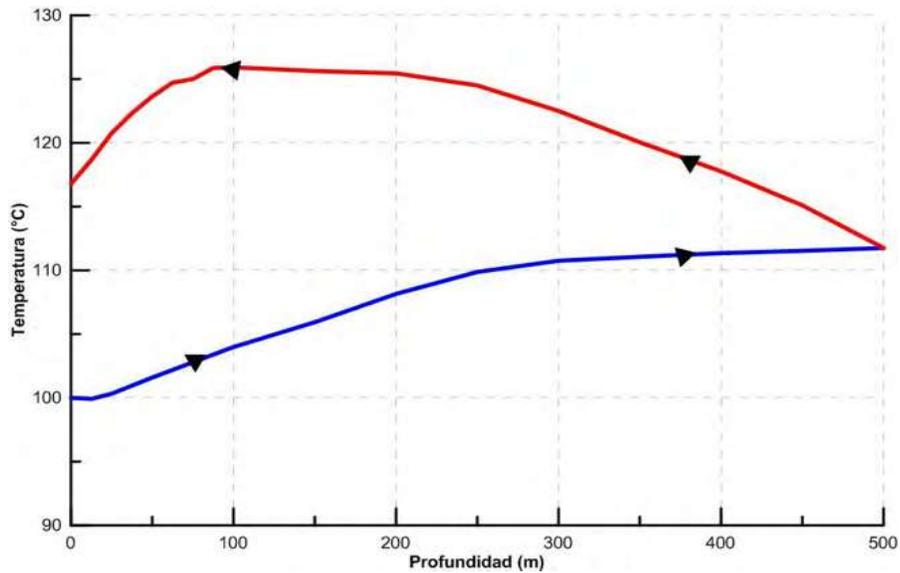


Figura 4.26. Perfil de temperaturas del intercambiador de calor geotérmico en U, solución numérica, 500 m.

4.3.2. INTERCAMBIADOR DE CALOR GEOTÉRMICO CONCÉNTRICO

En la Figura 4.27, se muestra el perfil de velocidades del intercambiador de calor geotérmico concéntrico de la zona anular, que es la región por donde desciende el fluido. Se observa que la velocidad es nula, tanto en la pared del pozo como en el de la tubería, para después incrementar su velocidad de forma gradual y empezar a disminuir el valor de la velocidad. La máxima velocidad registrada es de 0.274 m/s a los 6.12 cm.

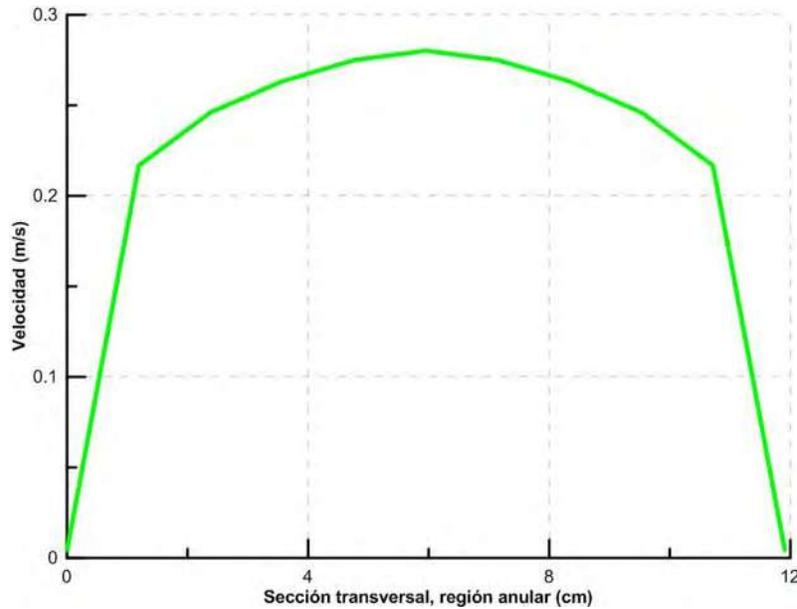


Figura 4.27. Perfil de velocidades del intercambiador de calor geotérmico concéntrico, región anular.

En la Figura 4.28, se observa el perfil de velocidades del intercambiador de calor geotérmico concéntrico en la zona central, que es la región por donde asciende el fluido. La velocidad en la pared de la tubería es nula, empieza a crecer en valor hasta alcanzar un valor máximo; la velocidad empieza de nuevo a descender hasta alcanzar un valor nulo. La máxima velocidad en la parte central del intercambiador es de 0.64 m/s a 5.05 cm.

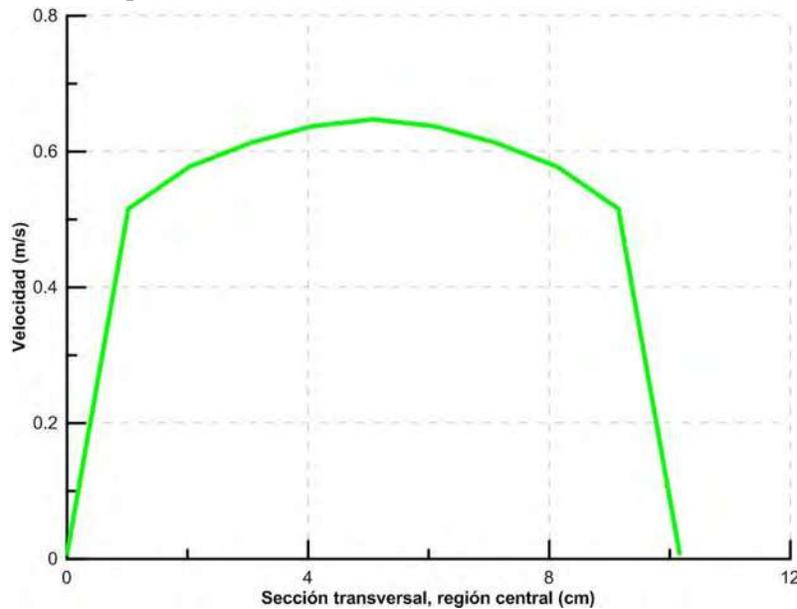


Figura 4.28. Perfil de velocidades del intercambiador de calor geotérmico concéntrico, región central.

La Figura 4.29 ilustra los perfiles de temperatura del intercambiador de calor concéntrico con una longitud de 100 m. La temperatura del fluido que desciende por la parte anular que tiene un crecimiento casi lineal hasta llegar al fondo del intercambiador, donde adquiere su mayor temperatura, que es de 121.87 °C. El fluido que corre por la parte central del intercambiador pierde temperatura conforme asciende, está pérdida tiene una tendencia lineal por zonas. La temperatura a la que el fluido emerge del intercambiador es de 118.12 °C.

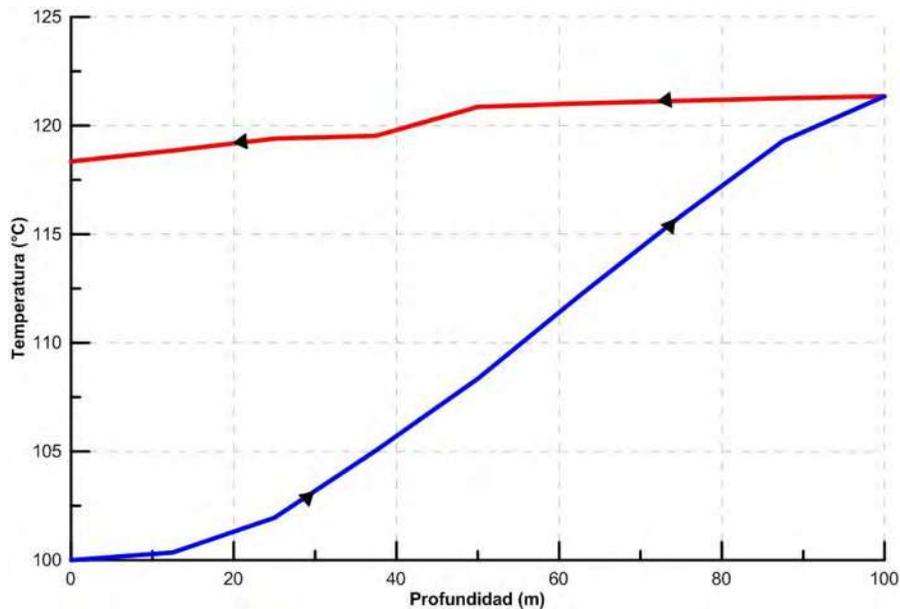


Figura 4.29. Perfil de temperaturas del intercambiador de calor geotérmico concéntrico, solución numérica, 100 m.

La Figura 4.30 muestra los perfiles de temperatura del intercambiador de calor geotérmico concéntrico con una longitud de 200 m. El fluido que desciende por la zona anular, gana calor conforme realiza su recorrido. El mayor incremento de temperatura en esta zona se registra en los primeros 120 m, para después pasar a una región en la que solamente se registran unos cuantos grados centígrados de aumento en la temperatura. La máxima temperatura se obtiene en el fondo del intercambiador, donde es de 142.58 °C. El fluido que asciende por la parte central del intercambiador pierde temperatura conforme realiza su recorrido, hasta llegar a la superficie, donde sale con una temperatura de 131.76 °C.

La Figura 4.31 ilustra los perfiles de temperaturas del intercambiador de calor geotérmico concéntrico con una longitud de 300 m. El fluido que desciende por la parte anular gana calor conforme realiza su recorrido. El mayor incremento de temperatura se registra en los primeros 80 m, para después ingresar a una región en la que el incremento se vuelve casi

nulo. La máxima temperatura del fluido en el intercambiador es de 141.45 °C y se registra a 257 m. El fluido que asciende por la zona central del intercambiador pierde temperatura conforme avanza hacia la superficie, pero el mayor decremento se da entre los 75 y 0 m. El fluido abandona el intercambiador con una temperatura de 134.35 °C.

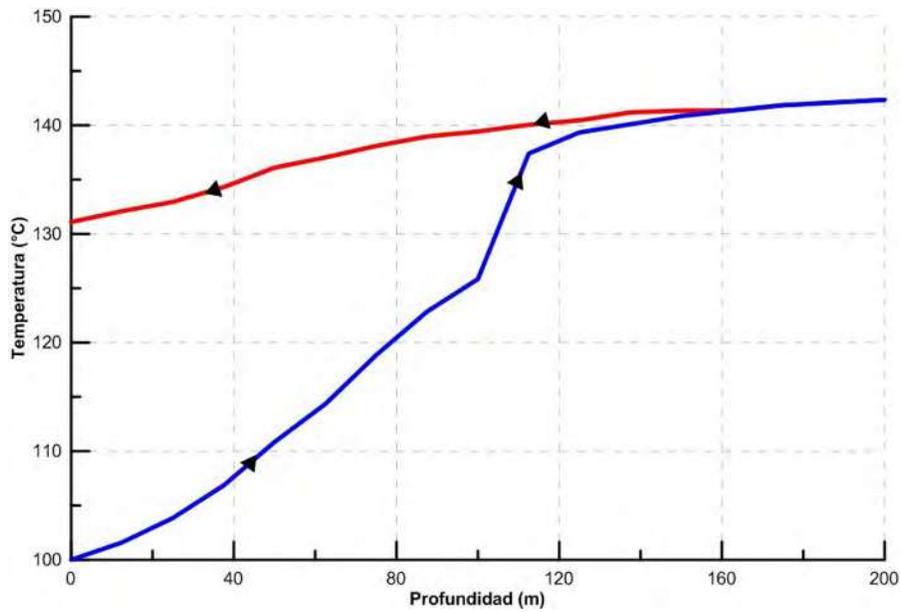


Figura 4.30. Perfil de temperaturas del intercambiador de calor geotérmico concéntrico, solución numérica, 200 m.

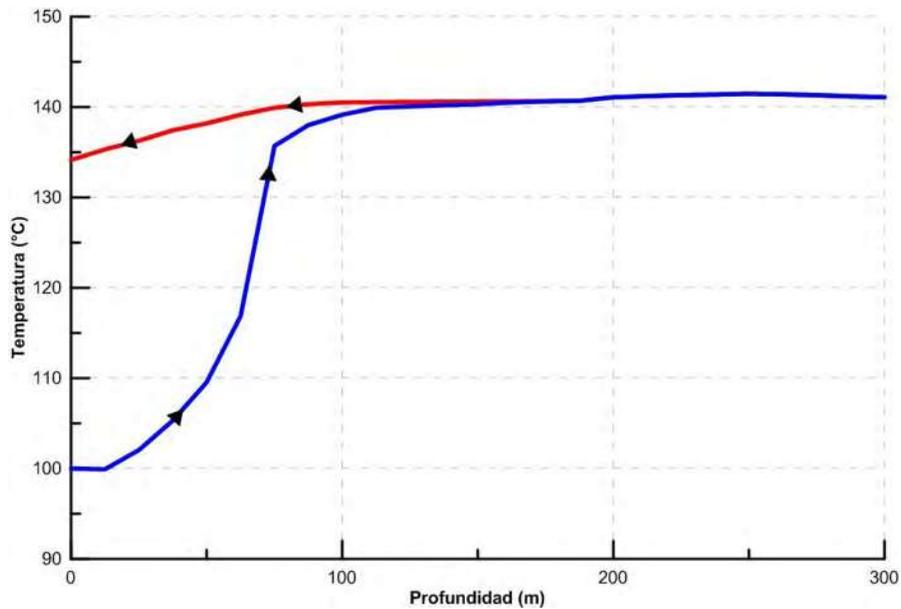


Figura 4.31. Perfil de temperaturas del intercambiador de calor geotérmico concéntrico, solución numérica, 300 m.

Las Figuras 4.32 y 4.33 muestran los perfiles de temperatura del intercambiador de calor geotérmico concéntrico, para las longitudes de 400 y 500 m, respectivamente. Este tipo de gráficas presentan comportamientos similares a la mostrada en la Figura 4.31, donde en los primeros 100 m el fluido que corre por la parte anular aumenta su temperatura de manera casi exponencial, para después dar paso a una zona donde la variación es de poco grados centígrados. La máxima temperatura registrada en los intercambiadores es de 141.45 °C a 253 m y 141.69 °C a 256 m, para las longitudes de 400 y 500 m, respectivamente. Además, el fluido que asciende por la región central del intercambiador, tanto para 400 y 500 m, presenta el mismo comportamiento que el de la Figura 4.31, donde conforme asciende pierde temperatura, pero la zona donde se da el decremento mayor es de 80 a 0 m. Las temperaturas a la salida del intercambiador de calor son de 134.76 °C (400 m) y 134.86 °C (500 m).

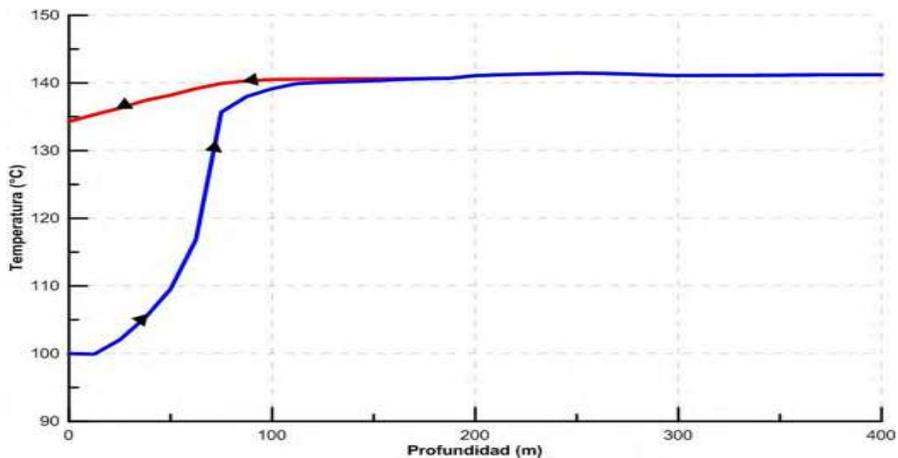


Figura 4.32. Perfil de temperaturas del intercambiador de calor geotérmico concéntrico, solución numérica, 400 m.

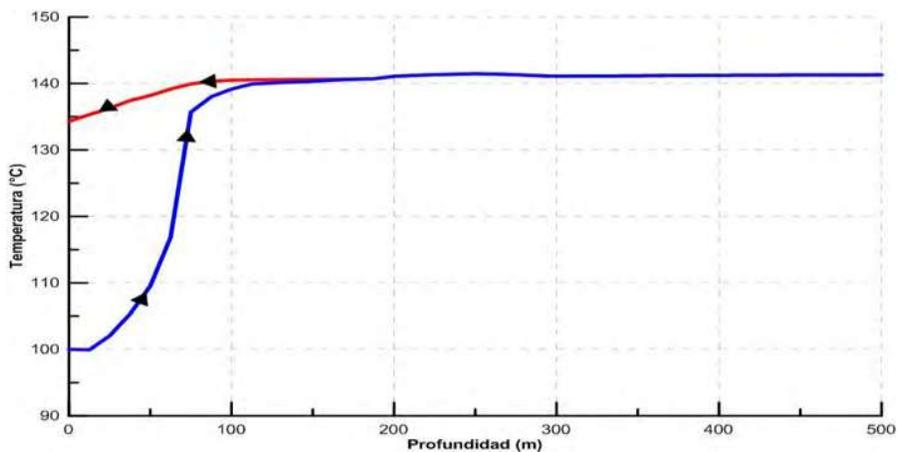


Figura 4.33. Perfil de temperaturas del intercambiador de calor geotérmico concéntrico, solución numérica, 500 m.

4.4. ESPECIFICACIONES TÉCNICAS DE DISEÑO DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR GEOTÉRMICO

En la Tabla 4.1, se muestra la hoja de especificaciones técnicas para el diseño del intercambiador de calor geotérmico a partir de los resultados obtenidos.

De acuerdo a los resultados mostrados en los apartados anteriores, el tipo de intercambiador de calor geotérmico que presenta mayor extracción de calor, es de tipo concéntrico. Con respecto a la longitud que debe tener el intercambiador de calor, la más efectiva en cuanto a extracción de calor es de 200 m, debido a que para longitudes mayores el comportamiento es muy similar y representaría un mayor costo económico. Además, se muestran las propiedades promedio del fluido tanto del lado de la fuente térmica como del lado del tubo. La información que contiene también la ficha es la carga térmica, así como el coeficiente global de transferencia de calor. La diferencia media logarítmica de temperatura no aplica en este tipo de intercambiador de calor, debido a que las temperaturas en la salida de la parte anular y entrada en la zona central son las mismas, lo que hace que la diferencia se vuelva indeterminada. Las presiones y temperaturas de máxima operación se tomaron de la asociación de Fabricantes de Intercambiadores de Calor Tubulares o TEMA (Tubular Exchanger Manufacturers Association) por sus siglas en inglés, de la sección 5.RCB.2, conforme al material seleccionado para el intercambiador de calor [114]. El intercambiador de calor no presenta pitch debido a que consiste solamente de un tubo, por lo cual no existe espaciamiento entre distintas tuberías que componen el intercambiador. De igual manera se especifica el diámetro exterior de la tubería central utilizada. La configuración del intercambiador de calor no requiere mamparas o algún tipo de deflector. Además, se presenta un bosquejo general de las entradas y salidas del intercambiador de calor geotérmico concéntrico.

Tabla 4.1. Hoja de especificaciones técnicas para el diseño del intercambiador de calor geotérmico.

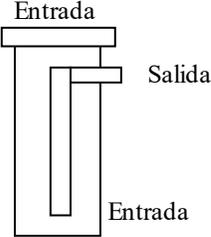
**DISEÑO DE
INTERCAMBIADOR DE
CALOR GEOTÉRMICO**

Por: Jorge A. Rangel Arista

Fecha: Mayo 2015

Equipo Calentador de Agua-Agua Planta Ciclo Binario (Agua-Isopentano)

Número de Unidades: En operación 1 Repuestos Ninguno

INFORMACIÓN DE DISEÑO POR UNIDAD					
INFORMACIÓN POR UNIDAD		FUENTE TÉRMICA		LADO TUBO	
Fluido		Agua		Agua	
Flujo másico	kg/s	19.44		19.44	
Temp. de Entrada	°C	100 °C		142.58	
INFORMACIÓN POR UNIDAD		FUENTE TÉRMICA		LADO TUBO	
Temp. de Salida	°C	142.58		131.76	
Presión de Operación	kPa	800		800	
Densidad	kg/m ³	990		990	
Calor Específico	kJ/kg-K	4.183		4.183	
Conductividad Térmica	W/m-K	0.593		0.593	
Viscosidad	kg/m-s	0.0009112		0.0009112	
Número de Pasos		1		1	
Factor de Ensuciamiento	m ² K/W	0.00018		0.00018	
Carga térmica-kW:		2033.4			
LMTD _____ °C.		Coeficiente Global U: <u>645</u> W/m ² -K.			
CONSTRUCCIÓN					
Tipo de intercambiador de calor geotérmico			Concéntrico		
Max. Presión de Operación	12 000	kPa	12 000	kPa	
Max. Temp. de Operación	500	°C	500	°C	
Tipo de Unidad <u>Hoja de Tubo</u>		Pitch del tubo <u>-</u> pulgadas \triangle		Tipo de unión <u>Soldada</u>	
Fijo					
Material Tubo	No. <u>1</u>	D. Ext. <u>4</u> pulgadas	BWG <u>15</u>	Longitud <u>200</u> m	
Acero					
Material de la Coraza: <u>Acero al Carbono</u>			Diámetro (Aprox.): <u>13 3/8</u> pulgadas		
Material del Canal: <u>----</u>			Material de los Soportes: <u>Acero</u>		
Corrosión permitida		Lado anular: <u>1/16</u> pulgadas		Lado central: <u>1/16</u> pulgadas	
Otras <u>x</u>	Medida <u>x</u>	Brida <u>x</u>			
Estampado <u>Sí</u>	Rayos X <u>No</u>	SR <u>No</u>			
Aislamiento <u>Ninguno</u>	Clase <u>x</u>	Protección catódica <u>No</u>			
NO SON REQUERIDAS MAMPARAS					
ARREGLO DE MAMPARAS			ARREGLO DE ENTRADAS Y SALIDAS		

CONCLUSIONES

En la siguiente tabla se muestran las temperaturas a la salida de los distintos intercambiadores de calor para distintas longitudes y métodos de solución. Se observa que el intercambiador de calor geotérmico concéntrico presenta la mejor temperatura a la salida, tanto del método analítico como numérico.

Tipo de intercambiador de calor geotérmico	Longitud				
	100 m	200 m	300 m	400 m	500 m
U (analítico)	96.2 °C	101.1 °C	107.08 °C	113.91 °C	119.84 °C
Concéntrico (propiedades constantes-primer perfil)	107.35 °C	114.10 °C	118.10 °C	120.03 °C	122 °C
Concéntrico (propiedades constantes-segundo perfil)	128.96 °C	131.87 °C	132.14 °C	132.23 °C	132.23 °C
Concéntrico (propiedades no constantes)	118.01 °C	126.78 °C	130.03 °C	131.25 °C	131.43 °C
U (numérico)	93.38 °C	104.87 °C	110.86 °C	114.85 °C	117.21 °C
Concéntrico (numérico)	118.12 °C	131.76 °C	134.35 °C	134.76 °C	134.86 °C

Respecto del método analítico empleado en cada tipo de intercambiador de calor geotérmico, se concluye:

- A) Para el intercambiador de calor geotérmico en U, los resultados son pocos prometedores, debido a que en una longitud de 500 m, solo se alcanza una temperatura de 119.84 °C, la cual dista de la temperatura mínima requerida a la salida del intercambiador, además de que esta longitud representa un mayor costo económico.
- B) En el intercambiador de calor geotérmico concéntrico, se presentaron dos modelos analíticos:
 - Para el primer modelo analítico presentado en la sección 3.3.2, es necesario contar con un perfil de temperatura lineal de la pared del pozo para poder tener una solución. Por lo anterior, se propusieron dos perfiles de temperatura lineales que

resultaron del ajuste de datos de la curva de temperatura real de la pared del pozo. La solución de los perfiles de temperatura utilizando el primer perfil lineal de temperatura de la pared del pozo, muestra siempre un comportamiento lineal en su descenso, mientras que en el ascenso, consistentemente, decrece la temperatura siguiendo una ligera curva. Usando este perfil, ni una longitud propuesta (100-500 m) llega a cumplir con la temperatura solicitada a la salida del intercambiador de calor. En cambio, empleando el segundo perfil la temperatura de descenso siempre muestra el incremento con una curva; asimismo, la temperatura de ascenso demuestra una pérdida de temperatura siguiendo una ligera curva. De igual manera, a partir de la longitud de 100 m, se alcanza un poco más que la temperatura requerida, obteniéndose 128.96 °C. A pesar de haberse utilizado los dos perfiles lineales de temperatura de la pared, que más se ajustan a la distribución real de temperatura de la pared del pozo, el segundo perfil utilizado es el que muestra un comportamiento más lógico, debido a que en este tipo de intercambiadores nunca se va a presentar un comportamiento lineal como el mostrado por el primer perfil. La solución también se puede dar con perfiles de temperatura de mayor grado ajustados a los datos reales de temperatura de la pared del pozo, aunque esto se considera como una perspectiva de trabajo para un futuro.

- El segundo modelo analítico para el intercambiador de calor geotérmico concéntrico se realizó con propiedades no constantes (presión, temperatura, densidad, calor específico, conductividad térmica, número de Nusselt, coeficiente convectivo interno forzado, número de Reynolds) la cual se adapta mejor al fenómeno ya que conforme se avanza en el intercambiador las propiedades van cambiando. El comportamiento de los perfiles de temperatura con este método sigue uno similar a los que presentan este tipo de intercambiadores, a pesar de que no se toman en cuenta todas las variables involucradas (ecuaciones de turbulencia). Este tipo de método da a los 200 m la temperatura solicitada a la salida del intercambiador de calor, obteniéndose la temperatura de 126.78 °C.

Considerando que los métodos numéricos son modelos de aproximación, que permiten tomar en cuenta una mayor cantidad de variables o parámetros involucrados en el proceso, en nuestro caso lo aplicamos al análisis de los dos tipos de intercambiadores propuestos, considerando los análisis para distintas longitudes, esto es, de los primeros 100 m hasta los 500 m que es la máxima profundidad en la que podemos llegar dado nuestro fenómeno del pozo. Respecto al comportamiento de este método con los intercambiadores de calor, se tiene:

- El intercambiador de calor geotérmico en U, presenta un comportamiento no tan apropiado como el concéntrico ya que, a pesar de haber simulado longitudes de 500 m con este tipo de intercambiador, no se lograron cumplir con las especificaciones de temperatura requeridas a la salida del intercambiador, debido a que la temperatura para los 500 m llegó a los 117.21 °C. En respuesta a lo anterior, se puede concluir, que este tipo de intercambiador presenta complicaciones tanto económicas como técnicas.
- Por otra parte, este método manifiesta resultados favorables para el intercambiador de calor concéntrico, en el cual la longitud óptima se encuentra en los 200 m, llegando a la temperatura de 131.76 °C a la salida del intercambiador de calor, cumpliendo de esta manera con la temperatura solicitada a la salida del intercambiador. Las longitudes mayores, en este tipo de intercambiador, no tienen sentido, tanto por el costo económico, como por el manejo que implicaría dichas longitudes, ya que el peso de la tubería que se debe considerar es de aproximadamente 16 kg/m y este intercambiador estaría suspendido dentro del pozo, lo cual representaría un reto mayor.

El intercambiador de calor geotérmico en U, resulta ser el menos eficiente, debido al pobre coeficiente convectivo natural que se da en la región entre el intercambiador y la pared del pozo geotérmico. Aparte, este tipo de configuración presenta sus ventajas, con respecto a que el fluido que corre por el intercambiador nunca entra en contacto con el fluido presente en el reservorio geotérmico, siendo de esta manera más limpio, evitando cualquier obstrucción, taponamiento o corrosión que se pueda presentar en el propio intercambiador, debido a los minerales o la suciedad que pueda aportar el agua del reservorio. Aunado a lo anterior, el intercambiador demuestra complicaciones para su instalación en el pozo, debido al gran peso con el que va a contar el intercambiador para llegar a cumplir con la temperatura requerida a su salida que, hasta lo que se sabe, debe ser mayor de 500 m (obstrucción presente a 550 m). Además, este tipo de intercambiador tendría más problema de colapsar, tanto por el peso acumulado, como el movimiento interno que podría tener el intercambiador por movimientos externos de la tierra.

El intercambiador de calor geotérmico concéntrico resultó ser el intercambiador de calor más apto, debido a que tanto el método analítico como el numérico lo demuestran, ya que el fluido del propio intercambiador de calor está en contacto directo con la pared del pozo que es la que aporta el calor, siendo de esta manera más eficiente; además, el coeficiente convectivo es forzado alcanzándose grandes valores, lo cual crea condiciones propicias para que se alcance la temperatura requerida a la salida del intercambiador de calor. Técnicamente, se podría mejorar el rendimiento de este intercambiador al colocar un

aislante en la tubería central, con lo cual se tendría una pérdida menor de calor y, consecuentemente, de temperatura. La única desventaja que se muestra en este tipo de intercambiador de calor es la suciedad, ya que el fluido de trabajo estaría en contacto con el fluido del reservorio y con el pozo geotérmico en sí, con lo cual podría presentarse en un futuro problemas de taponamiento o corrosión a lo largo del circuito, por el cual corre, pero esto se puede subsanar utilizando filtros que aminoren la suciedad, ya que sale más redituable implementar estos filtros, que implementar el intercambiador de calor en U.

REFERENCIAS

- [1] J. Klapp, J. L. C. Cota, L. C. L. Gandara, R. Gabbasov. “Energy for the Present and Future: A World Energy Overview”, Springer Berlin Heidelberg, pp. 4, 2007.
- [2] Secretaria de Energía (SENER), “Balance Nacional de Energía 2006”.
- [3] Secretaria de Energía (SENER), “Balance Nacional de Energía 2012”.
- [4] Secretaria de Energía (SENER), “Estrategia Nacional de Energía 2012-2026”.
- [5] G. H. Le Bert, L. C.A. Negrín, J. Q. León, A. O. Celis, S. Espíndola, I. Hernández. “Informe para el Banco Interamericano de Desarrollo y la Comisión Reguladora de Energía”, México, DF, mayo de 2011.
- [6] M. H. Dickson, M. Fanelli, “What is Geothermal Energy?”, report prepared for the International Geothermal Association (IGA), 2004.
- [7] FRIDLEIFSSON, I.B., 2001. Geothermal energy for the benefit of the people. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, **5**, 299-312.
- [8] LUNIS, B. and BRECKENRIDGE, R., 1991. Environmental considerations. In: Lienau, P.J. and Lunis, B.C., eds., *Geothermal Direct Use, Engineering and Design Guidebook*, Geo-Heat Center, Klamath Falls, Oregon, pp.437—445.
- [9] V. M. Gómez, E. Iglesias, A. G. Gutiérrez, “La energía geotérmica: una opción tecnológica y económicamente madura”, *Boletín IIE, Tendencias tecnológicas*, julio-septiembre 2008, p. 102-114.
- [10] HUTTRER, G.W., 2001. The status of world geothermal power generation 1995-2000. *Geothermics*, **30**, 7-27.
- [11] LUND, J. W., and FREESTON, D., 2001. World-wide direct uses of geothermal energy 2000. *Geothermics* **30**, 29- 68.
- [12] K. E. Elliot and C. M. Greene, “Geothermal Energy”, National Institute of Geothermal Energy, New York, United States, Tech. Rep. 916-2020-CC, 2001.
- [13] Muffler P., Cataldi R. . “Methods for regional assessment of geothermal resources”. *Geothermics* , **7**, 53—89. 1978.

- [14] Hochstein, M.P. . Classification and assessment of geothermal resources. In: Dickson, M.H. and Fanelli, M., eds., *Small Geothermal Resources: A Guide to Development and Utilization*, UNITAR, New York, pp. 31—57. 1990.
- [15] Benderitter Y., Cormy G. . Possible approach to geothermal research and relative costs. In: Dickson, M.H. and Fanelli, M., eds., *Small Geothermal Resources: A Guide to Development and Utilization*, UNITAR, New York, pp. 59—69. 1990.
- [16] Nicholson K. . *Geothermal Fluids*. Springer Verlag, Berlin, XVIII—264 pp. 1993.
- [17] Axelsson G., Gunnlaugsson E. . Background: Geothermal utilization, management and monitoring. In: *Long-term monitoring of high- and low enthalpy fields under exploitation*, WGC 2000 Short Courses, Japan, 3-10. 2000.
- [18] S. K. Sanyal, “CLASSIFICATION OF GEOTHERMAL SYSTEMS – A POSSIBLE SCHEME”, PROCEEDINGS, Thirtieth Workshop on Geothermal Reservoir Engineering, Stanford University, Stanford, California, January 31-February 2, 2005.
- [19] K. C. Lee, “CLASSIFICATION OF GEOTHERMAL RESOURCES - AN ENGINEERING APPROACH”, PROCEEDINGS, Twenty-First Workshop on Geothermal Reservoir Engineering, Stanford University, Stanford, California, January 22-24, 1996.
- [20] LINDAL, B., 1973. Industrial and other applications of geothermal energy. In: Armstead, H.C.H., ed., *Geothermal Energy*, UNESCO, Paris, pp.135—148.
- [21] Lancea, “Sistemas ORC (Organic Rankine Cycle) para recuperar energía”, February 2015. [Online]. Available: <http://www.lancea.es/produccion-electricidad/orc-organic-rankine-cycle/>.
- [22] Bertani, R. (2010) *Geothermal Power Generation in the World 2005–2010 Update Report*. Proc. of the World Geothermal Congress 2010, Bali, Indonesia, 41 p.
- [23] Comisión Federal de Electricidad, CFE (2008) Datos compilados - página Web: <http://www.cfe.gob.mx/es/LaEmpresa/generacionelectricidad>.
- [24] Mercado, S., 1976. The Geothermal Potential Evaluation of Mexico by Geothermal Chemistry. Proceedings of the International Congress on Thermal Waters, Geothermal Energy and Vulcanism of the Mediterranean Area. Atenas, Grecia, 1976.
- [25] Alonso, H., 1985. Present and planned utilization of Geothermal Resources in Mexico. Transactions of the Geothermal Resources Council, Vol. 9, pp. 135-140.

- [26] Mercado, S., J. Sequeiros, and H. Fernández, 1985. Low Enthalpy Geothermal Reservoirs in Mexico and Field Experimentation on Binary-Cycle Systems. *Transactions of the Geothermal Resources Council*, Vol. 9, pp. 523-526.
- [27] Iglesias, E.R, y R.J. Torres, 2009. Primera estimación de las reservas geotérmicas de temperatura intermedia a baja en veinte estados de México. *Geotermia*, Vol. 22, No. 2, pp. 54-65.
- [28] Ordaz Méndez, C.A., Flores Armenta, M., y Ramírez Silva, G., 2011. Potencial geotérmico de la República Mexicana. *Geotermia*, Vol. 24-1, pp. 50-58.
- [29] Vicente Torres-Rodriguez, "GEOHERMAL CHART OF MEXICO SCALE 1:2,000,000", *Proceedings World Geothermal Congress 2000, Kyushu - Tohoku, Japan, May 28 - June 10, 2000*, pp. 1867-1870.
- [30] Gutiérrez-Negrín, L.C.A. (2007) 1997-2006: A decade of geothermal power generation in Mexico. 2007 Annual Meeting GRC, Sparks, Nevada, 11 p.
- [31] Iglesias E.R. y Torres R.J., 2004 "Estimación de las reservas geotérmicas de 20 Estados Mexicanos", *Informe IIE/11/11542 01/F*, 27 p.
- [32] E. R. Iglesias, R. J. Torres, J. I. M. Estrella y N. R. Picasso. "Resumen de la evaluación 2010 de los recursos geotérmicos mexicanos de temperatura intermedia a baja", *Geotermia*, Vol. 24, No.2, Julio-Diciembre de 2011, pp. 39-48.
- [33] Luis C. A. Gutierrez-Negrin, "Update of the Geothermal Electric Potential in Mexico", *GRC Transactions*, Vol. 36, 2012, Mexican Geothermal Association (AGM), Morelia, Mich., Mexico.
- [34] ProL-Ledesma, R.M., 1991. Terrestrial heat flow in Mexico. In: *Exploration of the Deep Continental Crust*, V. Cermák and L. Rybach, eds., Springer-Verlag Berlin Heidelberg, Berlin, pp. 475-485.
- [35] EPRI, 1978. Geothermal energy prospects for the next 50 years. Special Report No. ER-611-SR of the Electric Power Research Institute for the World Energy Conference. 104 pp.
- [36] S. Mercado, H. Fernandez, "HIGH TEMPERATURE MARINE HYDROTHERMAL VENTS (350°C) LOCATED AT 21°N AND 2600m DEPTH ON THE EAST PACIFIC RISE", *Geothermal Resources Council, TRANSACTIONS*, Vol. 12, October 1988. pp. 175-183.

- [37] E. S. Gutiérrez, I. S. Torres, “Escenario futuro de explotación de la energía geotérmica: hacia un desarrollo sustentable”, Centro de Investigación en Energía, UNAM, 1 de octubre 2010, Vol. 11, No. 10, ISSN: 1067-6079.
- [38] Julio C. Viggiano-Guerra and Luis C.A. Gutiérrez-Negrín, “The Geothermal System of Araró, Mexico, as an Independent System of Los Azufres”, Proceedings World Geothermal Congress 2005, Antalya, Turkey, 24-29 April 2005,
- [39] Tello H., E., Quijano, J.L., 1983. Reconocimiento y evaluación geoquímica de las zonas termales del Lago de Cuitzeo. CFE Internal Report No. 33-83.Unpublished.
- [40] Tello H., E., Moreno O., J., 1992. Geoquímica de los fluidos producidos por el pozo Z-3 de la zona geotérmica de Araró, Mich. CFE Internal Report No. OGQ-AR-003-92. Unpublished.
- [41] Izquierdo M., G., 1991. Estudios de inclusiones fluidas en muestras del pozo Z-3, Araró, Mich. Unpublished data.
- [42] Viggiano G., J.C., 1996. Evaluación petrológica de los pozos EAZ-1 y EAZ-2, C.G. Los Azufres, Mich. CFE Internal Report GG-AZ-012-96. Unpublished.
- [43] Rodríguez F., C., Villa M., S.J., Quijano L., J.L., 1984. Modelo geoquímico del campo geotérmico de Los Azufres, Michoacán. CFE Internal Report No. 10-84. Unpublished.
- [44] Quijano L., J.L., 1992. Evaluación de los trabajos exploratorios de la zona geotérmica de Araró, Mich. CFE Internal Report No. DEX-AR-001-92. Unpublished.
- [45] CFE. “Medición de la presión, temperatura y calibración del pozo GSE-S01, localizado en la población de Zimirao, Municipio de Zinapecuaro, Mich.”, Informe elaborado para el grupo Prados-Camelinas, DINYAC-013-2011.
- [46] G. F. Hewitt, G. L. Shires , T. R. Bott. *Process Heat Transfer*. Florida: CRC Press, 1994.
- [47] S. Kakac, A. E. Bergles, F. Mayinger. *Thermo-Hydraulic Fundamentals and Design*. New York: John Wiley & Sons, 1981.
- [48] Z. H. Lin, S. Kakac. *Thermohydraulic Design of Fossil-Fuel Boiler Components in Boilers, Evaporators, and Condensers*. New York: John Wiley & Sons, 1991.

- [49] D. Butterworth, S. Kakac. *Steam Power Plant and Process Condensers in Boilers, Evaporators, and Condensers*. New York: John Wiley & Sons, 1988.
- [50] D. Butterworth, S. Kakac, A. E. Bergles, E. O. Fernandes. *Condensers and their Design, in Two-Phase Flow Heat Exchangers: Thermal-Hydraulic Fundamentals and Design*. The Netherlands: Kluwer Publishers, 1988.
- [51] J. B. Kitto and M. J. Albrecht. *Fossil-Fuel-Fired Boilers: Fundamentals and Elements, in Boilers, Evaporators, and Condensers*. New York: John Wiley & Sons, 1991.
- [52] S. C. Stultz and J. B. Kitto. *Steam, Its Generation and Use*. New York: Babcock and Wilcox, 1992.
- [53] E. U. Schlünder et al. *Heat Exchanger Design Handbook*. Washington D. C.: Hemisphere, 1988.
- [54] R. A. Smith. *Vaporizers-Selection, Design, and Operation*. New York: John Wiley & Sons, 1986.
- [55] K. J. Bell, S. Kakac, A. E. Bergles and F. Mayinger. *Preliminary Design of Shell and Tube Heat Exchanger*. Washington D. C.: Hemisphere, 1981.
- [56] S. Kakac, R. K. Shah and A. E. Bergles. *Low Reynolds Number Flow Heat Exchanger*. Washington D. C.: Hemisphere, 1981.
- [57] S. Kakac, R. K. Shah and W. Aung. *Handbook of Single Phase Convective Heat Transfer*. New York: John Wiley & Sons, 1987.
- [58] D. Q. Kern and A. D. Kraus. *Extended Surface Heat Transfer*. New York: McGraw-Hill, 1972.
- [59] W. M. Kays and A. L. London. *Compact Heat Exchangers*. New York: McGraw-Hill, 1984.
- [60] R. K. Shah and A. C. Mueller. *Handbook of Heat Transfer Applications*. New York: McGraw-Hill, 1985.
- [61] G. Walker. *Industrial Heat Exchanger. A Basic Guide*. Washington D. C.: Hemisphere, 1990.
- [62] T. Kuppan. *Heat Exchanger Design Handbook*. New York: Marcel Dekker Inc., 2000.

- [63] A. Belmiloudi. *Heat Transfer – Mathematical Modelling, Numerical Methods and Information Technology*. Croatia: InTech, 2011.
- [64] D. Annaratone. *Handbook for Heat Exchangers and Tube Banks Design*. Berlin: Springer, 2010.
- [65] A. Skouby and L. Meline, “Closed-Loop/Geothermal Heat Pump Systems”, International Ground Source Heat Pump Association. Design and Installation Standards, 1997.
- [66] Carl Hiller, *Grouting for Vertical Geothermal Heat Pump Systems. Engineering Design and Field Procedures Manual*, International Ground Source Heat Pump Association, 2000.
- [67] S. P. Kavanaugh and K. Rafferty. *Ground-Source Heat Pumps. Design of Geothermal Systems for Commercial and Institutional Buildings*. Atlanta: Ashrae, 1997.
- [68] Fred Jones, *Closed-Loop Geothermal Systems. Slinky Installation Guide*, International Ground Source Heat Pump Association, 1995.
- [69] Oklahoma State University, *Closed-Loop/Ground-Source Heat Pump Systems. Installation Guide*, International Ground Source Heat Pump Association, 1988.
- [70] Oklahoma State University, *Ground Source Heat Pump Residential and Light Commercial. Design and Installation Guide*, International Ground Source Heat Pump Association, 2011.
- [71] L. A. Salomone and J. I. Marlowe, *Soil and Rock Classification for the Design of Ground-Coupled Heat Pump Systems. Field Manual*, International Ground Source Heat Pump Association, 1989.
- [72] K. Morita, W. S. Bollmeier II and H. Mizogami, “An experiment to prove the concept of the downhole coaxial heat exchanger (DCHE) in Hawaii”, *Geothermal Resources Council*, vol. 16, pp. 9- 16, May 1992.
- [73] R. G. Allis, R. James, “A Natural Convection Promoter for Geothermal Wells”, Geo-Heat Center, Klamath Falls, OR, 1979.
- [74] M. C. Smith, “Heat Extraction from Hot, Dry, Crustal Rock”, *Springer-Journal of Pure and Applied Geophysics*, vol. 117, pp. 290-296, Enero 1978.

- [75] V. C. Mei, S. K. Fischer, "Vertical Concentric-Tube Ground-Coupled Heat Exchangers", 1983 Semi-Annual ASHRAE Meeting, Junio 1983.
- [76] R. McKibbin, S. Nair, "Geothermal downhole heat exchanger (DHE) performance analysis", Presented at the 10th New Zealand Geothermal Workshop, 1988.
- [77] M.G. Dunstall, D.H. Freeston, "U-Tube downhole heat exchangers performance in a 4 inch well Rotorua, New Zealand", 12th New Zealand Geothermal Workshop, pp. 229-232, 1990.
- [78] S. Hailer, M. G. Dunstall, "Downhole heat exchanger experiments in a laboratory scale model well", 14th New Zealand Geothermal Workshop, vol. 14, pp. 93-98, 1992.
- [79] G. Hellström, "Thermal performance of borehole heat exchangers", reporte preparado para el Consejo Sueco de Investigación para la Construcción, 1993.
- [80] C. Yavuzturk, "Modeling of vertical ground loop heat exchangers for ground source heat pump systems", Tesis de Doctorado, Oklahoma State University, Diciembre 1999.
- [81] G. Culver, G. M. Reistad, "Evaluation and design of downhole heat exchangers for direct application", reporte de trabajo patrocinado por el gobierno de Estados Unidos, 2000.
- [82] H. Zeng, N. Diao, Z. Fang, "Heat transfer analysis of boreholes in vertical ground heat exchangers", ELSEVIER-Heat and Mass Transfer, vol. 46, pp. 4467-4481, Abril 2003.
- [83] J. W. Lund, "The use of downhole heat exchangers", ELSIEVER-GEOTHERMICS, Vol. 32, pp. 535-543, Junio 2003.
- [84] P. Platell, "Developing work on ground heat exchangers", reporte para LOWTE R&D Corporation, 2004.
- [85] N. R. Diao, H. Y. Zeng, Z. H. Fang, "Improvement in Modeling of Heat Transfer in Vertical Ground Heat Exchangers", HVAC&R Research Journal, vol. 10, num. 4, Octubre 2004.
- [86] S. C. Speer, "Design Calculations for Optimising of a Deep Borehole Heat Exchanger", Tesis de licenciatura, Rheinisch-Westfälische Technische Hochschule Aachen, Julio 2005.

- [87] L. Fang, G. Tao, W. Yong, W. Miao-cheng, "Numerical simulation on heat transfer performance of vertical U-tube with different borehole fill materials", Springer-Journal of Central South University of Technology, vol. 13, pp. 234-237, Junio 2006.
- [88] C.S. Dai, Y. Chen, J. Zhao, "An experimental simulation on heat transfer characteristics of a downhole heat exchanger", Thirty-Fourth Workshop on Geothermal Reservoir Engineering Stanford University, Stanford, California, Febrero 2009.
- [89] Z. Wang, "Modeling study of a single-well enhanced geothermal system (EGS)", Tesis de Maestría, Department of Energy Resources Engineering of Stanford University, Junio 2009.
- [90] E. Zanchini, S. Lazzari, A. Priarone, "Improving the thermal performance of coaxial borehole heat exchangers", ELSEVIER-Energy, vol. 35, pp. 657-666, Noviembre 2009.
- [91] E. Zanchini, S. Lazzari, A. Priarone, "Effects of flow direction and thermal short-circuiting on the performance of small coaxial ground heat exchangers", ELSEVIER-Renewable Energy, vol. 35, pp. 1255-1265, Diciembre 2009.
- [92] D. A. Alkhasova, M. G. Alishaev, "Calculating the Gain in the Efficiency of a Borehole Heat Exchanger Due to Furnishing its Heat-Transfer Surface with Longitudinal Finning", Springer-Thermal Engineering, vol. 56, pp. 970-976, 2009.
- [93] M. Tago, K. Morita, M. Sugawara, "Heat extraction characteristics of a single U-tube downhole heat exchanger with square cross section", Springer-Verlag-Heat Mass Transfer, vol. 42, pp. 608-616, 2009.
- [94] T. Boyd, J. W. Lund, "Use of promoter pipes with downhole heat exchangers in Klamath falls, Oregon", Geo-Heat Center, Oregon Institute of Technology, GHC BULLETIN, Mayo 2010.
- [95] M. D. Masalias, "Thermodynamic optimization of downhole coaxial heat exchanger for geothermal applications", tesis de , Warsaw University of Technology-Faculty of Power and Aeronautical Engineering, Julio 2011.
- [96] J. M. CHOI, C. LEE, M. PARK, S.-H. KANG, H. CHOI, "Numerical simulation for thermal response test performance in closed-loop vertical ground heat exchanger", Springer-SCIENCE CHINA Technological Sciences, vol. 54, No. 7, pp. 1668-1673, Julio 2011.

- [97] F. Guillaume, "Analysis of a Novel Pipe in Pipe Coaxial Borehole Heat Exchanger", Tesis de Maestría, KTH School of Industrial Engineering and Management-Division of Applied Thermodynamic and Refrigeration, 2011.
- [98] M. He, "Numerical Modelling of Geothermal Borehole Heat Exchanger Systems", Tesis de Doctorado, Institute of Energy and Sustainable Development De Montfort University, Leicester, UK, Febrero 2012.
- [99] A. D. Chiasson, "Thermal response testing of geothermal wells for downhole heat exchanger applications", Geo-Heat Center, Oregon Institute of Technology, Klamath Falls, Oregon, GHC BULLETIN, Mayo 2012.
- [100] Y. Feng, "Numerical study of downhole heat exchanger concept in geothermal energy extraction from saturated and fractured reservoirs", Tesis de doctorado, Faculty of the Louisiana State University and Agricultural and Mechanical College, Agosto 2012.
- [101] C. Hoon-Ki, Y. Geun-jong, L. Kyung-bin, L. Sang-hoon, L. Chang-hee, "Thermal performance analysis of borehole size effect on geothermal heat exchanger", Central South University Press and Springer-Verlag Berlin Heidelberg 2012, vol. 19, pp. 3524-3529, 2012.
- [102] P.J. Yekoladio, T. Bello-Ochende, J.P. Meyer, "Design and optimization of a downhole coaxial heat exchanger for an enhanced geothermal system (EGS)", ELSEVIER-Renewable Energy, vol. 55, pp. 128-137, Enero 2013.
- [103] R. Ferreyra, C. R. Maya and J. J. Pacheco, "Parámetros termodinámicos de funcionamiento de un planta de ciclo binario de 300 kW", in *XXI Congreso Anual de la AGM*, 2014, pp. 12-18.
- [104] J. J. Pacheco, C. R. Maya and C. M. Covarruvias, "Diseño termodinámico de un planta de ciclo binario de 300 kW", in *XXI Congreso Anual de la AGM*, 2014, pp. 24-29.
- [105] E. Jay, C. Greg and D. O. Carl. *MODERN GEOTHERMAL HVAC ENGINEERING AND CONTROL APPLICATIONS*. New York: McGraw Hill, 2013.
- [106] E. M. Smith. *Advances in Thermal Design for Heat Exchanger*. New York: John Wiley and Sons, 2005.
- [107] R. K. Shah and D. P. Sekulic. *FUNDAMENTALS OF HEAT EXCHANGER DESIGN*. New York: John Wiley and Sons, 2003.

- [108] Y. A. Cengel and A. J. Ghajar. *Transferencia de calor y masa*. México: McGraw Hill, 2011.
- [109] F. M. White. *Fluid Mechanics*. New York: McGraw Hill, 2010.
- [110] D. Annaratone. *Handbook for Heat Exchangers and Tube Banks Design*. Berlin: Springer, 2010.
- [111] R. B. Bird, W. E. Stewart and E. N. Lightfoot. *Transport Phenomena*. New York: John Wiley and Sons, 2002.
- [112] J. G. Anderson. *Computational Fluid Dynamics*. New York: McGraw Hill, 2007.
- [113] Z. Jun, Z. Chunlei, L. Xinguo, Y. Leyuan and S. Dekun, "THREE-DIMENSIONAL HEAT TRANSFER MODEL AND EXPERIMENTAL ANALYSIS OF U-PIPE HEAT EXCHANGER", *Acta Energiae Solaris Sinica*, vol. 27, pp. 6-13, January 2006.
- [114] TUBULAR EXCHANGER MANUFACTURERS ASSOCIATION, INC., "STANDARDS OF THE TUBULAR EXCHANGER MANUFACTURERS ASSOCIATION", December, 2007.