



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO

FACULTAD DE INGENIERÍA

**Diseño y análisis de un intercambiador de
calor subterráneo implementado en un
equipo de refrigeración**

TESIS

Que para obtener el título de

Ingeniero Mecánico

P R E S E N T A

David Sánchez Miguel

DIRECTOR DE TESIS

Dr. Eduardo Pérez González



Ciudad Universitaria, Cd. Mx., 2025



**PROTESTA UNIVERSITARIA DE INTEGRIDAD Y
HONESTIDAD ACADÉMICA Y PROFESIONAL
(Titulación con trabajo escrito)**



De conformidad con lo dispuesto en los artículos 87, fracción V, del Estatuto General, 68, primer párrafo, del Reglamento General de Estudios Universitarios y 26, fracción I, y 35 del Reglamento General de Exámenes, me comprometo en todo tiempo a honrar a la institución y a cumplir con los principios establecidos en el Código de Ética de la Universidad Nacional Autónoma de México, especialmente con los de integridad y honestidad académica.

De acuerdo con lo anterior, manifiesto que el trabajo escrito titulado DISEÑO Y ANALISIS DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR SUBTERRANEO IMPLEMENTADO EN UN EQUIPO DE REFRIGERACION que presenté para obtener el título de INGENIERO MECÁNICO es original, de mi autoría y lo realicé con el rigor metodológico exigido por mi Entidad Académica, citando las fuentes de ideas, textos, imágenes, gráficos u otro tipo de obras empleadas para su desarrollo.

En consecuencia, acepto que la falta de cumplimiento de las disposiciones reglamentarias y normativas de la Universidad, en particular las ya referidas en el Código de Ética, llevará a la nulidad de los actos de carácter académico administrativo del proceso de titulación.

DAVID SANCHEZ MIGUEL
Número de cuenta: 315021523

CONTENIDO

OBJETIVO:	1
ALCANCE:	1
INTRODUCCIÓN: CAMBIO CLIMÁTICO	2
Efecto invernadero	4
Acuerdos internacionales	5
Energías alternas	6
Climatización	12
1. LA BOMBA DE CALOR	13
1.1. Aspectos técnicos	13
1.1.1. Ciclo de refrigeración	14
1.1.2. Componentes de la bomba de calor	15
1.1.3. Rangos de eficiencia	19
1.1.4. Refrigerantes	21
1.1.5. Clasificaciones	22
1.1.5.1. Fuente aire	23
1.1.5.2. Fuente agua	24
1.1.5.3. Fuente suelo	26
1.2. Impacto ambiental y social	27
1.2.1. Desarrollo histórico y tecnológico	28
1.2.2. Desarrollo actual y esperado	36
1.2.3. Impacto ambiental y social	37
1.3. Conclusiones del capítulo	40
2. ANÁLISIS DE INTERCAMBIADORES DE CALOR GEOTÉRMICOS	41
2.1. Transferencia de calor	41
2.1.1. Métodos de transferencia de calor	42
2.1.2. Intercambiadores de calor	46
2.1.3. Diseño de intercambiadores de calor	51
2.2. Tecnología actual de los intercambiadores de calor geotérmicos	55
2.2.1. Intercambiadores de ciclo abierto	55

2.2.2.	Intercambiadores de ciclo cerrado	57
2.3.	Modelo térmico del suelo	61
2.4.	Modelo general de diseño de un intercambiador de calor geotérmico	66
2.5.	Conclusiones del capítulo	68
3.	DISEÑO DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR SUBTERRÁNEO	69
3.1.	Proceso de diseño de un intercambiador de calor subterráneo	69
3.1.1.	Parámetros de diseño	70
3.1.1.1.	Selección de la bomba de calor.....	72
3.1.1.2.	Perfil térmico del suelo	74
3.1.1.3.	Dimensiones del tubo y transferencia de calor interna.....	78
3.1.2.	Intercambiador de calor subterráneo en configuración vertical.....	81
3.1.2.1.	Ecuación de diseño	81
3.1.2.2.	Resistencia térmica del intercambiador de calor subterráneo.....	83
3.1.2.3.	Propuesta de diseño.....	85
3.1.3.	Intercambiador de calor subterráneo en configuración horizontal	88
3.1.3.1.	Ecuación de diseño	89
3.1.3.2.	Resistencia térmica del intercambiador de calor subterráneo.....	90
3.1.3.3.	Propuesta de diseño.....	93
3.1.4.	Selección del intercambiador de calor subterráneo	97
3.2.	Diseño del sistema de la bomba de calor	98
3.2.1.	Descripción general del sistema	99
3.2.2.	Caída de presión.....	100
3.2.3.	Selección de la bomba	108
3.2.4.	Rango de eficiencia del sistema.....	111
3.3.	Conclusiones del capítulo	113
4.	ANÁLISIS DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR SUBTERRÁNEO	114
4.1.	Variaciones sobre el diseño propuesto	114
4.1.1.	Condiciones climáticas.....	114
4.1.2.	Modo de operación	124
4.2.	Variaciones en los parámetros de diseño	128
4.2.1.	Propiedades del suelo.....	128

4.2.2. Condiciones climáticas externas	133
4.2.3. Materiales de construcción	141
4.3. Conclusiones del capítulo.	149
5. CONCLUSIONES GENERALES	152
REFERENCIAS	157
APENDICE	166

LISTA DE FIGURAS

FIGURA 1. AUMENTO DE LA TEMPERATURA A NIVEL MUNDIAL.....	2
FIGURA 2. AUMENTO DE LA TEMPERATURA A NIVEL MUNDIAL.....	3
FIGURA 3. EMISIONES DE CO ₂ EN LAC ESCENARIO CERO NETO Y ESCENARIO CND.....	6
FIGURA 4. FACTOR DE PLANTA, PRODUCCIÓN DE ENERGÍA CON CELDAS FOTOVOLTAICAS	7
FIGURA 5. FACTOR DE PLANTA, GENERACIÓN EÓLICA	8
FIGURA 6. FACTOR DE PLANTA, GENERACIÓN HIDROELÉCTRICA	9
FIGURA 7. USO DE LOS RECURSOS GEOTÉRMICOS	10
FIGURA 8. FACTOR DE PLANTA, GENERACIÓN CON GEOTERMIA.....	11
FIGURA 9. MÁQUINA FRIGORÍFICA Y MOTOR TÉRMICO OPERANDO ENTRE LOS NIVELES DE TEMPERATURA T ₁ Y T ₂	13
FIGURA 10. A) CICLO DE CARNOT INVERSO. B) CICLO IDEAL DE REFRIGERACIÓN	14
FIGURA 11. ESQUEMA P-H PARA EL CICLO IDEAL DE REFRIGERACIÓN.	15
FIGURA 12. DIAGRAMA DE UNA BOMBA DE CALOR.....	16
FIGURA 13. DIAGRAMA T-S DEL CICLO DE REFRIGERACIÓN REAL.	16
FIGURA 14. DIAGRAMA DE UNA BOMBA DE CALOR REVERSIBLE.....	18
FIGURA 15. VÁLVULA DE CUATRO VÍAS. DERECHA: CALEFACCIÓN. IZQUIERDA: REFRIGERACIÓN. 18	
FIGURA 16. DIAGRAMA BOMBA DE CALOR DE FUENTE AIRE	24
FIGURA 17. BOMBA DE CALOR DE FUENTE AGUA.....	24
FIGURA 18. BC FUENTE AGUA, MEDIO EXTERNO DE UN MANTO DE AGUA SUPERFICIAL	25
FIGURA 19. BC FUENTE AGUA, MEDIO EXTERNO DE MANTO DE AGUA SUBTERRÁNEO	25
FIGURA 20. BC FUENTE AGUA, MEDIO EXTERNO DE UN CICLO CERRADO	26
FIGURA 21. COMPRESOR SULZER, DISEÑADO POR LINDE	30
FIGURA 22. DIBUJO DE COMPRESOR SCROLL.	31
FIGURA 23. VENTAS ANUALES DE BC EN EUROPA	34
FIGURA 24. COMPARACIÓN MUNDIAL DE USOS DIRECTOS GEOTÉRMICOS EN TJ/AÑO	34
FIGURA 25. MERCADO DE BCG POR REGIÓN.....	35
FIGURA 26. PORCENTAJE DE EMISIONES POR ACTIVIDAD PARA LA INSTALACIÓN DE UN ICG	39
FIGURA 27. CONDUCCIÓN DE CALOR A TRAVÉS DE UN CUERPO UNIDIMENSIONAL	43
FIGURA 28. CAPA LÍMITE A TRAVÉS DE UNA SUPERFICIE PLANA ALARGADA	45
FIGURA 29. DIAGRAMA DE UN IC DE TUBOS CONCÉNTRICOS, DOBLE TUBO	47
FIGURA 30. DIAGRAMA DE UN IC DE TUBOS Y CORAZA.....	47
FIGURA 31. IC COAXIAL EN CORAZA, EN DIFERENTES VISTAS	48
FIGURA 32. DIAGRAMA IC DE PLACAS DESMONTABLES, TIPO CHEVRON.....	48

FIGURA 33. IC DE PLACAS SOLDADAS	49
FIGURA 34. DIAGRAMA IC DE PLACAS EN ESPIRAL	49
FIGURA 35. DIAGRAMA IC DE ALETAS FINAS SUPERPUESTAS.....	50
FIGURA 36. IC DE SUPERFICIE EXTENDIDA, IZQUIERDA: CONTINUA, DERECHA: ANULAR.....	50
FIGURA 37. LMTD A) FLUJO PARALELO; B) FLUJO A CONTRACORRIENTE	52
FIGURA 38. LMTD EN UN PROCESO DE CONDENSACIÓN.	52
FIGURA 39. SECCIÓN DE UN IC DE DOBLE TUBO.....	53
FIGURA 40. RESISTENCIA TÉRMICA DE UN TUBO CONCÉNTRICO.....	54
FIGURA 41. DIAGRAMA DE UN INTERCAMBIADOR DE CICLO ABIERTO, DOS MODOS DE OPERACIÓ	56
FIGURA 42. ICG VERTICAL: (A) U SIMPLE, (B) U DOBLE, (C) CONCÉNTRICO SIMPLE, (D) CONCÉNTRICO COMPLEJO	58
FIGURA 43. CORTE DE SECCIÓN DE UN ICG EN U SIMPLE	59
FIGURA 44. ICG HORIZONTAL: (A) LINEAL SIMPLE, (B) TIPO SLINKY, (C) TIPO ESPIRAL.....	60
FIGURA 45. PRINCIPALES FLUJOS DE CALOR QUE MODIFICAN LA TEMPERATURA DEL SUELO	63
FIGURA 46. VARIACIÓN DE LA TEMPERATURA RESPECTO A LOS DÍAS DEL AÑO.	65
FIGURA 47. CORTE DE SECCIÓN DE UN ICS, TUBO EN EL SUELO.....	66
FIGURA 48. REGIONES CLIMÁTICAS DE MÉXICO..	69
FIGURA 49. VARIACIÓN DE LA TEMPERATURA AMBIENTAL POR MES	71
FIGURA 50. CONFIGURACIÓN VERTICAL DE UN MODELO RF.....	72
FIGURA 51. VARIACIÓN DE LA TEMPERATURA DEL SUELO RESPECTO A LA PROFUNDIDAD.....	77
FIGURA 52. VARIACIÓN DE LA TEMPERATURA DEL SUELO RESPECTO AL TIEMPO, A DIFERENTES PROFUNDIDADES.....	78
FIGURA 53. FACTOR DE PARTICIÓN DE CIRCUITO CORTO	82
FIGURA 54. RESISTENCIA TÉRMICA DE UN ICS EN CONFIGURACIÓN U SIMPLE	84
FIGURA 55. FACTORES β_0 Y β_1 PARA DIFERENTES CONFIGURACIONES DEL ICS.....	85
FIGURA 56. ARREGLO DEL ICS DE NUEVE POZOS, VISTA SUPERIOR	87
FIGURA 57. LMTD DEL ICS.....	89
FIGURA 58. ICS HORIZONTAL 2TPT, EN UNA TRINCHERA	91
FIGURA 59. ICS HORIZONTAL 4TPT, EN UNA TRINCHERA.	91
FIGURA 60. ICS HORIZONTAL 6TPT, EN UNA TRINCHERA	92
FIGURA 61. DIAGRAMA GENERAL DE UN ICS HORIZONTAL.....	94
FIGURA 62. DIAGRAMA DE UN NIVEL DEL ICS HORIZONTAL, VISTA SUPERIOR.....	95
FIGURA 63. DIAGRAMA CONEXÓN DEL ICS A LA BCG	99
FIGURA 64. DIAGRAMA CABEZALES DE DISTRIBUCIÓN Y RETORNO	100
FIGURA 65. DIAGRAMA DE REDUCCIÓN Y AMPLIACIÓN DE UNA TUBERÍA.....	101
FIGURA 66. DIAGRAMA DE LOS FLUJOS DE AGUA DEL SISTEMA GENERAL DEL ICS HORIZONTAL .	102
FIGURA 67. DIAGRAMA DE UNA SECCIÓN DEL ICS HORIZONTAL 6TPT.....	102
FIGURA 68. DIAGRAMA DE LOS FLUJOS DE AGUA DEL SISTEMA GENERAL DEL ICS HORIZONTAL .	103
FIGURA 69. FACTOR DE PÉRDIDAS PARA UNIONES DE 90°.....	106
FIGURA 70. BOMBA GRUNDFOS UPS 40-240 F	109
FIGURA 71. GRÁFICA CAUDAL-CARGA.....	110
FIGURA 72. VARIACIÓN DEL CALOR CONDENSADO EN EL SUELO A LO LARGO DE UN AÑO.....	116
FIGURA 73. VARIACIÓN DE LA TEMPERATURA DEL FLUJO A LA SALIDA DEL ICS HORIZONTAL	118
FIGURA 74. VARIACIÓN DEL CALOR CONDENSADO EN EL ICS HORIZONTAL.	119
FIGURA 75. VARIACIÓN DEL CALOR CONDENSADO EN EL SUELO A LO LARGO DE UN AÑO.....	120
FIGURA 76. VARIACIÓN DE LA TEMPERATURA DEL FLUJO QUE ENTRA AL ICS HORIZONTAL A LO LARGO DE UN AÑO.....	121
FIGURA 77. VARIACIÓN DEL CALOR EVAPORADO A LO LARGO DE UN AÑO.....	122
FIGURA 78. VARIACIÓN DEL COP DE REFRIGERACIÓN A LO LARGO DE UN AÑO.....	123
FIGURA 79. LMTD DEL ICS HORIZONTAL, PARA ABSORBER CALOR	125

FIGURA 80. VARIACIÓN DE LA LONGITUD DEL ICS HORIZONTAL EN DIFERENTES SUELOS.	132
FIGURA 81. VARIACIÓN DE LA LONGITUD DEL ICS HORIZONTAL EN DIFERENTES SUELOS	133
FIGURA 82. VARIACIÓN DE LA TEMPERATURA DEL SUELO POR LA FRACCIÓN DE VAPOR	135
FIGURA 83. VARIACIÓN DE LA LONGITUD DE TRINCHERA DEL ICS HORIZONTAL POR LA FRACCIÓN DE VAPOR	136
FIGURA 84. VARIACIÓN DE LA LONGITUD DE TRINCHERA POR CAMBIO DE CLIMA	141
FIGURA 85. VARIACIÓN DE LA LONGITUD DE TRINCHERA POR CAMBIO DEL MATERIAL DE LA TUBERÍA.....	147

LISTA DE TABLAS

TABLA 1. MEDIOS DE DONDE SE EXTRAE Y CEDE LA ENERGÍA EN UNA BC.....	23
TABLA 2. ESTIMACIONES CARG PARA LA BC Y LA BCG.....	36
TABLA 3. IMPACTO AMBIENTAL DE DIFERENTES TIPOS DE BC	37
TABLA 4. EMISIONES DE CO2 POR SISTEMA DE CALEFACCIÓN	37
TABLA 5. CARACTERÍSTICAS GENERALES DEL SISTEMA DE LA BCG.....	70
TABLA 6. PARÁMETROS CLIMÁTICOS DE CLIMA CÁLIDO	70
TABLA 7. TEMPERATURA AMBIENTAL PROMEDIO POR MES	71
TABLA 8. DETALLES GENERALES DEL PRODUCTO BC SERIE RF	72
TABLA 9. MODELO BOSCH RF060	72
TABLA 10. PARÁMETROS DE OPERACIÓN EN MODO REFRIGERACIÓN, MODELO RF060.....	73
TABLA 11. CONDICIONES DE OPERACIÓN DE LA BCG, MODELO RF060.	74
TABLA 12. CARACTERÍSTICAS Y PROPIEDADES DEL SUELO	75
TABLA 13. PROPIEDADES COMPLEMENTARIAS DEL SUELO.....	75
TABLA 14. PARÁMETROS PARA OBTENER LA TEMPERATURA DEL SUELO.....	76
TABLA 15. PARÁMETROS PARA EL PERFIL TÉRMICO DEL SUELO.....	76
TABLA 16. TUBERÍAS DE PEAD PARA EL SISTEMA	79
TABLA 17. RESISTENCIA TÉRMICA DEL TUBO.....	80
TABLA 18. RESISTENCIA TÉRMICA DEL SUELO, ICS VERTICAL DE UN POZO.....	86
TABLA 19. PROPUESTA DE DISEÑO ICS VERTICAL DE UN POZO.....	86
TABLA 20. RESISTENCIA TÉRMICA DEL SUELO, ICS VERTICAL DE 9 POZOS	87
TABLA 21. PROPUESTA DE DISEÑO ICS VERTICAL DE 9 POZOS.	88
TABLA 22. TEMPERATURA DEL SUELO A DIFERENTES PROFUNDIDADES	93
TABLA 23. PARÁMETROS DEL ICS HORIZONTAL	93
TABLA 24. CARACTERÍSTICAS GENERALES DE TRES CONFIGURACIONES DE ICS HORIZONTAL.....	96
TABLA 25. DIMENSIONES GENERALES DE LAS PROPUESTAS DE ICS	97
TABLA 26. MODELOS DE FACTOR K PARA DISTINTOS COMPLEMENTOS	101
TABLA 27. PÉRDIDAS DE LA LÍNEA DE ACCESO Y CABEZAL DE SUMINISTRO	104
TABLA 28. PÉRDIDAS EN LA DISTRIBUCIÓN, FLUJO DE SUMINISTRO	105
TABLA 29. PÉRDIDAS EN UNA SECCIÓN DEL ICS HORIZONTAL.....	106
TABLA 30. PÉRDIDAS EN LA DISTRIBUCIÓN, FLUJO DE RETORNO	107
TABLA 31. PÉRDIDAS EN LA LÍNEA DE RETORNO Y EN EL CABEZAL DE RETORNO HORIZONTAL... ..	107
TABLA 32. PÉRDIDAS DE LA BCG Y DEL SISTEMA.....	108
TABLA 33. PARÁMETROS PARA LA SELECCIÓN DE LA BOMBA PRESURIZADORA	108
TABLA 34. DIMENSIONAMIENTO DE LA BOMBA CR 3-5	110
TABLA 35. POTENCIAS DE OPERACIÓN DE LA BCG.....	111
TABLA 36. POTENCIAS DE OPERACIÓN DE LA BCG.....	112

TABLA 37. CONFIGURACIONES DE OPERACIÓN DEL ICS HORIZONTAL	115
TABLA 38. PARÁMETROS DE OPERACIÓN EN MODO CALEFACCIÓN, MODELO RF060	124
TABLA 39. CONDICIONES DE OPERACIÓN DE LA BCG EN MODO CALEFACCIÓN, MODELO RF060	125
TABLA 40. CONDICIONES DE OPERACIÓN DE LA BCG EN MODO CALEFACCIÓN, MODELO RF060. ...	126
TABLA 41. PROPIEDADES TÉRMICAS DE DIFERENTES ROCAS	129
TABLA 42. TEMPERATURA DEL SUELO A DIFERENTES PROFUNDIDADES	130
TABLA 43. LONGITUD DE TRINCHERA DEL ICS HORIZONTAL CON DIFERENTES TIPOS DE SUELO ..	131
TABLA 44. VARIACIÓN DE LA LONGITUD DEL ICS POR LA FRACCIÓN DE VAPOR DEL SUELO	134
TABLA 45. PARÁMETROS CLIMÁTICOS DE CIUDAD JUÁREZ, CHIHUAHUA	137
TABLA 46. PARÁMETROS DE LA TEMPERATURA DEL SUELO, CLIMA SECO	137
TABLA 47. CARACTERÍSTICAS DEL ICS HORIZONTAL, TRES CONFIGURACIONES, CLIMA SECO.	138
TABLA 48. PARÁMETROS CLIMÁTICOS DE CIUDAD UNIVERSITARIA, CDMX.	138
TABLA 49. PARÁMETROS DE LA TEMPERATURA DEL SUELO, CLIMA TEMPLADO	139
TABLA 50. CARACTERÍSTICAS DEL ICS HORIZONTAL, TRES CONFIGURACIONES, CLIMA TEMPLADO	139
<i>TABLA 51. VARIACIÓN DE LA LONGITUD DE TRINCHERA POR CAMBIO DE CLIMA</i>	<i>140</i>
TABLA 52. TUBERÍA DE COBRE TIPO M PARA EL SISTEMA	142
TABLA 53. RESISTENCIA TÉRMICA DE LA TUBERÍA DE COBRE	143
TABLA 54. CARACTERÍSTICAS DE CADA CONFIGURACIÓN DEL ICS HORIZONTAL, COBRE	143
TABLA 55. TUBERÍA DE ACERO STD PARA EL SISTEMA.....	144
TABLA 56. RESISTENCIA TÉRMICA DE LA TUBERÍA DE ACERO.....	145
TABLA 57. CARACTERÍSTICAS DE CADA CONFIGURACIÓN DEL ICS HORIZONTAL, ACERO	145
TABLA 58. VARIACIÓN DE LA LONGITUD DE TRINCHERA POR EL CAMBIO DEL MATERIAL DE LA TUBERÍA.....	146
TABLA 59. PRECIO DE TUBERÍA PARA LA INSTALACIÓN DEL ICS HORIZONTAL.....	148

OBJETIVO:

Diseño y selección de un sistema de intercambio de calor para una bomba de calor en modo refrigeración, así como un análisis de factibilidad de diferentes configuraciones para el sistema de intercambio de calor con el subsuelo.

OBJETIVOS PARTICULARES:

- Analizar las ventajas del uso de intercambiadores de calor subterráneos con los sistemas de las bombas de calor, su desarrollo y la tecnología actual que utilizan (estado del arte); determinar el ahorro que generan a través de una revisión bibliográfica.
- Analizar los sistemas de intercambio de calor subterráneos a partir de sus configuraciones, sus aplicaciones y las ventajas para los equipos de climatización.
- Desarrollar el diseño de un sistema de intercambio de calor subterráneo de ciclo cerrado, enfocado en un proceso de refrigeración.
- Detectar los parámetros más sensibles y relevantes en el diseño de un sistema de ciclo cerrado y la viabilidad para su aplicación.

ALCANCE:

El sistema del intercambiador de calor subterráneo (ICS) se requiere para cumplir solo con la función de refrigeración en la bomba de calor (BC), lo que indica que solo se tendrá un proceso de disipación de calor del ICS al suelo. El proceso de absorción de calor, del suelo al ICS, corresponde a la operación de la BC en modo calefacción, la cual se descarta en el proceso de diseño.

Dentro del ICS se cuenta con un fluido de trabajo, mediante el cual se realiza el transporte de la energía. En el diseño se utilizará agua, sin el uso de aditivos como anticongelantes, los cuales se utilizan solo para regiones de climas fríos.

INTRODUCCIÓN: CAMBIO CLIMÁTICO

Se habla de cambio climático como una de las consecuencias del desarrollo tecnológico que se vive en la actualidad. Se entiende como el efecto negativo que produce el calentamiento global, debido al efecto invernadero, causando la desestabilización del clima en distintas regiones del planeta. Este fenómeno representa una de las preocupaciones más relevantes en materia de desarrollo en la actualidad. Se ha evidenciado como la principal consecuencia de la producción desmedida de los mercados actuales, base de la economía contemporánea. Gran parte de los esfuerzos científico-tecnológicos de la actualidad tienen por objetivo estudiar y mitigar sus efectos.

El Grupo Intergubernamental de Expertos sobre el Cambio Climático (IPCC), lo define como “el cambio de clima atribuible directa o indirectamente a la actividad humana que altera la composición de la atmósfera en el planeta y que se suma al registro de la variabilidad natural del clima durante periodos de tiempo comparables” (Comisión Económica para América Latina y el Caribe, 2009). Este incremento refiere al aumento de la temperatura del planeta debido a la acumulación de gases de efecto invernadero (GEI) en la atmósfera.

Cada año se rompen récords en cuanto a temperaturas altas a nivel mundial, lo que se representa en la Figura 1, la cual indica las anomalías existentes de la temperatura del planeta a lo largo del siglo XX. A partir de un gráfico que sobreponen los efectos propios del clima natural y sus procesos en los cambios de temperatura (forzamiento natural), junto con los efectos debidos a la actividad humana (antropogénicos), indicando cómo la suma de estos efectos presenta un comportamiento similar, sino que, igual a las observaciones sobre las variaciones de la temperatura del planeta, siendo cerca de $0.7[^\circ\text{C}]$; el caso del modelo de forzamiento natural presenta incrementos cercanos a $0[^\circ\text{C}]$, indicando que el incremento anormal es debido a la actividad de desarrollo humano.

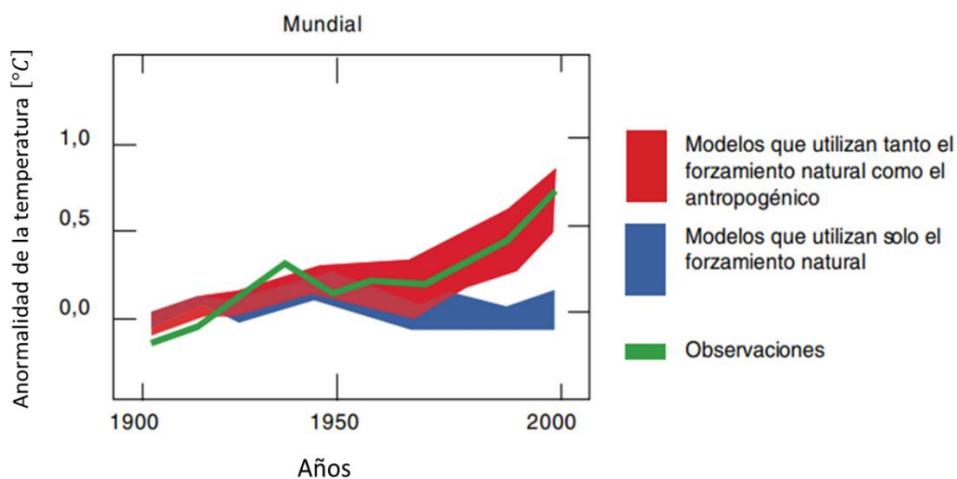


Figura 1. Aumento de la temperatura a nivel mundial (Comisión Económica para América Latina y el Caribe, 2009).

Los resultados de la Figura 1 parten del trabajo del IPCC. Otros estudios parten de registros realizados en el siglo presente, en los que se observan comportamientos similares, como se presenta en la Figura 2, en la que se hacen mediciones del incremento anormal en la temperatura del planeta, presentando una perspectiva más amplia de las consecuencias del calentamiento global, así como el incremento anormal a partir de 1980, lo cual se relaciona con el avance tecnológico, sin presentar una tendencia a disminuir, incluso presentando el valor más alto en 2023.

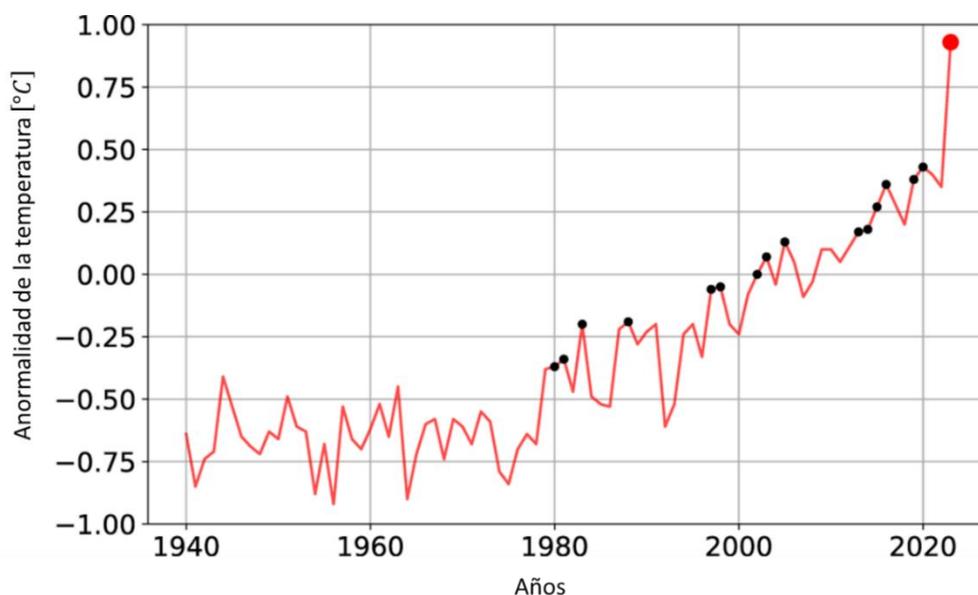


Figura 2. Aumento de la temperatura a nivel mundial (Rantanen & Laaksonen, 2024).

Las consecuencias del cambio climático son amplias, presentando efectos tanto económicos como sociales, además de las limitantes tecnológicas que presenta al tener la prioridad de buscar alternativas a la tecnología a base de combustibles fósiles, lo cual beneficia en el desarrollo de las tecnologías con base en energías alternas, lo cual se discutirá más adelante.

Las consecuencias del calentamiento global son amplias. En el aspecto social, se ha observado que promueve el desplazamiento de la población, debido a los desastres naturales provocados por el cambio de clima (Borges de Padua G., 2024). En lo económico se hacen estimaciones del efecto en el PIB debido a los desastres naturales, determinando que puede tener reducción de hasta un 0.9% en países de ingresos bajos de América Latina, o de 3.6% en el Caribe (Borges de Padua G., 2024)

La situación del cambio climático es crítica en la región de Latinoamérica y el Caribe (LAC), en donde se tienen menos emisiones que en países desarrollados (se encuentra solo por encima de África en rango de emisiones de gases de efecto invernadero), pero los efectos del cambio climático son más notorios y causan mayores daños en el medio ambiente.

Efecto invernadero

La posibilidad de vida en la tierra se debe a la concentración de gases que retienen el calor emitido por el sol en la atmósfera, permitiendo una temperatura estable y adecuada para el desarrollo de ecosistemas complejos. La temperatura del planeta depende en gran medida del calor irradiado del sol, estimando que con este flujo de calor la temperatura superficial rodearía los $-18[^\circ\text{C}]$ (Mitchell, 1989). Sin embargo, los gases naturales de la atmósfera cuentan con un rango de contención del calor irradiado, a la vez que absorben la radiación de onda larga que refleja la superficie del suelo, reteniendo una mayor cantidad de calor. A este fenómeno se le conoce como efecto invernadero.

Los ya mencionados GEI son los gases que generan el efecto invernadero. Los GEI más comunes y propios de todo ecosistema son el vapor del agua y el dióxido de carbono (CO_2), que son esenciales para la vida en la tierra. Sin embargo, como se mencionó en la sección anterior, como consecuencia de la actividad humana hay un incremento en la producción de GEI, los cuales son liberados y almacenados en la atmósfera, produciendo un desbalance en el efecto invernadero natural, con la consecuencia del calentamiento global y el cambio climático.

Históricamente, el concepto de efecto invernadero se atribuye a Jean Baptiste Joseph Fourier, quien realizó estudios para determinar la temperatura de la superficie del suelo, publicando las memorias de su trabajo de 1827. Fourier definió a la tierra como un sistema compuesto por el planeta, la atmósfera y una frontera exterior al espacio, a una temperatura constante (Fleming, 1999), describiendo que, debido a sus propiedades, la atmósfera retiene una cierta cantidad de calor, que lo hace similar al principio de un invernadero. Trabajos posteriores establecieron nuevas formas de entender este sistema, los cuales consideran la temperatura del suelo como consecuencia del aporte energético por la radiación del sol, como el factor más influyente y variaciones en las propiedades de la atmósfera debido a la concentración de gases que la componen (Fleming, 1999).

El trabajo de laboratorio del físico irlandés John Tyndall demostró que el cambio en la concentración de vapor de agua cambia las propiedades de la atmósfera, incrementando su capacidad de retener calor, lo que afecta el ambiente. Sus resultados aplican a los diferentes gases de la atmósfera, con especial énfasis en el CO_2 . Los efectos del CO_2 en la atmósfera fueron estudiados por el físico Svante Arrhenius, en 1896, debido al incremento de la quema de combustibles fósiles a inicios del siglo XX, con lo que se encendieron las alertas sobre los posibles efectos en el ambiente debido a las grandes emisiones de este gas, derivado del uso de combustibles fósiles (Fleming, 1999).

Si bien el CO_2 es uno de los GEI más analizados, no es el único gas que promueve el efecto invernadero, teniendo otros de origen natural como el ozono (O_3) y el metano (CH_4), cuyo

potencial de calentamiento global (GWP en inglés) es más elevado que el CO_2 , pero que se encuentran en concentraciones menores en la atmósfera. También hay gases sintetizados, como los refrigerantes clorofluorocarbonados (CFC) e hidrofluorocarbonos (HFC), o generados como consecuencia de procesos industriales (British Geological Survey, 2023), como los perfluorocarbonos (PFC) y los Hexa fluoruros (SF_6); este tipo de gases tiene un mayor GWP, por lo cual generan mayores preocupaciones en su producción desmedida, además de tener como consecuencia el daño a la capa de ozono (Gaur, Fitiwi, & Curtis, 2021).

Acuerdos internacionales

A lo largo del siglo XX incrementaron las preocupaciones sobre los posibles efectos negativos debido al nuevo ritmo de vida que se sustentaba en el petróleo, entre los que resalta el incremento de la temperatura del planeta, lo cual ya se había demostrado desde Arrhenius (Fleming, 1999), y que comenzaba a presentar los primeros efectos plausibles en los registros del planeta. En 1988 comienzan las primeras medidas internacionales para combatir el cambio climático, con la fundación del IPCC, cuyos informes formaron la base del desarrollo del protocolo de Kioto en 1997, el cual entró en vigor a partir del 2005 (CEPAL, 2009).

La meta principal busca reducir las emisiones de GEI, así como la promoción de métodos de generación de energía que no dependan de la quema de combustibles fósiles. Además, que reiteran la necesidad de instrumentos de negociación de información y tecnología entre las naciones, con el propósito de hacer frente a esta problemática como planeta, ya que mientras se tarde más en implementar acciones contra el cambio climático, mayores serán las consecuencias y con mayor dificultad para erradicarlas (CEPAL, 2009).

Los objetivos de desarrollo del milenio establecen los cambios relevantes en todas las naciones para tener un mejor desarrollo, en especial a través del desarrollo humano, asegurando una mejor calidad de vida. El séptimo de los objetivos del desarrollo del milenio (ODM7) toma el aspecto medioambiental de la actualidad y reconoce la crisis que se vive respecto a las consecuencias del calentamiento global, debido al incremento de fenómenos naturales por la modificación de los ecosistemas, tales como tormentas y huracanes, sequías y deslaves.

El acuerdo de Paris es una actualización de los principios del acuerdo de Kioto, el cual se realizó en 2015, entrando en vigor en 2016, en el que se reincide en el propósito de la reducción de las emisiones de GEI, estableciendo el término de cero emisiones para mediados del siglo (2050), promoviendo la implementación de propuestas más ambiciosas, requiriendo

de una actualización cada cinco años de todos los países dentro del acuerdo (Naciones Unidas, 2015).

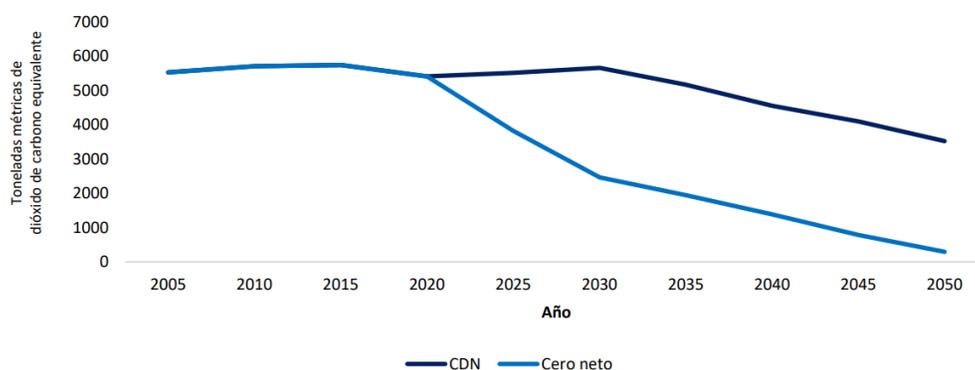


Figura 3. Emisiones de CO₂ en LAC escenario Cero neto y escenario CDN (Cárdena, M. y Orozco, S., 2023).

LAC es una región es una de las más vulnerables al cambio climático y, según estudios, debería invertir entre \$470 mil millones de US y \$1.3 billones de US para cumplir con los objetivos del Acuerdo de París (Borges de Padua G., 2024). Debido a que se cuentan con mayores obstáculos, en LAC se tienen menos estimaciones optimistas en la posibilidad de llegar al objetivo de emisiones cero para 2050.

El escenario de emisiones netas cero, Figura 3, es el más ambicioso y optimista en cuanto a la reducción de emisiones, evitando el incremento de 1.5[°C] de la temperatura del planeta. El escenario más realista es el de contribuciones determinadas a nivel nacional (CND), Figura 3, en la que la política ambiental tendrá un impulso a partir de 2030, con una disminución gradual de emisiones, sin cumplir con el objetivo de cero emisiones. Depende de las decisiones y acciones que se tomen en la actualidad el escenario que se tendrá para 2050, así como en LAC, para prevenir el incremento de las consecuencias negativas del cambio climático.

Energías alternas

Se entiende por energías alternas como aquellos métodos de generación de energía en las que no se involucra de forma directa la quema de combustibles fósiles, sino que aprovechan otros medios o recursos. La generación se enfoca en la energía eléctrica, indispensable en la sociedad moderna, así como en la industria. También es posible la obtención de energía térmica por estos medios alternos.

Este tipo de procedimientos cambian el uso de petróleo, carbón y gas natural por alternativas, con la característica de reducir o mitigar por completo la emisión de GEI. Dentro de las clasificaciones de energías alternas también se distinguen las energías limpias y renovables. Las energías limpias son aquellas que reducen a cero las emisiones de GEI y generan pocos desechos; las energías renovables son aquellas que parten de un recurso que es renovable y

natural del ecosistema, el cual no es limitado por su cantidad, como lo es el petróleo que depende de reservas subterráneas. Existe una gran cantidad de energías alternas, las cuales toman la energía de diferentes medios, como se presentará en los siguientes incisos.

- **Energía solar:**

Aprovecha el calor irradiado del sol para la producción de energía eléctrica a través de celdas fotovoltaicas o con la concentración de la energía solar para producir vapor de agua. Es una de las energías alternas más abundantes en la actualidad. Tiene como principal ventaja el contar con un recurso que se encuentra disponible prácticamente en cualquier parte del planeta, además de ser una de las energías alternas más sencillas de instalar (Mohtasham, 2015). Un aspecto relevante y contraproducente de la energía solar es su bajo factor de planta, ya que encuentra su mayor punto de operación pocas horas al día, teniendo una generación mínima de energía en la noche, prácticamente cero.



Figura 4. Factor de planta, producción de energía con celdas fotovoltaicas (Núñez, 2015).

En la Figura 4 se observa un gráfico del factor de planta de un sistema fotovoltaico en el norte de Chile (Núñez, 2015), en función de las horas del día, con una serie para cada día del año. En las horas de la noche se tiene una disminución a cero de la producción, con el pico de producción en las horas de medio día.

- **Energía eólica:**

Corresponde a los sistemas en los que se utiliza la energía cinética del aire como energía mecánica, con lo que se genera energía eléctrica. En este caso se utilizan sistemas a gran altura para captar las corrientes de aire más rápidas, por lo cual requieren de instalaciones de mayor costo (Mohtasham, 2015).

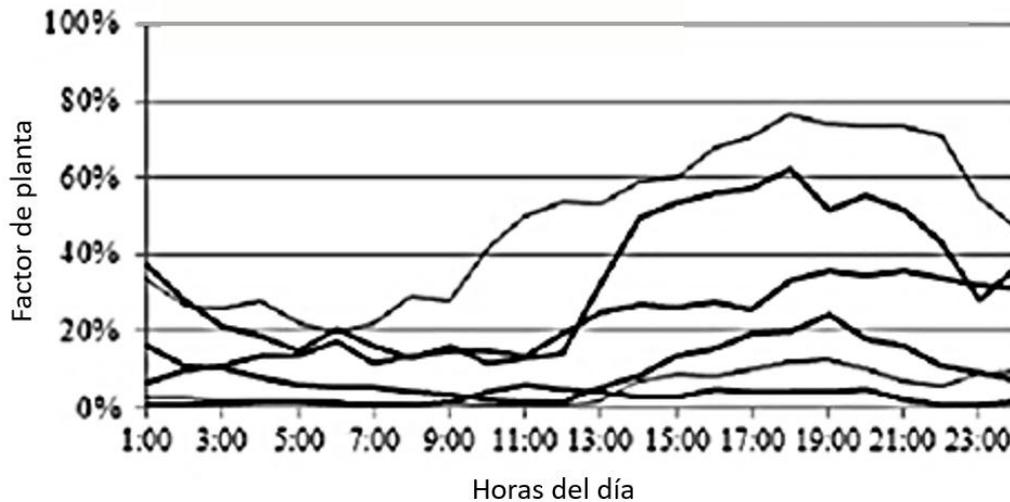


Figura 5. Factor de planta, generación eólica (Núñez, 2015).

Al igual que la energía solar, su principal beneficio recae en la disponibilidad del viento como recurso, siendo prácticamente infinito. Se encuentra sujeto a intermitencias debido a la naturaleza de las corrientes de aire, que no son posibles de predecir ni de aprovechar de forma constante. La Figura 5 indica la variación del factor de planta por generación eólica a lo largo de un día, con cada serie representado días diferentes del año. Al contrario, con la energía solar no se registra un comportamiento uniforme a lo largo del año, sino que varía y encuentra sus picos después del mediodía; si bien no llega a tener un factor de planta igual a cero, se tiene por lo general registros bajos.

- **Energía hidráulica:**

Similar al caso de la energía eólica, en la energía hidráulica se aprovecha la energía cinética de un flujo de agua para obtener energía mecánica que genera energía eléctrica. Es común el uso de caudales de ríos grandes, o a través de la construcción de presas con el sistema de generación de energía, conteniendo el agua y permitiendo su paso para aumentar la energía mecánica disponible del flujo.

En cuanto al factor de planta, la Figura 6 presenta que en general es un valor que se mantiene constante a lo largo del día, pero no a lo largo del año, debido al cambio de las estaciones que modifica la cantidad de agua disponible en la región del sistema hidroeléctrico, siendo las épocas de mayor precipitación (lluvias) en las que se alcanza el mayor rendimiento del sistema, hasta de un 60%.

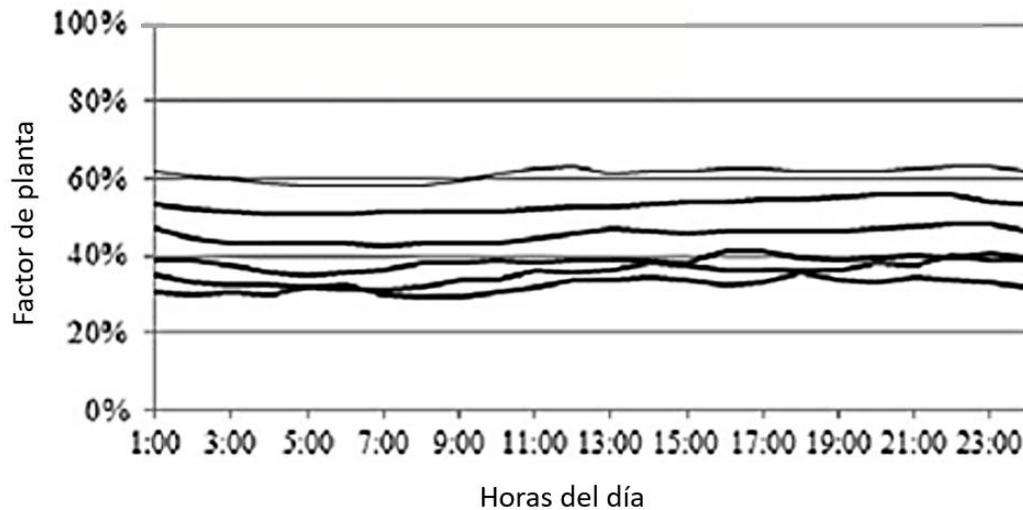


Figura 6. Factor de planta, generación hidroeléctrica (Núñez, 2015).

Entre las consecuencias del cambio climático se encuentra la modificación de los ecosistemas, lo cual también afecta a ríos, lagos y canales, al aumentar las sequías. El crecimiento de la energía hidroeléctrica se ha visto mermada por consecuencia del cambio climático, modificando los ciclos de agua y reduciendo la generación posible del sistema. A nivel mundial en 2023 se tuvo una reducción de la generación hidroeléctrica de un 2% en comparación con el 2022, mientras que en México se registró una disminución de 40% (Alegría, 2024).

Otras alternativas de la energía hidráulica utilizan el movimiento de las olas y corrientes del mar, a partir de la energía mareomotriz, la cual es menos común y en muchas regiones se encuentra en etapas muy tempranas de desarrollo (Mohtasham, 2015).

- **Energía geotérmica:**

En esta se aprovecha el calor de las capas inferiores del planeta como recurso térmico para generar energía eléctrica a través de ciclos de potencia de vapor. Las capas más profundas de la Tierra se encuentran a mayores temperaturas que las más superficiales; se lo conoce como gradiente geotérmico a la variación de la temperatura de acuerdo con la profundidad en la corteza, se estima que este presenta un aumento de 30[°C] por cada kilómetro de profundidad (Aviña Jiménez, Pérez González, & Alarcón Flores, 2023).

En los lugares donde los gradientes geotérmicos son más pronunciados se puede obtener energía en forma de calor, se les conoce como regiones geotérmicas, donde el calor requerido es obtenido a menores profundidades (Armstead, 1973). Una característica particular de estas regiones es que, por lo general, se encuentran en zonas de alta actividad volcánica y sísmica.

El criterio más común por el que se clasifica a un recurso geotérmico es a través de la entalpía de los fluidos que son extraídos, a la vez relacionado con su temperatura (Fanelli & Dikson, 2004). El recurso se encuentra dividido en baja, media y alta entalpía (o temperatura). La generación de electricidad se encuentra en las aplicaciones de media y alta entalpía.

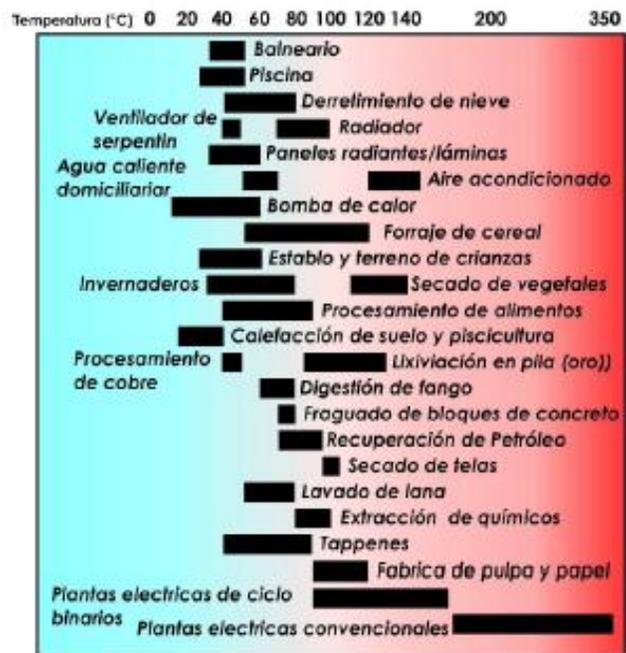


Figura 7. Uso de los recursos geotérmicos (Fanelli, M. & Dikson, M. H., 2004, modificado de Lindal, B., 1973).

En la Figura 7 se observa el diagrama de Lindal (Lindal, 1973), una representación gráfica de los posibles usos que se le puede dar a un sistema geotérmico a partir de la temperatura del recurso. Se observa que los recursos por encima de los 150[°C] se encuentra la producción de electricidad. Por debajo de este valor se encuentran recursos de media a baja entalpía, con aplicaciones que se denominan usos directos.

Las principales ventajas de la geotermia recaen en su elevado factor de planta, el cual se encuentra en un rango entre 60% y 90% (Mines, et al., 2015). El calor del suelo no se ve sometido a intermitencias por el clima, permitiendo un aprovechamiento constante, como se refleja en la Figura 8, en la que se representa el factor de planta de diferentes plantas generadoras, todas aprovechando un recurso geotérmico a través de diferentes tecnologías, siendo el caso de la generación geotérmica que se mantiene en un valor entre 70% y 80% en el periodo de cuatro años analizados.

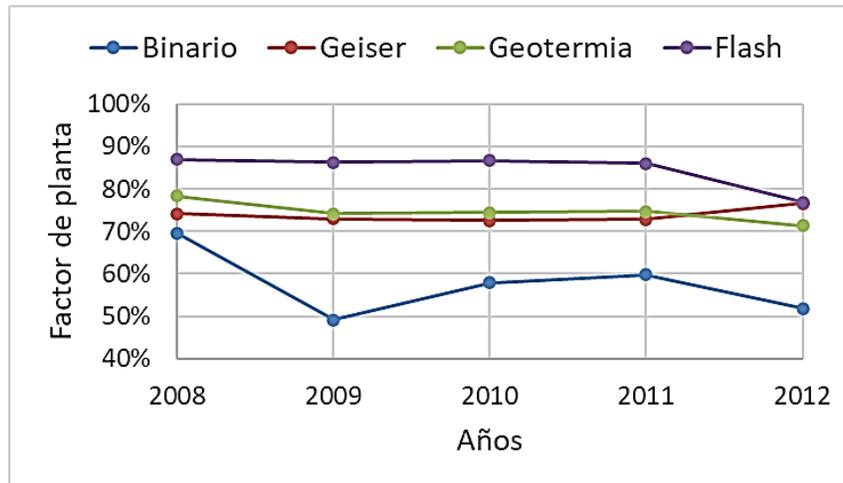


Figura 8. Factor de planta, generación con geotermia (Mines, et al., 2015).

- **Otras energías alternas:**

Entre la gran cantidad de energías alternas que se conocen en la actualidad, las más comunes son:

ENERGÍA CON BIOCOMBUSTIBLES. Dentro de esta categoría se incluye todo tipo de combustible que se obtiene de cualquier biomasa, entre los que se incluye la quema de madera. Es una alternativa al petróleo, al no depender de una extracción del subsuelo, sino dependiendo de la agricultura. Los biocombustibles más comunes son el etanol, obtenido del grano de maíz; además del biodiesel, obtenido de la soya (Mohtasham, 2015). Su poder calorífico es menor que los combustibles a base de petróleo, lo que los hace poco eficientes en la generación eléctrica. Se considera una energía renovable más no una energía limpia, al generar emisiones de GEI por su quema, además de promover efectos negativos en el ambiente al tener una producción desmedida de su materia prima.

ENERGÍA NUCLEAR. En esta se hace uso de la energía que se libera en el proceso de fisión (cuando el núcleo de un átomo se divide en varias partes). La energía térmica se aprovecha para operar ciclos de potencia de vapor y generar energía eléctrica. Como materia prima se utiliza uranio enriquecido, por lo general U-238 y U-235 (Galindo, 2024). Es una de las mayores apuestas en cuanto energías alternas, al tener emisiones mínimas, prácticamente cero, de GEI, además de ser de alto rendimiento en la generación eléctrica, contribuyendo a su ampliación en el mundo. Un debate permanente entorno a la energía nuclear se debe a los residuos que genera, de naturaleza radiactiva, por lo que requiere de una contención y control más sofisticada. El gran control necesario en la energía nuclear aumenta los costos de producción de energía (Castillo, 2022).

Climatización

El principal propósito de los sistemas de climatización es aumentar o reducir la temperatura de una región particular, en comparación con la temperatura ambiental. Una región es el espacio donde se modifica la temperatura, que puede ir desde espacios amplios como oficinas, habitaciones o centros de autoservicio, hasta espacios como el interior de un refrigerador. Incluye a su vez el uso de este tipo de sistemas en equipos eléctricos o mecánicos, como el motor de un vehículo o al procesador de un equipo de cómputo.

Cuando se aumenta la temperatura de la región respecto a la temperatura ambiental se habla de un proceso de calefacción. El caso contrario, de reducir la temperatura de la región respecto a la ambiental, se conoce como refrigeración; a su vez, en la refrigeración se hace la distinción entre un proceso de acondicionamiento, al reducir la temperatura ambiental a una de confort humana, con un proceso de refrigeración, en el que las temperaturas son mucho más bajas, con fines de conservación, como lo pueden ser de alimentos. El conjunto de los procesos de climatización se conoce como el área de calefacción, ventilación, aire acondicionado y refrigeración (HVAC, por sus siglas en inglés).

Todo proceso de climatización requiere de un consumo de energía, a la vez que genera emisiones de GEI de forma directa o indirecta. La quema de combustibles para calentar una región o para producir agua caliente de servicio (ACS) es un caso común de emisiones directas. Los sistemas que requieren el consumo de energía eléctrica son los indirectos, como el caso de un radiador eléctrico, con un consumo establecido en $1.2-2.5[kW]$ (Sánchez, 2023), con un rango proporcional de CO_2 emitido por cada kilowatt eléctrico, $[CO_2/kW]$.

El esfuerzo global por la reducción de emisiones de GEI involucra a todo sector que requiera del consumo de energía. El área de climatización o HVAC, es uno de los sectores de mayor consumo eléctrico, presentando un consumo alrededor de 50% de la energía producida en la actualidad (Gaur, et al., 2021). En la actualidad el interés se centra en sistemas de alta eficiencia, que cumplan con demandas de calefacción o refrigeración requeridas, con el consumo mínimo de energía. El sistema actual de alta eficiencia más común es la bomba de calor (Laue, 2006). A su vez, la bomba de calor es un equipo capaz de realizar tanto procesos de calefacción como de refrigeración a través de sistemas reversibles, los cuales se explorarán en el capítulo 1.

El escenario ideal consiste en el uso de sistemas de alta eficiencia junto con energías alternas, como es el caso de la bomba de calor geotérmica. La opción de un sistema de bomba de calor que aprovecha la energía geotérmica es uno de los más prometedores en la actualidad para la reducción de emisiones de GEI en el sector de la climatización. El principal interés de este trabajo se encuentra en la bomba de calor geotérmica, en las posibilidades y beneficios de su uso, centrado en el sistema acoplado al suelo, el cual se define en el capítulo 2.

1. LA BOMBA DE CALOR

En la introducción se definió a la bomba de calor (BC) como un equipo de climatización de alta eficiencia, además del interés de la bomba de calor geotérmica (BCG) como un sistema de gran eficiencia dentro del sector HVAC. A lo largo de este capítulo se realiza una exploración de la BC, partiendo de los aspectos técnicos y del desarrollo de su tecnología, además del desarrollo de mercado, el cual se encuentra en constante crecimiento (European Heat Pump Association, 2024).

El enfoque principal se toma en la BC, al considerarse primordial conocer por completo la importancia de este sistema, para luego observar su aplicación con energía geotérmica y los beneficios que presenta.

1.1. Aspectos técnicos

La BC opera dentro del concepto de una máquina frigorífica, la cual se presenta como el proceso inverso de un motor térmico, Figura 9. El motor térmico opera bajo el principio del ciclo de Carnot, donde un efecto térmico genera un trabajo, relacionando los conceptos de trabajo y calor. El proceso de la máquina frigorífica se conoce como ciclo de Carnot inverso, donde a partir de un trabajo se genera un efecto térmico. En la máquina frigorífica se observa el ingreso de un flujo de calor \dot{Q}_1 y de un trabajo \dot{W}_{ent} , con la salida de un flujo de calor \dot{Q}_2 , cuyo balance de energía es la ecuación (1).

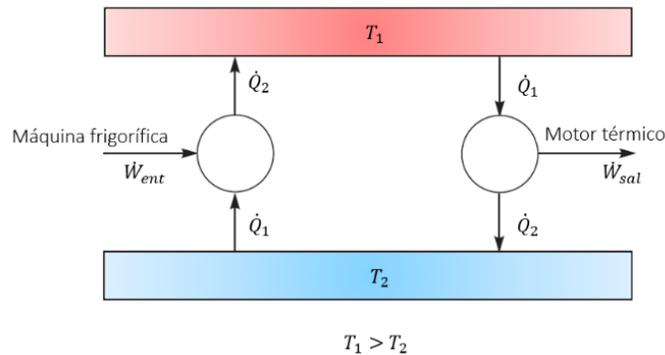


Figura 9. Máquina frigorífica y motor térmico operando entre los niveles de temperatura T_1 y T_2 (Laue, 2006).

De la ecuación (1) se define al trabajo de entrada, de manera ideal, con la ecuación (2).

$$\dot{Q}_1 + \dot{W}_{ent} = \dot{Q}_2 \quad (1)$$

$$\dot{W}_{ent} = \dot{Q}_2 - \dot{Q}_1 \quad (2)$$

La base del estudio de la BC recae en los flujos de calor del sistema, cómo se generan y su magnitud para cumplir con el requerimiento del sistema. La operación de la maquina frigorífica se desglosa con el ciclo de refrigeración.

1.1.1. Ciclo de refrigeración

El ciclo de refrigeración, Figura 10-b, se basa en el ciclo de Carnot inverso, Figura 10-a, presentado en un diagrama temperatura-entropía, T-s. El ciclo se compone por cuatro pasos principales:

- 1-2 Compresión isentrópica.
- 2-3 Rechazo de calor a presión constante.
- 3-4 Expansión isoentálpica.
- 4-1 Absorción de calor a presión constante.

Todos estos procesos termodinámicos se llevan a cabo por un fluido de trabajo o también conocido como refrigerante en las máquinas térmicas. Ambos términos se utilizarán a lo largo del capítulo.

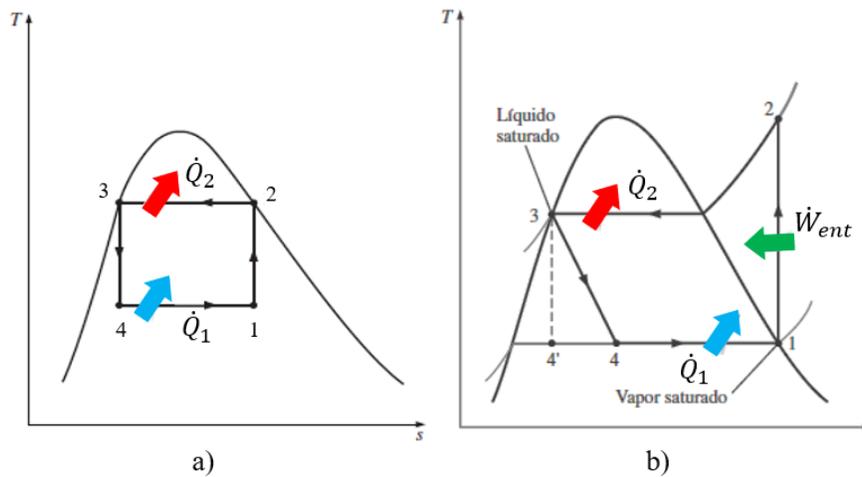


Figura 10. a) Ciclo de Carnot inverso. b) Ciclo ideal de refrigeración (Cengel & Boles, 2012).

La principal diferencia entre ambos ciclos radica en el proceso de evaporización (proceso 4-1), en donde el ciclo de Carnot inverso lo presenta de forma parcial, previo al proceso 1-2, de compresión. En el ciclo de refrigeración se trata de un proceso completo, donde el fluido de trabajo tiene una vaporización completa. En el proceso 1-2 de la Figura 10-b y la Figura 11, se tiene un trabajo de entrada \dot{W}_{ent} , de compresión isentrópica del refrigerante, llevándolo al estado de vapor sobrecalentado, saliendo de la campana de saturación. Este paso define que se tiene un ciclo por compresión de vapor (Cengel & Boles, 2012).

El flujo de calor se parte de una diferencia de temperaturas, con el caso $T_{sal} > T_{ent}$.

$$\dot{Q} = \dot{m}_a \cdot C_p \cdot (T_{sal} - T_{ent}) \quad (3)$$

También de una diferencia de entalpías, donde $h_{sal} > h_{ent}$.

$$\dot{Q} = \dot{m}(h_{sal} - h_{ent}) \quad (4)$$

La Figura 11 presenta el ciclo de refrigeración en un diagrama presión-entalpía, P-h. A partir de la entalpía del fluido de trabajo, en el diagrama P-h, se define que el flujo de evaporación es: $\dot{Q}_1 = \dot{m}_r(h_1 - h_4)$. Mientras que el flujo de condensación es: $\dot{Q}_2 = \dot{m}_r(h_2 - h_3)$.

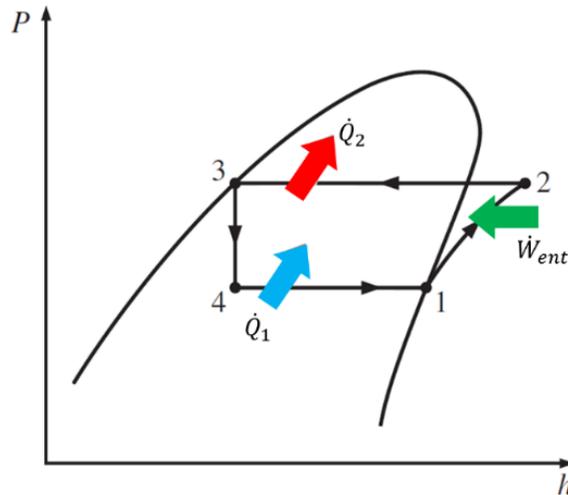


Figura 11. Esquema P-h para el ciclo ideal de refrigeración (Cengel & Boles, 2012).

Sustituyendo los flujos de calor en el balance de energía de la máquina térmica se obtiene la siguiente ecuación, recordando que $h_3 = h_4$.

$$\dot{W}_{ent} = \dot{m}_r(h_1 - h_2) \quad (5)$$

Donde: \dot{m}_r Flujo másico del refrigerante, en $\left[\frac{kg}{s}\right]$.

Una observación importante del diagrama P-h es la diferencia entre entalpías para cada flujo de calor, en donde se ve que la diferencia entre h_2 y h_3 es mayor que la diferencia entre h_1 y h_4 . Por lo tanto, el ciclo indica que el flujo de condensación (rechazo de calor) es mayor que el flujo de evaporación (absorción de calor): $\dot{Q}_2 > \dot{Q}_1$.

1.1.2. Componentes de la bomba de calor

Para llevar a cabo los procesos del ciclo de refrigeración se requieren de cuatro equipos principales, los cuales son el compresor, órgano de expansión y dos intercambiadores de calor (IC), teniendo un condensador y un evaporador. En el caso del órgano de expansión se utiliza de forma común la válvula de expansión (VE). A la salida de cada componente se tiene una línea por la que atraviesa el fluido de trabajo al siguiente equipo del ciclo, siendo en el caso más común tubería de cobre.

Como parte del ciclo se tienen dos flujos de energía. El flujo \dot{Q}_1 parte del foco frío al ciclo, mientras que el flujo \dot{Q}_2 parte del ciclo al foco caliente, los cuales se representaron en la Figura 9 con T_1 y T_2 . El sistema general de una máquina frigorífica se representa en la Figura 12, compuesto por tres partes: foco frío, foco caliente y la máquina frigorífica, esta última representando los equipos pertinentes para su operación.

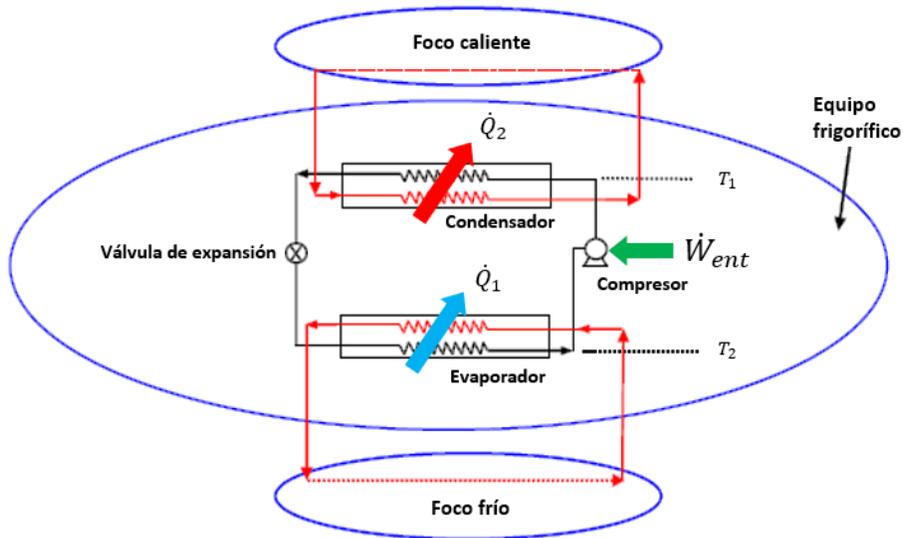


Figura 12. Diagrama de una bomba de calor (García Gutiérrez & Martínez Estrella, 2012).

Al contar con diferentes equipos unidos dentro del sistema de la BC presenta modificaciones al ciclo de refrigeración ideal, en los que se agregan las caídas de presión del flujo del fluido de trabajo, además de considerar el paso por las tuberías que conectan el sistema. Así se define el ciclo de refrigeración real, representado en la Figura 13.

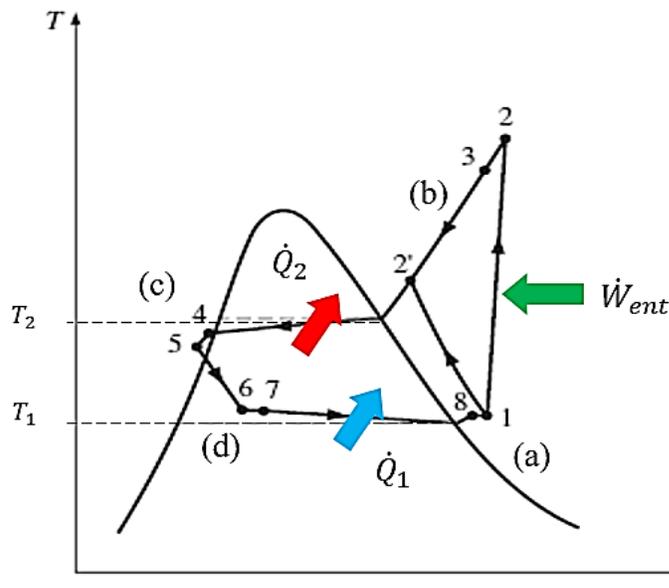


Figura 13. Diagrama T-s del ciclo de refrigeración real (Cengel & Boles, 2012).

La descripción general del ciclo de refrigeración real es:

- a-b Compresión.** Entrada del fluido de trabajo como vapor sobrecalentado al proceso de compresión isentrópica (proceso 1-2), aumentando presión y temperatura. Este paso también puede no ser isentrópico, teniendo disminución la entropía (proceso 1-2'), lo cual resulta preferible debido a que el vapor comprimido se encuentra a menor temperatura. El recorrido del compresor al condensador se da en el proceso 2-3.
- b-c Condensación.** El vapor sobrecalentado cede calor a un medio externo (foco caliente). Se tiene una condensación completa, proceso 3-4, con pérdidas debidas a la fricción. El vapor pasa al estado líquido subenfriado. El recorrido del líquido del condensador a la VE se da en el proceso 4-5.
- c-d Expansión directa.** Entrada como líquido subenfriado. El fluido de trabajo se somete a un proceso de estrangulación, donde se reduce la presión y la temperatura del flujo, saliendo como una mezcla de líquido y gas, en el proceso 5-6. El recorrido del flujo en mezcla de la válvula de expansión al evaporador se da en el proceso 6-7.
- d-a Evaporación.** Entrada a baja presión y temperatura del fluido en mezcla, absorbiendo calor de un medio externo (foco frío). El proceso 7-8 indica la vaporización completa a baja temperatura y presión, con pérdidas debidas a la fricción. El recorrido del evaporador al compresor del vapor sobrecalentado se da en el proceso 8-1.

El foco frío y foco caliente refiere a los medios externos del que se obtiene el calor o donde se cede. Cuando la máquina frigorífica opera para calefacción el foco caliente corresponde a la región o recinto que climatiza, caso contrario cuando el sistema opera para refrigerar, teniendo en este caso del recinto como el foco frío.

La BC cuenta con la opción de tener un sistema reversible o dual, con dos modos de operación: calefacción y refrigeración. En la BC reversible se cuenta con un nuevo componente, conocido como válvula de cuatro vías o válvula reversible, cuya función es la redirección del flujo del vapor a alta presión. Los IC cumplen la función de condensador y de evaporador a partir del modo de operación que se utilice.

Un sistema dual requiere de equipos capaces de operar con el flujo del refrigerante en dos direcciones. Otro componente complementario del sistema son el filtro deshidratador, el cual permite quitar el exceso de refrigerante en estado líquido antes de ingresar al compresor. De esta forma, la operación de una BC reversible se observa en el diagrama de la Figura 14.

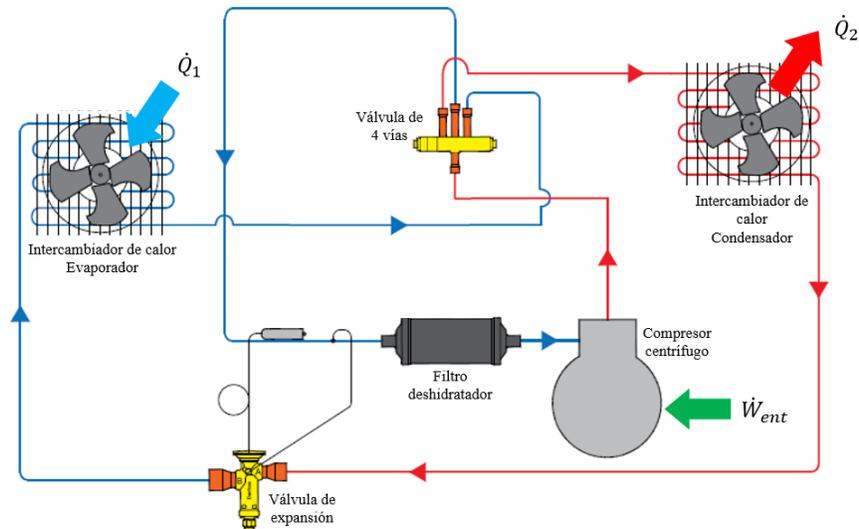


Figura 14. Diagrama de una bomba de calor reversible (Danfoss, 2021).

La válvula de cuatro vías opera a partir de una compuerta interna que cambia la dirección del flujo de refrigerante. Como se ve en la Figura 15, en el diagrama de la derecha se tiene el flujo a alta presión y temperatura al interior o espacio acondicionado (foco caliente), por lo cual se tiene la BC en modo calefacción; la energía para la evaporación se extrae de un medio externo (foco frío). En el diagrama de la izquierda se observa cómo es el proceso contrario, cediendo calor al exterior y absorbiendo calor del recinto climatizado, lo que indica una operación de refrigeración.

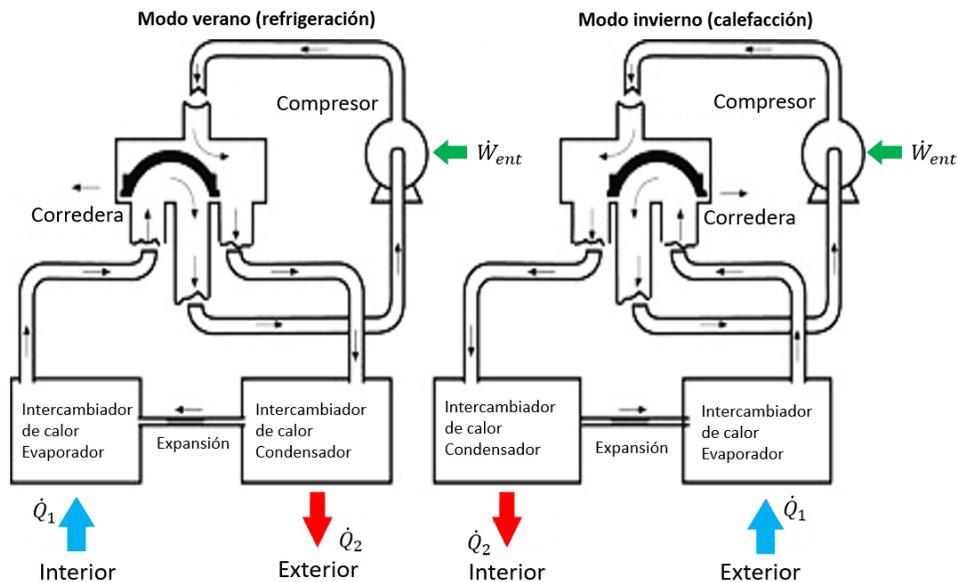


Figura 15. Válvula de cuatro vías. Derecha: calefacción. Izquierda: refrigeración (Quadri, s.f.).

La capacidad de operación de la BC se mide en el rango del flujo de calor que extraiga o ceda a la región climatizada, lo cual se nombra carga térmica del equipo.

1.1.3. Rangos de eficiencia

En las máquinas frigoríficas se define el desempeño a partir de la relación del proceso térmico deseado a la salida y la energía de entrada requerida para cumplirlo. Este proceso es el flujo de calor obtenido, el cual se cede al ambiente en la calefacción y que es absorbido en la refrigeración. El parámetro que relaciona una magnitud al desempeño es el COP, el cual se define:

$$COP = \frac{\textit{salida deseada}}{\textit{Entrada requerida}}$$

Dependiendo del modo de operación del equipo se tienen dos aproximaciones.

$$\textbf{Modo refrigeración:} \quad COP_{ref} = \frac{\textit{Efecto de enfriamiento}}{\textit{Trabajo de entrada}}$$

$$\textbf{Modo calefacción:} \quad COP_{cal} = \frac{\textit{Efecto de calentamiento}}{\textit{Trabajo de entrada}}$$

El flujo de calor \dot{Q}_1 corresponde a la evaporización, en el que se absorbe energía del medio, por lo cual se relaciona con el efecto de enfriamiento que puede generar la BC. El flujo \dot{Q}_2 refiere a la condensación, en el que se disipa calor, aumentando la temperatura del medio, lo que relaciona este flujo con el efecto de calefacción. De esta forma, a partir del balance de energía, podemos determinar el valor del COP para cada modo de operación.

$$COP_{ref} = \frac{\dot{Q}_1}{\dot{Q}_2 - \dot{Q}_1} \quad (6)$$

$$COP_{cal} = \frac{\dot{Q}_2}{\dot{Q}_2 - \dot{Q}_1} \quad (7)$$

Cuando la BC actúa como equipo de enfriamiento, \dot{Q}_1 es igual a la potencia nominal del equipo. En el caso contrario se tiene que \dot{Q}_2 determina la potencia. La potencia térmica requerida para cada tipo de operación de la BC es la carga térmica (CT) del recinto. La CT indica qué cantidad de calor debe ser removido o cedido para alcanzar una temperatura deseada, es un valor que se determina previo al diseño o selección de una BC, ya que determina la capacidad de operación del equipo.

La CT es uno de los parámetros más importantes en las máquinas frigoríficas, ya que es un valor que muestra variaciones a lo largo del tiempo, debido al cambio de las condiciones climáticas o del uso del recinto climatizado. Factores como el número de personas dentro del recinto, la actividad que realizan (trabajo de oficina o trabajo físico), el número de equipos eléctricos, etc., son otros factores relevantes. Este aspecto revela que el valor del COP es uno

que varía a través de la potencia efectiva en la que opera el equipo, la cual es la CT requerida. Por lo tanto, el COP se define de la siguiente forma:

$$COP_{ref} = \frac{CT_{ref}}{\dot{Q}_2 - \dot{Q}_1} \quad (8)$$

$$COP_{cal} = \frac{CT_{cal}}{\dot{Q}_2 - \dot{Q}_1} \quad (9)$$

El valor del COP es mayor a 1, lo que refiere a que las unidades de energía térmica son mayores que las unidades del trabajo ingresado. A partir de lo establecido en la sección 1.1.1, se determina que en la BC el COP para calefacción es mayor al COP para refrigeración ($COP_{cal} > COP_{ref}$), debido al flujo de calor asociado para cada proceso. Esto indica que la BC es más eficiente al trabajar como equipo de calefacción.

Estableciendo el valor del calor en el condensador o en el evaporador, en función del COP, se llegan a los siguientes modelos.

$$\dot{Q}_1 = \dot{Q}_2 \left(\frac{COP_{ref} - 1}{COP_{ref}} \right) \quad (10)$$

$$\dot{Q}_2 = \dot{Q}_1 \left(\frac{COP_{cal} + 1}{COP_{cal}} \right) \quad (11)$$

Otro parámetro importante es el rango de eficiencia energética (EER, por sus siglas en inglés), que mide el coeficiente de enfriamiento de una máquina frigorífica. En la BC indica el rendimiento del equipo en modo refrigeración. Entre más alto sea el valor del EER, más alto es el enfriamiento que produce el equipo. Se define como la relación entre la capacidad de refrigeración del equipo, medido en BTU, con la energía utilizada por todos los equipos dentro de la BC, medido en Watts. El valor que resulta es la cantidad de calor retirado por el equipo de aire acondicionado según el consumo de electricidad.

$$EER = \frac{\text{Potencia de enfriamiento deseada [BTU/h]}}{\text{Potencia eléctrica requerida [W]}}$$

Este valor presenta la siguiente relación con el COP de la BC:

$$EER = 3.412 \cdot COP_{ref} \quad (12)$$

La variación del EER a partir de los cambios de temperatura a lo largo del año se le define como SEER. Mide la eficiencia de enfriamiento de la BC. El SEER considera la variación de las temperaturas exteriores, teniendo que a la mayor temperatura se obtiene el mayor rendimiento del equipo. Es el estándar europeo de medida de refrigeración, calificado por el reglamento europeo 626/2011. Su valor es altamente usado en la industria de las BC y es uno de los indicadores principales para determinar la eficiencia real del equipo.

1.1.4. Refrigerantes

Como se había mencionado, el fluido de trabajo de una máquina frigorífica se denomina refrigerante. Es el elemento del sistema que realiza los procesos termodinámicos, así como de los intercambios de energía del sistema, representados en la Figura 10-b y la Figura 11.

Los refrigerantes pueden ser de dos tipos: **primarios**, en los que el fluido cambia de fase en la transferencia de calor, en un proceso de condensación y evaporación; **secundarios**, aquellos que no presentan cambio de fase (por lo general son líquidos), solo absorben el calor sensible (Fundación Red de Energía, 2011). En la industria de los equipos frigoríficos son más comunes los refrigerantes de uso primario.

Las características para seleccionar qué fluido opera como refrigerante primario dependen de la relación presión-temperatura de saturación, teniendo como punto de referencia la temperatura de evaporización del ciclo de refrigeración, T_2 en la Figura 13. La temperatura de saturación del refrigerante debe ser pequeña, de preferencia menor a la temperatura ambiental, lo que permita que a condiciones ambientales el fluido se encuentre en fase de gas. La presión nominal en el ciclo debe ser mayor a $1[atm]$, lo cual evita el ingreso de aire del ambiente al sistema, además de presiones no mayores a 10 o $20[bar]$, evitando así el uso de compresores de gran tamaño y alto costo (Wark & Richards, 2001).

Más allá de las propiedades termodinámicas, también se contemplan restricciones de seguridad, requiriendo de un fluido no tóxico o venenoso para el ser humano, no inflamable o explosivo, que no sea corrosivo, que sea miscible con el aceite y provoque el menor daño posible al medio ambiente. Con estas limitaciones se cuentan dos grupos de fluidos capaces de ser refrigerantes:

- **Refrigerantes orgánicos.** En los que se encuentran sustancias químicas como el dióxido de azufre, el amoníaco y el éter etílico. Estos refrigerantes son de gran utilidad, pero una limitante es la volatilidad de sustancias como el amoníaco.
- **Refrigerantes sintetizados.** Fluidos sintetizados a base de carbono, en los que se encuentran los clorofluorocarbonos (CFC) y los hidrofluorocarbonos (HFC). Este tipo de refrigerantes son muy seguros además de no ser tóxicos para el ser humano, pero son reconocidos como gases que dañan la capa de ozono de la atmósfera y de efecto invernadero, en especial los CFC. Su impacto es estudiado con mayor detenimiento en la sección 1.2.3. La ASHRAE (American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers) ha establecido un sistema estandarizado para identificar este tipo de refrigerantes a través de la letra R y un código numérico que los identifica. El refrigerante típico de esta categoría es el R22.

Un aspecto notable es que las BC se diseñan en función de las propiedades del refrigerante que utilicen, lo cual hace su selección un proceso primordial en su diseño.

1.1.5. Clasificaciones

La BC, como generalización de las máquinas frigoríficas, presenta distintas clasificaciones, a partir del enfoque del que se parta. Se define principalmente a partir de su operación térmica, contando además con clasificaciones comerciales. Las categorías más comunes son:

Según su funcionamiento: clasificación referente a toda máquina frigorífica.

- Reversibles: opera en modo calefacción o refrigeración, Figura 14.
- No reversibles: el ciclo opera en una sola dirección, contando solo con un efecto de calefacción o de refrigeración. Se distingue así entre un equipo de refrigeración (o aire acondicionado) y uno de calefacción, Figura 12.
- De suministro simultáneo, también conocidas como Termo-frigo-bombas (García Zárraga, 2009), con un suministro simultáneo de frío y calor. Se relacionan con las BC con suministro de ACS.

A partir del principio de funcionamiento del ciclo: el ciclo de refrigeración requiere de un trabajo de compresión \dot{W}_{ent} agregado, el cual puede generarse de diferentes maneras.

- Proceso eléctrico: se realiza por un proceso mecánico impulsado por un motor eléctrico. De esta forma se define a la BC como un equipo eléctrico (Brumbaugh, 2004). Es la forma más común de las BC disponibles en el mercado y en la que se centra este trabajo. El tipo de compresor eléctrico más usado es el tipo scroll.
- Proceso térmico: el ciclo es impulsado por el calor residual a altas temperaturas de otros procesos, teniendo un compresor térmico. Se utiliza como complemento en grandes industrias, aprovechando los residuos de vapor o agua caliente. También se conoce como BC de absorción (García Zárraga, 2009).
- Proceso por efecto termoeléctrico: se aprovecha el efecto Peltier, que consiste en la diferencia de temperaturas que se produce por un efecto eléctrico, para producir un flujo de calor (Blancarte Lizárraga, 2001). Este flujo genera el proceso térmico que requiere la BC para operar como un equipo de absorción.

A partir de su construcción y forma en la que se instala el equipo:

- Compacta: todos los elementos se encuentran alojados dentro de una misma carcasa. El flujo de aire que se enfría o calienta se transporta a través de un sistema de distribución externo.
- Split: se compone de dos unidades separadas, una exterior al recinto que se acondiciona y otra interior, los componentes de la BC se encuentran separados (García Zárraga, 2009).
- Multi-split: cuenta con una unidad exterior y varias unidades interiores (García Zárraga, 2009).

La clasificación más relevante de la BC es a partir del origen y el destino de la energía, presentado en la Figura 12 como foco frío y foco caliente, lo cual indica la dirección de los flujos de calor. Se plantea también un medio externo y un medio interno o región climatizada, los cuales son dos partes del sistema que no se pueden intercambiar. La Tabla 1 muestra los medios definidos para el intercambio de calor.

Tabla 1. Medios de donde se extrae y cede la energía en una BC (García Zárraga, 2009).

Medio externo	Medio interno
Aire	Aire
Aire	Agua
Agua	Aire
Agua	Agua
Suelo	Aire
Suelo	Agua

Del medio externo se obtiene o se disipa el calor requerido en el medio interno. Se distinguen tres: aire, agua y suelo. En el medio interno se cuenta con un sistema de distribución que varía a partir del flujo utilizado, agua o aire.

1.1.5.1. Fuente aire

Las BC de fuente aire toma como medio externo un flujo de aire forzado, al cual se le cede calor en modo refrigeración o se le absorbe calor en el modo calefacción. En la Figura 16 se presenta un esquema de la BC fuente aire operando en modo calefacción, en donde el foco frío se encuentra en el medio externo y el foco caliente en el medio interno. El suministro es un flujo de aire forzado, que se refiere a tener una **BC aire-aire**, lo cual puede cambiar al contar con un suministro a partir de un flujo de agua como se ve en la Figura 17, planteando una **BC aire-agua**.

El intercambio de calor en el medio externo es **refrigerante-aire**, donde se usan IC de tipo radiador o de superficies extendidas. El flujo forzado, sin importar el medio, se hace por lo general con un ventilador axial, como se representa en la Figura 16.

La instalación de este tipo de equipos es sencilla, solo asegurando el flujo de aire al no tener interferencias en el IC al medio externo. En este tipo de BC el equipo puede ser compacto, con la BC teniendo que estar instalada por completa en el exterior, además de Split y multi-split, donde la unidad condensadora (correspondiente a Figura 13, procesos a-b, b-c y c-d) se encuentra en el exterior del recinto y la unidad evaporadora (Figura 13, proceso d-a) en el interior.

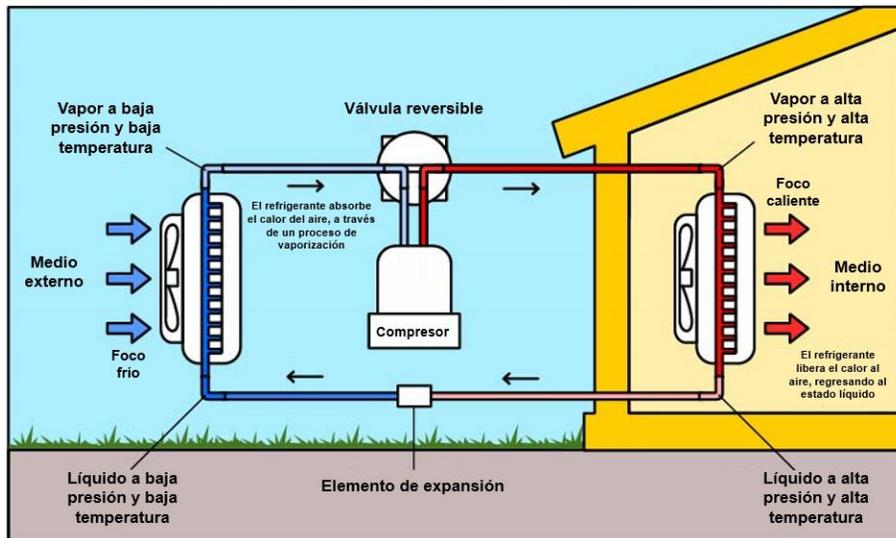


Figura 16. Diagrama bomba de calor de fuente aire (Sprsun, 2022).

1.1.5.2. Fuente agua

En la BC fuente agua el medio externo corresponde a un flujo de agua, al que se le cede calor en modo refrigeración o se le absorbe en modo calefacción. Se presenta un diagrama en la Figura 17, con una operación en modo calefacción y se tiene un suministro por un flujo de agua, lo cual hace que represente una **BC agua-agua**. El suministro puede ser igual a través de un flujo de aire, como se ve en la Figura 16, lo cual determinaría una **BC agua-aire**.

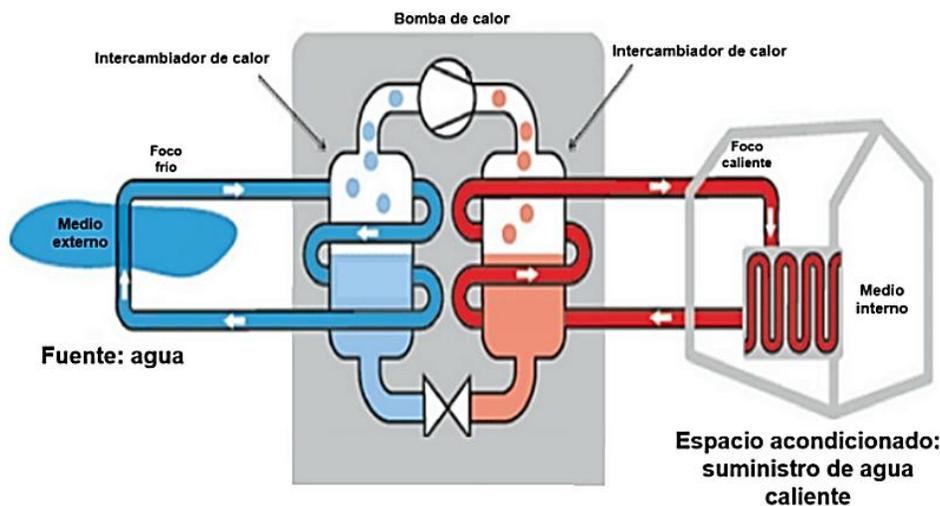


Figura 17. Bomba de calor de fuente agua (Ninikas, Hytiris, Emmanuel, Aaen, & McMillan, 2014).

El intercambio se hace refrigerante-agua, con uso común de IC de tubos, o con uno de placas. Se usan bombas centrífugas como modo de circulación del agua de forma general, ya sea para el medio externo o interno.

El aspecto más importante en la instalación de la BC fuente agua es el recurso de agua que se utilizará en el sistema. Se puede hacer uso de un manto de agua superficial, como un río, lago, arroyo o agua contenida en recipientes (Kensa Heat Pumps, 2023), con un suministro directo o indirecto. En el suministro directo, Figura 18-a, el agua es tomada directamente del manto acuífero, se bombea a la BC para cumplir el proceso térmico y se descarga en el mismo manto. En el suministro indirecto Figura 18-b, se tiene un segundo flujo de agua que se bombea en un circuito cerrado, el cual cumple el proceso térmico en la BC y en el manto acuífero disipa o absorbe calor.

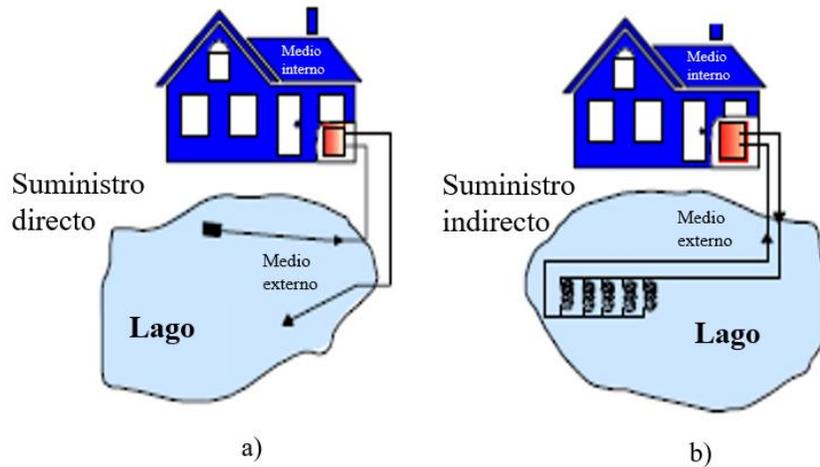


Figura 18. BC fuente agua, medio externo de un manto de agua superficial (García Gutiérrez & Martínez Estrella, 2012).

Otra posibilidad es el uso de un manto de agua subterráneo, el cual cuenta con dos posibles configuraciones de uso: en el primero la extracción y la descarga se hacen al mismo manto acuífero, Figura 19-a; en el segundo caso se tiene la succión del manto subterráneo y la descarga a un cuerpo superficial, Figura 19-b. Se observa que en ambos casos se tiene un sistema abierto, con un suministro directo a la BC.

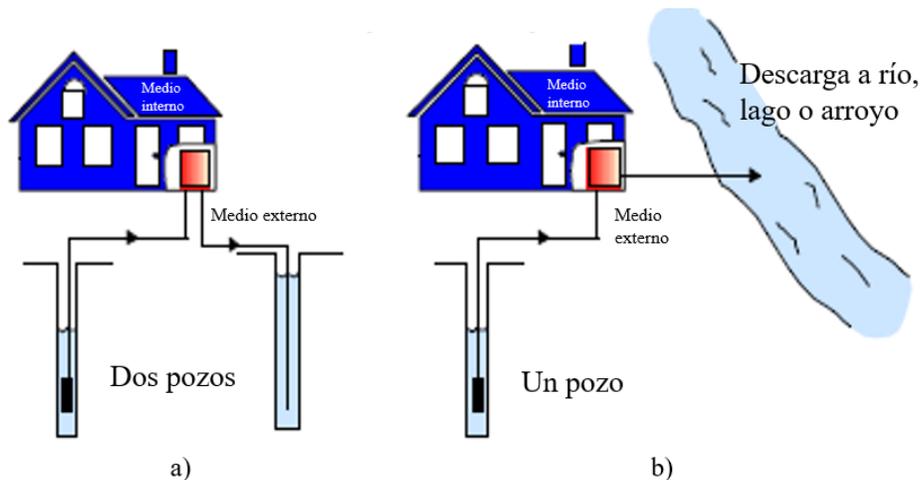


Figura 19. BC fuente agua, medio externo de manto de agua subterráneo (García Gutiérrez & Martínez Estrella, 2012).

Cabe aclarar que el sistema descrito en la Figura 19, si bien toma como medio externo el cuerpo de agua, también puede entrar en la categoría de la BC fuente suelo, debido a que la extracción o disipación de calor requiere de un proceso previo de excavación de un pozo para encontrar y utilizar el recurso del agua subterránea.

1.1.5.3. Fuente suelo

La BC fuente suelo es una extensión en el uso de la BC fuente agua, en la que el medio externo no solo depende de un cuerpo de agua superficial o de un depósito de agua, Figura 18, sino que el agua puede ser tomada de un recurso subterráneo, como se observa en la Figura 19-a. La distinción principal de este sistema se debe a que el agua subterránea se mantiene a una temperatura constante del pozo que se extrae, que es el principal beneficio para la BC.

En el caso en el que el manto acuífero subterráneo también tenga un gradiente geotérmico, lo que permite extraer agua a mayores temperaturas, se define la bomba de calor geotérmica (BCG). El principal beneficio de la BCG radica en la operación de calefacción, aprovechando el calor del recurso geotérmico de baja entalpía para cederlo al medio interno.

Contar con un pozo como medio externo requiere de actividades previas de exploración, además de cumplir requerimientos que consideran el manto subterráneo útil en el sistema. Debido a estas complicaciones se define otro tipo de intercambio de calor con el suelo, adaptando el método de la BC de agua de suministro indirecto, Figura 18-b, solo que, en vez de hacer la instalación en el manto de agua, se hace en un medio de suelo, como se ve en la Figura 20.

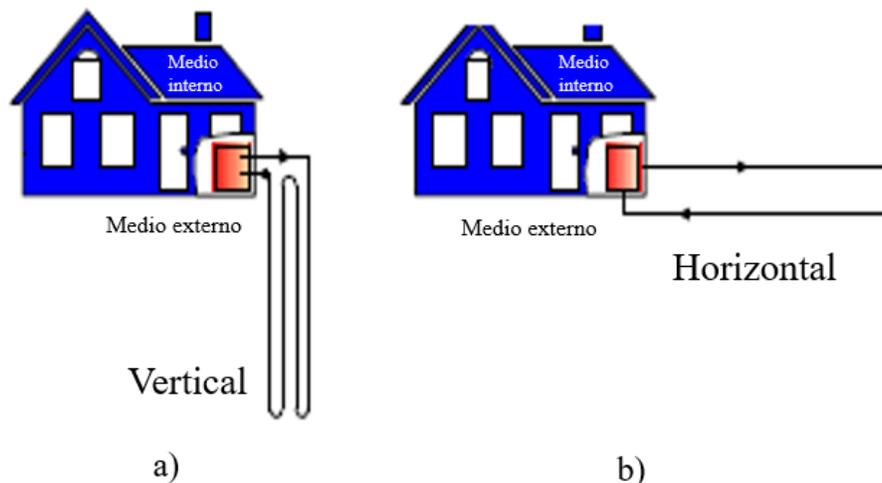


Figura 20. BC fuente agua, medio externo de un ciclo cerrado (García Gutiérrez & Martínez Estrella, 2012).

El IC que se instala en el suelo puede tener dos configuraciones principales: vertical, Figura 20-a, y horizontal, Figura 20-b.

Si se tiene un suelo con un gradiente geotérmico detectado a la distribución indirecta se le denomina IC geotérmico (ICG), en el caso contrario, si se tiene un suelo sin anomalías, se le llama IC subterráneo (ICS). Se ahondará con mayor profundidad en los ICG e ICS en el capítulo 2 de este trabajo, al igual que en las clasificaciones más detalladas y en los aspectos técnicos requeridos para su diseño.

Para las BC fuente suelo es común usar solo el nombre de BCG, aunque no tengan en general un uso para calefacción, requiriendo disipar el calor en el suelo. A lo largo de este trabajo se utilizará el término BCG para englobar estos equipos, aunque no sean necesariamente geotérmicos.

La BCG cuenta con un sistema similar a la BC fuente agua, en el caso del suministro indirecto, ya que dentro del ICG se tiene un flujo de agua que funciona como refrigerante secundario. En el caso de un suministro directo se consideran los efectos de la incrustación debido a los minerales que puede contener el agua extraída. El suministro puede ser tanto para un flujo de agua como de aire. Para los sistemas de refrigeración es más común el uso de distribución de aire, teniendo como sistema principal la **BC suelo-aire**.

(Agregar concepto del factor de planta, como justifica el aprovechamiento de la energía en mayor parte del año con el uso del recurso del suelo)

Contar con un flujo de agua a temperatura constante permite tener un sistema más eficiente a largo plazo, además que se aprovecha en mayor medida la diferencia de temperaturas para tener un sistema más eficiente.

1.2. Impacto ambiental y social

En la sección anterior se atendieron los aspectos técnicos de la BC, además de determinar la clasificación de este equipo a partir del medio externo, donde se presentó la BCG, o BC de fuente suelo, la cual representa el sistema con principal interés en este trabajo. En las siguientes secciones se hace la aproximación al impacto ambiental y social de la BC.

Existen aún impedimentos de distintas índoles que han frenado el desarrollo de la BCG, en especial en la región de LAC, partiendo por los aspectos económicos, ya que instalar una BCG es un proyecto que requiere de una gran inversión, con procesos que requieren tiempo y uso de equipos particulares. En otro ámbito también se plantean el efecto contaminante de la BCG, lo cual se enfoca en el uso de equipos eléctricos.

A través de hacer un breve recuento del desarrollo de la tecnología de la BCG se determinan cuáles son los factores más importantes que determinan su valor, además de ver qué métodos se han determinado para hacer este equipo uno más eficiente y accesible.

1.2.1. Desarrollo histórico y tecnológico

A lo largo de la historia se han fabricado una gran cantidad de equipos y sistemas capaces de cumplir con la función de climatización, teniendo como principal desarrollo la calefacción en regiones de bajas temperaturas. Los métodos tradicionales consisten en la quema de combustibles para aprovechar el calor generado, tales como carbón o petróleo, incluso llegando a usar el flujo de aguas termales provenientes de algún depósito geotérmico. En el caso de la refrigeración se requerían de procesos más complejos, como se vio en la sección 1.1, en la Figura 9, para cumplir el proceso de refrigeración se requiere de ingresar un trabajo.

La teoría del ciclo de refrigeración, Figura 10-b y Figura 11, permite la posibilidad de un equipo capaz de cumplir con ambas funciones, lo cual se definió como BC. Su desarrollo tecnológico ha atravesado una gran serie de etapas que convergen con los modelos actuales, los cuales están constituidos como se representa en la Figura 14. En los siguientes puntos se resume a grandes rasgos su desarrollo.

❖ Desarrollo general de los sistemas frigoríficos y la BC.

La historia del desarrollo de la BC es en realidad el desarrollo de las máquinas frigoríficas, ya sea solo para una aplicación o para un servicio dual. El desarrollo científico parte de las primeras relaciones que se hicieron entre el calor y el trabajo por parte del francés Nicolas Léonard Sadi Carnot a mediados del siglo XIX. El trabajo del alemán Hermann von Helmholtz definió la ley de conservación de la energía, también llamada primera ley de la termodinámica. Posteriormente el físico alemán Rudolf Julius Emanuel Clausius desarrolló el concepto de entropía que definió la segunda ley de la termodinámica. Todos estos conceptos son fundamentales en la definición del ciclo de refrigeración, en el que se teorizaba la posibilidad de un equipo que cumpla el proceso térmico del ciclo de Carnot inverso.

El desarrollo formal de las máquinas frigoríficas se considera en 1876, teniendo en los años previos pioneros que trabajaban en prototipos que venían a ser de un uso escaso o para fines de investigación. En los años siguientes, hasta la actualidad, se da el principal desarrollo, el cual Zogg (Zogg, 2008) divide en cinco etapas.

1. La industrialización, 1876 a 1918. Se comienzan a crear las primeras máquinas frigoríficas para uso industrial, aunque con un corto rango de usos, debido a ser de potencia baja. Se registran equipos de gran tamaño y costo elevado.

2. La máquina frigorífica se vuelve competitiva, 1919 a 1950. Las innovaciones tecnológicas permitieron desarrollar equipos que se volvieron competentes, en especial en Europa, donde se le daba la función de calefacción de espacios. También se diseñan y fabrican dispositivos esenciales para dar paso a la BC, con la válvula de cuatro vías y el uso de componentes que operan en dos direcciones.
3. El periodo de los precios bajos de la gasolina, 1951 a 1972. Como lo indica el nombre, en este periodo se dio mayor uso a los combustibles fósiles, lo que limitó el crecimiento del mercado de la BC y de las máquinas frigoríficas en usos de calefacción, al ser más rentable métodos tradicionales por combustión. A la par se dieron avances importantes en la tecnología para manufacturar componentes más eficientes y compactos.
4. El entusiasmo y la desilusión, 1973 a 1989., Tras la primera crisis de petróleo de 1973 regresó el interés por las energías alternas y por tecnología de mayor eficiencia, lo que involucró a la BC. La estabilización tras la segunda crisis de 1975 no permitió el crecimiento esperado, por lo cual se regresó a un estado similar al de antes de 1970. Esto no significa que se olvidó el interés por las energías alternas, que tuvieron más atención y desarrollo, lo cual involucró también a la BC que continuó con su expansión de un mercado industrial a uno doméstico.
5. El periodo del éxito, de 1990 hasta la actualidad. En estos años se tiene la llegada de equipos más compactos que permiten su venta para uso doméstico, además de hacer más eficientes las cadenas de manufactura, por lo que se tienen precios competentes. Esto da auge a la BC con el inicio del nuevo milenio, en el que su popularidad incrementa, a su vez que su mercado y su tecnología, lo que la hace más accesible.

En líneas generales, este es el desarrollo de la BC. A partir de los equipos que la componen se puede establecer que ha existido un desarrollo continuo que ha llevado al éxito de la BC en gran parte del mundo, en especial al comenzar a utilizar el suelo como medio de disipación y absorción del calor, dando paso a la BCG.

❖ **Desarrollo en tecnología de la BC.**

El proceso de compresión es uno de los más relevantes de toda máquina frigorífica, proceso d-e, Figura 13, el cual es primordial para completar todo el funcionamiento del ciclo, además de tener un gasto de energía al introducir trabajo. Desde las primeras aproximaciones que se hicieron al diseño de máquinas frigoríficas se buscó tener procesos de compresión eficientes, por lo cual presenta el ámbito donde más desarrollo se registró.

Los primeros compresores mecánicos que se utilizaron fueron de desplazamiento positivo, como los desarrollados por C. von Linde en 1877 con una configuración horizontal, Figura 21, modelos similares se desarrollaron por W. G. Lock en 1885 y por S. Saint Clar en 1892, todos para amoníaco. Para otros refrigerantes hubo diseños como el de Franz Windhausen, para CO_2 en 1880; un modelo horizontal para SO_2 , desarrollado por Raoul Pictet en 1876; un compresor de cloro-metano (CH_3Cl), por la compañía parisiense Crespin & Marteau, en 1878 (Zogg, 2008).

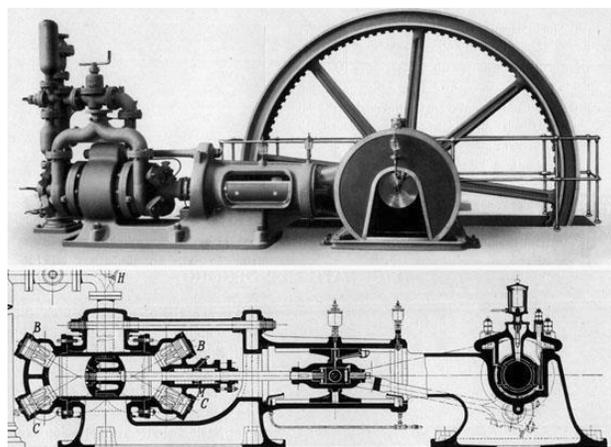


Figura 21. Compresor Sulzer, diseñado por Linde (Zogg, 2008).

El desarrollo de los primeros compresores determinó la necesidad de equipos particulares para cada tipo de refrigerante, debido a sus propiedades físicas (densidad, viscosidad) y térmicas (punto de vaporización, capacidad térmica, entalpía específica, etc.). Sobresale el uso de equipos muy grandes que requerían de la tecnología más actual, como se ve en la Figura 21 en la que se observa el uso de un motor mecánico de gran magnitud, además de tener un desarrollo muy particular para sistemas de baja potencia.

A inicios del siglo XX la BC deja de ser una curiosidad tecnológica para volverse una opción factible en procesos de generación de calor, lo cual se debe principalmente al desarrollo de compresores de mayor eficiencia y menor costo, con motores eléctricos. Aun así, los compresores de pistón y tornillo siguieron siendo los más comunes. Una innovación importante fue el diseño del compresor scroll, Figura 22, por L. Creux, quien presentó su primera patente (Creux, 1905), pero tuvo su producción hasta la década de los 80's a partir de la manufactura asistida por computadora.

El compresor tipo scroll es uno de los modelos más utilizados en la actualidad, en especial por ser un equipo compacto y tener un amplio rango de uso en equipos de diferentes capacidades. La posibilidad de un compresor de menor tamaño y potencia permitió el desarrollo de equipos de menor capacidad, para uso doméstico, lo cual se convirtió en el mercado principal de las máquinas frigoríficas a finales de la década de los 90's y en los años del siglo presente.

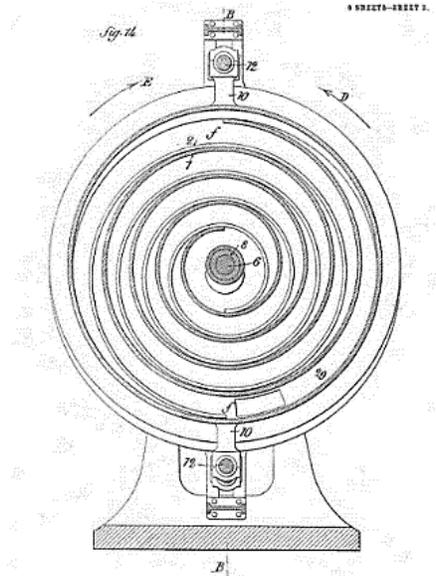


Figura 22. Dibujo de compresor scroll (Creux, 1905).

Los equipos con sistemas de absorción tuvieron un desarrollo paralelo, siendo un proceso más común a finales del siglo XIX, debido a que se usaba el vapor remanente de procesos de generación eléctrica para hacer operar a las máquinas frigoríficas. En la actualidad es menos común su uso y se reduce a casos de usos en cascada, donde se aprovecha el calor residual para cumplir el proceso.

Así como los compresores mejoraron en su tecnología, se requirieron de equipos complementarios capaces de soportar las presiones alcanzadas, lo cual también trajo el cambio de uniones por juntas de elastómeros a líneas de ductos con tubería de cobre.

En 1923 se registra la primera válvula de expansión termostática (VET), por E. Diffinger, la cual funcionaría como órgano de expansión, sustituyendo el uso de tubos capilares. La VET es una de las opciones más utilizadas aun en la actualidad, aun cuando se han tenido innovaciones como las válvulas de expansión eléctricas (VEE), las cuales cuentan con un mercado más reducido.

En cuanto a los IC, fue común el uso de aquellos de tubos y coraza en un principio, con el uso de los refrigerantes orgánicos, antes de tener equipos compactos con los refrigerantes sintetizados, para el intercambio refrigerante-agua. En el intercambio refrigerante-aire se utilizan IC de superficie extendida, también llamados radiadores, en los que se induce un flujo de aire para mejorar la transferencia de calor.

Los equipos compactos de intercambio refrigerante-agua son el IC de placas y coaxial. Los cuales llegaron a presentar diseños más eficientes, además de ideales en la nueva tendencia de BC para uso doméstico. Muchos de los equipos mencionados se muestran en la Figura 14.

❖ **Desarrollo en refrigerantes.**

Como se mencionó antes, los primeros refrigerantes utilizados en equipos frigoríficos fueron orgánicos, entre los que se encontraban el amoníaco (NH_3), el dióxido de carbono (CO_2), el dióxido de azufre (SO_2), y el cloro-metano (CH_3Cl). Los principales problemas de estos refrigerantes es su toxicidad para el ser humano, además de ser muy volátiles, siendo propensos a generar accidentes.

El gran cambio ocurrió en 1928 cuando se tuvieron los primeros refrigerantes sintetizados, desarrollados en Estados Unidos, los cuales se constituyeron al principio por compuestos clorofluorocarbonados (CFC). En 1936 se sintetizan refrigerantes a base de hidrofluorocarbonos (HFC). Este desarrollo fue importante para la tecnología general de la BC, como se vio en el apartado anterior, debido a que los componentes se diseñan y fabrican en función de las propiedades térmicas de cada refrigerante. Con los CFC y HFC se incrementó la competencia en el mercado de las máquinas frigoríficas y de la BC, incrementando la eficiencia de la BC.

Los refrigerantes CFC y HFC tienen la desventaja de generar un alto impacto ambiental, incluso mayor al CO_2 . La enmienda de Kigali de 2019, realizada en el marco del protocolo de Montreal, plantea el objetivo en la reducción del uso de este tipo de refrigerantes, lo que ha regresado el interés al uso de refrigerantes orgánicos, además de mezclas que tengan el menor impacto posible.

❖ **Desarrollo de la BCG.**

La BCG, como se explicó antes, involucra aquellos sistemas en los que se utiliza el suelo como medio externo (Figura 19-a y Figura 20), ya sea que aprovechen el calor de un recurso geotérmico o no lo hagan. El uso del suelo como fuente externa en la instalación de la BC se realizó primero a través de un sistema de intercambio directo, en donde se instalaba una línea de refrigerante de cobre en el suelo, teniendo la transferencia del refrigerante con el medio sólido. Este diseño fue realizado por el ingeniero R. C. Webber por primera vez en 1945; en este caso la BC se utilizaba principalmente para operar como equipo de aire acondicionado, por lo que se usaba el suelo como medio para disipar calor. A este método se le denominó sistema de expansión directa.

Las innovaciones posteriores al diseño de la BCG se dieron en Europa, con un uso principal del suelo como medio para absorber calor, registrado en mayor medida en Alemania y Suecia. En la década de los años 50, a pesar de ser la etapa de menor producción de la BC, hubo mayores avances respecto a los métodos de captación de calor, al sustituir el sistema de expansión directa con un sistema con agua como medio de transporte del calor, definiendo a los sistemas de ciclo cerrado, Figura 20. Se normalizó el uso del polietileno de alta densidad (PEAD) como material principal para los ICG.

Para los años 70 se tenía un mayor uso de ICG de configuración horizontal, Figura 20-b, registrando valores de COP más altos que una BC de fuente aire. Los sistemas de la BCG se complementaban con el uso de captadores solares para el modo de calefacción. El suizo Jürg Rechsteiner fue de los pioneros en los ICG de configuración vertical, Figura 20-a.

En la época reciente la popularidad de la BCG creció debido a su alta eficiencia registrada, sobre todo en Austria, Canadá, Alemania, Suecia y Estados Unidos.

La publicación “Ground heat storage” (Hellström, 1991), marcó el punto de análisis más relevante para desarrollo de los ICG, presentando la teoría necesaria para hacer diseños más eficientes. El avance en las matemáticas computacionales benefició el estudio de ICG en configuraciones más particulares, los cuales se explorarán mejor en capítulos siguientes.

❖ **Desarrollo del mercado.**

El mercado de las BC retoma la idea del sistema en dos medios: externo e interno. El medio interno corresponde al punto de vista del usuario, con la diferencia de operación de una BC para calefacción o refrigeración. En cuanto al medio externo, se toma la perspectiva del producto y el medio del que toma o en donde disipa el calor, los cuales se detallaron en la sección 1.1.5.

El interés del usuario se enfoca en el requerimiento establecido, si sólo cuenta con un modo de operación, o si requiere de ambas, lo cual es posible en regiones de climas extremos. El uso de la BC para enfriar y calentar se desarrolló en mayor medida en Estados Unidos de América, Japón y China. En Europa es más común su uso para calefacción, buscando el beneficio de la mayor eficiencia que presenta este equipo en comparación con los métodos tradicionales de quema de combustibles.

Como se mencionó en la sección 1.2.1, la BC pasó de ser una curiosidad tecnológica a un equipo competitivo a lo largo del siglo XX, con lo que a partir de 1990 se vuelve un producto relevante del mercado de la calefacción, aire acondicionado y refrigeración (HVAC, por sus siglas en inglés).

La densidad del mercado de la BC se explora a través de dos frentes, con el registro del número de unidades vendidas e instaladas y a partir del valor en dólares del mercado. Para 2005 se estimaba un total de 120 millones de BC instaladas alrededor del mundo (Laue, 2006). Esto refleja el interés creciente hacia la BC, teniendo su crecimiento más relevante con la llegada del siglo XXI. De igual forma, la asociación europea de la BC, (EHPA, por sus siglas en inglés), toma un recuento del número de unidades vendidas a partir del 2013, Figura 23, en donde se observa un incremento anual, solo teniendo una tendencia de crecimiento diferente en el 2022.

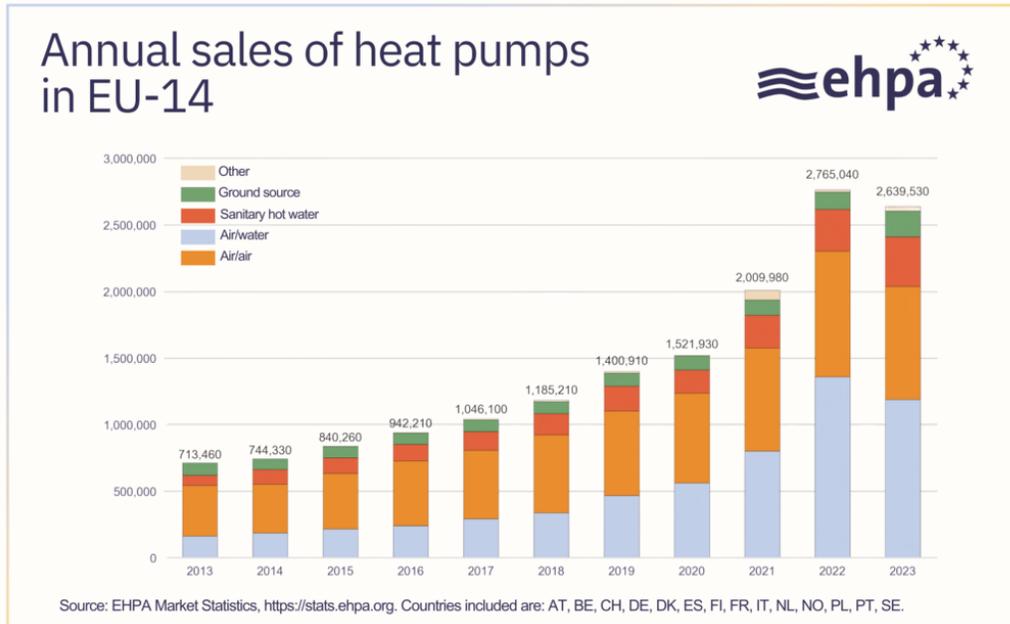


Figura 23. Ventas anuales de BC en Europa (European Heat Pump Association, 2024).

El mercado presenta un valor de hasta 2,765,040 dólares, en el 2022, con la disminución comentada. Aun así, se observa que la tendencia es al crecimiento. En este gráfico también se incluyen a las BCG, las cuales son una porción menor en el número total de BC vendidas, indicando un área de oportunidad en su desarrollo y ampliación de mercado, en especial al sustituir a sistemas de BC fuente agua, con la instalación de un ICG.

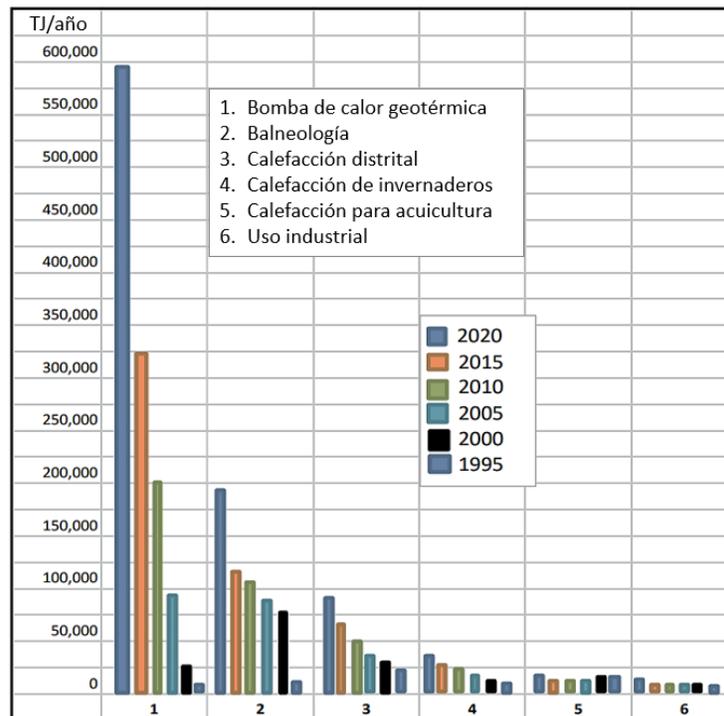


Figura 24. Comparación mundial de usos directos geotérmicos en TJ/año (Lund & Toth, 2021).

La BCG se clasifica dentro de los usos directos de la geotermia, siendo una de las aplicaciones más importantes con las que cuenta. Se reportó su instalación en al menos 48 países y regiones hasta 2015 y más de 54 para 2020. La BCG acapara el 71.6% de la capacidad total instalada de la geotermia y el 59.2% del uso de energía anual (Lund & Toth, 2021), lo cual se observa en la Figura 24.

Como se había hecho referencia, el principal uso de la BCG es para la calefacción, además de ser el modo de operación más relevante desde el punto de vista de la geotermia. Las principales regiones donde se ha desarrollado la BCG son Norteamérica, Europa y Asia, mientras que América Latina registra un aporte casi nulo, Figura 25.

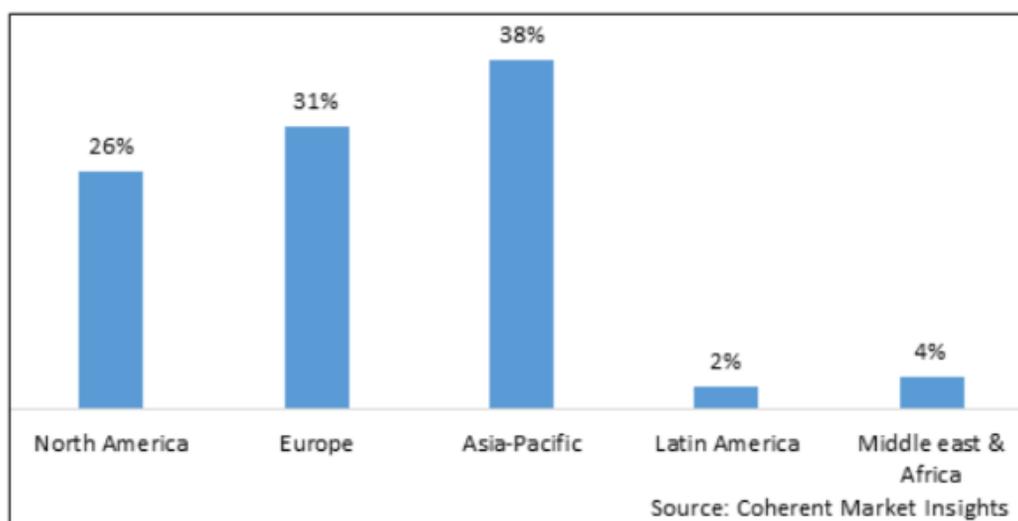


Figura 25. Mercado de BCG por región (Coherent Market Insights, 2023).

En el estudio de Lund (Lund & Toth, 2021), se determina la potencia térmica total de las BCG instaladas en diferentes países de LAC, con los siguientes registros: en Argentina, Bolivia, el Caribe, Guatemala, Honduras, Perú y Venezuela, no cuentan con registros del uso de la BCG; en estos países los usos directos de la geotermia se encuentran mayormente en la balneología, donde el agua caliente se aprovecha sin necesidad de un equipo o BC.

Brasil cuenta con una capacidad instalada de 0.05 [MW] y un uso de 0.30 [TJ/año]. Chile reportó 61 sitios con uso de la BCG, con una potencia de 9.934 [MW], con un estimado de 50 [TJ/año]. Colombia cuenta con una BCG instalada en un parque industrial, con una potencia de 1 [MW] y 300 [TJ/año]. Ecuador cuenta con una instalación para un invernadero con 0.044 [MW] y 1.06 [TJ/año]. México presenta 11 instalaciones de BCG con una potencia estimada de 0.133 [MW] y 0.520 [TJ/año]. La mayor parte de las instalaciones son con fines de investigación, con usos prácticos en pocos países como Chile o México (Lund & Toth, 2021).

1.2.2. Desarrollo actual y esperado

La BC es una de las apuestas más grandes en el proceso de hacer más eficiente el sector energético, junto con la posibilidad de la reducción de emisiones de GEI. Si bien ha contado con un gran impulso, además que se estiman grandes incrementos en su producción y venta, aun se observan limitaciones que dificultan explotar todo su potencial. En la región de LAC se hace más notorio que aún no se tiene el desarrollo deseable para hacer notorio el impacto positivo de la BC.

Un índice que determina el incremento del mercado de la BCG es la tasa compuesta de crecimiento anual (CAGR, en inglés), obtenida a partir del análisis de un periodo previo. Este valor determina el crecimiento anual del mercado, aplicado al valor neto del mercado. Cognitive Market Research realiza un análisis en el área de LAC, encapsulando todos los tipos de BC, en el periodo de 2019 a 2023, estimando un CARG de 9.6% para el periodo de 2024 a 2031 (Cognitive Market Research, 2023). En la Tabla 2 se presenta el periodo de análisis realizado.

En el caso de la BCG, se definieron los siguientes estudios: Grand View Research parte del análisis de datos de 2018 a 2022 para estimar un CARG de 5.6% para el periodo de 2024 a 2030, a nivel mundial, con un valor del mercado de 12.87 billones de USD en el 2024, y un valor de 17.87 billones de USD en 2030 (Grand View Research, 2022).

Fact.MR realiza un análisis de mercado proyectando un CAGR de 13.1% entre el periodo de 2021 al 2031, con una valuación de \$505.5 mil millones de dólares al final del periodo. Además, se estima un mayor uso de los ICG de ciclo cerrado (Fact.MR, 2022). Del estudio de Coherent Market Insights, se estima un CARG de 7.7% de 2023 a 2030, evaluando el mercado en 11.20 billones de USD en 2022, a nivel mundial (Coherent Market Insights, 2023). La Tabla 2 resume la información presentada.

Tabla 2. Estimaciones CARG para la BC y la BCG (elaboración propia).

Fuente	Tipo de equipo	Periodo de análisis	Periodo de pronóstico	CARG %
Grand View Research	BCG	2018-2022	2024-2030	5.6
Fact MR	BCG	2020	2021-2031	13.1
Coherent Market Insights	BCG	2018-2021	2023-2030	7.7
Cognitive Market Research	BC	2019-2023	2024-2031	9.6

En promedio del CARG para la BCG es 8.8%, el cual se estima en un periodo posterior de 2024 hasta al menos 2030, lo que determina que en 7 años se tendrá un crecimiento considerable del mercado. En la región de LAC se observa que el mercado es muy pequeño aún, con un solo indicador para la BC en general, teniendo un CARG de 9.6%.

1.2.3. Impacto ambiental y social

Resulta de mayor interés el uso de la BC por las reducciones de GEI que presenta, por lo cual se presentan distintos detalles de las diferentes configuraciones que se han establecido. En cuanto a la BCG, un estudio como el de Verma (Verma, y otros, 2023), se ha determinado que la BCG presenta una reducción de GEI de hasta un 50% en comparación con los sistemas de calefacción a base de gas (Gaur, Fitiwi, & Curtis, 2021). El impacto ecológico es más bajo en el caso de usar electricidad generada por energías renovables. La Tabla 3 presenta el impacto ambiental que tienen diferentes tipos de BC.

Tabla 3. Impacto ambiental de diferentes tipos de BC (Gaur, Fitiwi, & Curtis, 2021).

Tecnología	Costo	COP	Impacto ambiental
BC fuente aire	Bajo	3	<ul style="list-style-type: none"> Alto impacto ambiental en regiones muy frías. Contaminación sonora.
BC fuente agua	Moderado	4.5	<ul style="list-style-type: none"> Puede causar contaminación del agua, asentamiento de estratos y desencadenar desastres geológicos.
BCG	Elevado	3.5-4	<ul style="list-style-type: none"> Los fluidos de transferencia de calor no controlados son peligrosos. Puede perturbar la temperatura del agua subterránea. Reduce emisiones con un rango de retorno bajo.
BC de absorción	Muy elevado	1.8	<ul style="list-style-type: none"> Los fluidos de trabajo no dañan la capa de ozono.
BCG híbrida	moderado - muy alto	>4	<ul style="list-style-type: none"> Beneficios ambientales significativos. Puede reducir las emisiones hasta un 50%.

La Tabla 4 presenta el rango de emisiones registrados de diferentes equipos de calefacción.

Tabla 4. Emisiones de CO₂ por sistema de calefacción (Sarbu & Sebarchievici, 2014).

Sistema	Eficiencia	Emisiones CO ₂ por kWh de energía consumida	Emisiones de CO ₂ por kWh de calor utilizable
		kg CO ₂ /kWh	kg CO ₂ /kWh
Boiler de carbón	0.70	0.34	0.49
Boiler de gas-aceite	0.80	0.28	0.35
Boiler LPG	0.80	0.25	0.31
Boiler de gas natural	0.80	0.19	0.24
Bomba de calor aire-aire	2.50	0.47	0.19
Bomba de calor suelo-agua	3.20	0.47	0.15

Se observa que el rango de emisiones de la BC, en los dos tipos presentados, debido al uso de componentes eléctricos en el sistema, como se especificó en la sección 1.1. Sin embargo,

se ve que las emisiones que se generan por la energía utilizable (calor) son menores que el resto de los equipos. La relación entre emisiones es equiparable a la eficiencia del equipo, donde se observa como los sistemas de quema de combustible tienen una eficiencia baja, mientras que ambas BC presentan el COP promedio del tipo de equipo, e donde se tiene un valor mayor a uno, con la BCG siendo el equipo con mayor eficiencia de todos.

Gran parte de los estudios realizados en torno a la BC y la BCG incluyen resultados similares, en los que se demuestra el ahorro en cuanto a emisiones de GEI, sin llegar a tener una reducción total de estos, sino un uso más eficiente de la energía. Sin embargo, también se deben de explorar ciertos detalles que presentan efectos negativos al ambiente y a la percepción general de la BC.

En el sistema, es el ICG que puede generar mayor impacto, debido al contacto directo con la geología local o con mantos de agua, los cuales pueden ser perturbados con el proceso de instalación. Sciacovelli A., et al. (2014) determina que existe nulo impacto de los ICG a la microfauna local de mantos acuíferos. Por su lado, Freedman, V. L. et al., (2012), (Gaur, Fitiwi, & Curtis, 2021) determina que las variaciones de temperatura debido a los ICG son significativas.

El tema de la interferencia que puedan causar se debe relacionar con el tipo de suelo que se trata, por lo cual no en todas las regiones se pueden tener los mismos efectos adversos. A su vez, se relaciona el aspecto de las regulaciones sobre la BCG, las cuales deben ser locales y adaptadas a las condiciones políticas de cada región (Gaur, Fitiwi, & Curtis, 2021). El incremento en el número de BCG en el mundo permite que se investiguen más soluciones a los problemas que puede generar.

Los refrigerantes son un tema controversial que involucran a todas las máquinas frigoríficas, lo que incumbe en el desarrollo de la BCG. El impacto de los CFC y HFC es un tema crítico debido a que son considerados GEI de mayor impacto que el CO_2 generado por la quema de combustibles fósiles, como se exploró en la sección 1.1.4 y 1.2.1. El principal medio de contaminación se debe a las fugas.

La enmienda de Kigali del Protocolo de Montreal, que entró en vigor en 2019, tiene como objetivo eliminar gradualmente el uso de refrigerantes HFC, lo que ha fomentado la investigación de refrigerantes alternativos (Gaur, Fitiwi, & Curtis, 2021). Zühlsdorf, B. et al., (2018) estudian el uso de refrigerantes que cumplen la enmienda de Kigali reemplazando los más comunes en el mercado (R134 o propileno), con lo cual presentan dos conclusiones importantes: 1) el uso de nuevos refrigerantes, como la mezcla 50% isobutano-50% pentano, incrementan el COP del equipo, hasta un valor de 9.01; 2) el uso de los refrigerantes propuestos, con mayor eficiencia y menor impacto incrementan el costo del equipo.

En zonas muy frías es común utilizar fluidos anticongelantes en el ICG, para evitar el congelamiento del agua si se trata de uno de tipo de ciclo cerrado. Deben elegirse teniendo en cuenta diversos factores, como el riesgo de incendio, los riesgos para la salud y el medio ambiente; además del impacto en la actividad microbiológica y la calidad del agua subterránea en el caso de tener filtraciones del ICG al suelo.

Genchi (Genchi, Kikegawa, & Inaba, 2002), realiza un análisis de las emisiones en la instalación de la BCG, a partir de un proyecto que se reemplaza una BC fuente aire, a una BCG. Entre los detalles de la instalación considera las emisiones generadas por el transporte de los materiales necesarios y el uso de una excavadora para hacer un ICG de configuración vertical, Figura 20-a, con un total de 67.7 toneladas de CO_2 emitidos, donde el 87% corresponde a la excavación, como se ve en la Figura 26.

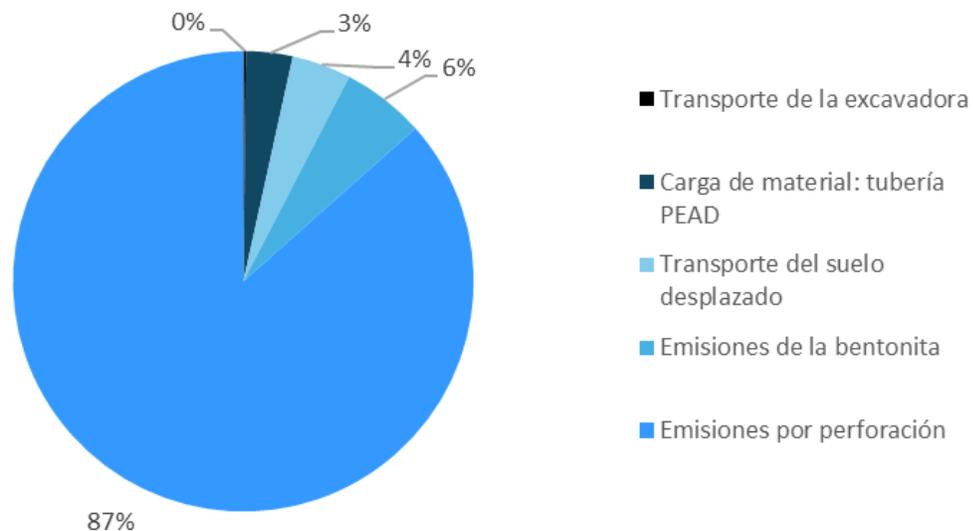


Figura 26. Porcentaje de emisiones por actividad para la instalación de un ICG (Genchi, Kikegawa, & Inaba, 2002).

El requerimiento energético en la instalación de un ICG se encuentra unido al aspecto económico, ya que la instalación de este sistema de captación-disipación en el suelo también requiere de una gran inversión inicial. El aumento en el costo de la instalación de una BCG es una de las barreras más relevantes en su desarrollo, ya que plantea la percepción de la BCG como un equipo de alto precio y poco viable económicamente, en lo que se incluyen estudios previos de las propiedades del suelo, requeridos en el diseño del ICG.

En líneas generales se observa que la BC y la BCG son tecnologías que causan grandes impactos positivos, en el aspecto de ser muy eficientes en la climatización. Si bien aún existen riesgos o limitaciones en su expansión, se prevé un desarrollo continuo en general, siendo la BCG la opción más eficiente.

1.3. Conclusiones del capítulo

La BC es una de las tecnologías más relevantes en la actualidad en el mercado del HVAC. Su aplicación es principalmente a través del uso de un compresor eléctrico, lo que la hace un equipo que consume electricidad y genera emisiones indirectas de CO_2 . Se determina como un equipo de gran eficiencia al tener un mayor número de unidades energéticas utilizables que las unidades de energía requeridas para la operación del sistema, lo cual se definió a través del COP.

La BC opera a través de dos modos, para refrigeración y calefacción, con el uso de un solo sistema, el cual cuenta con dos eficiencias, o dos valores de COP, el cual es mayor en el proceso de calefacción que de refrigeración, debido a que el proceso de condensación requiere de mayor energía que el proceso de evaporación del refrigerante, como se observa en la Figura 11.

Las configuraciones principales en la instalación de la BC es de fuente aire, fuente agua y fuente suelo, siendo ésta última una extensión de la BC fuente agua, con la particularidad de la instalación de un IC acoplado al suelo, denominado ICG en el caso en el que aprovecha el calor de un recurso geotérmico, o ICS cuando no lo hace.

Se usa la denominación de BCG para la BC fuente suelo, use o no el calor del recurso geotérmico, al igual que se usa de forma general el nombre de ICG para el sistema de captación y disipación del suelo. Este tipo de equipos son los de mayor eficiencia registrados, en comparación con sistemas convencionales de calefacción (como calderas), al igual que en comparación con otros tipos de BC.

El desarrollo tecnológico de la BC ha avanzado al punto de contar con equipos compactos de alta eficiencia, lo cual ha incrementado el mercado a nuevas áreas de uso, haciendo que se cuenta con un crecimiento constante en el número de ventas de equipos, al igual que el crecimiento de instalación de BCG.

2. ANÁLISIS DE INTERCAMBIADORES DE CALOR GEOTÉRMICOS

En este capítulo se ahondará en los detalles de los ICG, los cuales se mostraron como una parte fundamental de la BCG, cuya historia y configuraciones se expusieron en el capítulo 1. En esta sección se atenderán los precedentes teóricos del ICG. Se define a los IC de forma general y su proceso de diseño, donde se aplican los principios de la transferencia de calor.

Se define el uso del IC acoplado al suelo a partir de dos categorías:

- ❖ **ICG:** corresponde a los IC acoplados a un suelo donde se conoce un gradiente geotérmico, por lo cual aprovechan el calor del recurso geotérmico, determinando a la vez una BCG. Incluyen aquellos sistemas de suministro directo de manto subterráneo geotérmico, aprovechando recursos como la salmuera. En estos casos se entiende que la función principal es la calefacción.
- ❖ **ICS:** corresponde a los IC enterrado en un suelo sin gradiente geotérmico, por lo cual se tiene un suelo a temperaturas menores que la ambiental. Se cuenta con la definición de una BC acoplada al suelo. En estos la función principal de la BC es la refrigeración.

Sin importar el tipo de IC acoplado al suelo, el término BCG se utiliza para todo equipo de fuente suelo, aproveche o no el calor de un recurso geotérmico.

2.1. Transferencia de calor

Los principios de la termodinámica determinan el resultado de la interacción de un sistema con su entorno o con otros sistemas, a través de interacciones conocidas como trabajo y calor. La transferencia de calor se enfoca en la naturaleza de estas interacciones, además de aspectos como la rapidez con que se efectúan y la tasa de energía transferida. Se entiende por tanto al calor como la energía en tránsito debido a una diferencia de temperaturas (Incropera & DeWitt, 1999).

A partir de los medios que se encuentren interactuando, ya sea dentro del propio sistema o de los alrededores, se tienen diferentes modos en los que el calor se transfiere. Cuando el calor es transferido a partir de la interacción de partículas en un mismo estado (sólido, líquido o gas) se denomina conducción. El enfoque en el que se consideran no solo el paso de energía entre partículas, sino como un sistema global, se refiere al fenómeno de la convección, lo cual se estudia principalmente en la interacción de los fluidos con un sólido, a través de su movimiento global. La energía emitida por la materia (sin importar el estado) a temperatura finita se le conoce como radiación, la cual no requiere de un medio material para su transporte.

2.1.1. Métodos de transferencia de calor

La transferencia de calor ocurre entre los sistemas de manera constante a partir de los tres modos descritos con anterioridad. En su estudio, se distinguen como fenómenos independientes, con aproximaciones propias definidas en los siguientes apartados, junto con el procedimiento de análisis de cada método de transferencia.

❖ Conducción:

La interacción entre partículas de alta energía con partículas contiguas de baja energía se le denomina conducción. La conducción refiere a partículas de una misma sustancia, que se encuentren en una misma fase. Su estudio se centra en cuerpos sólidos. La cantidad de calor transferido por este método se determina a partir de la ley de Fourier, en la que se describe que el calor es proporcional a la magnitud del gradiente de temperatura, el cual se transfiere en el espacio, con una constante de proporcionalidad k .

$$\dot{Q}_t = -k \cdot \left(A_x \cdot \frac{\partial T}{\partial x} + A_y \cdot \frac{\partial T}{\partial y} + A_z \cdot \frac{\partial T}{\partial z} \right) \quad (13)$$

k Conductividad térmica del material, en $W/m \cdot K$.

A Área en la que se realiza la conducción, en m^2 .

k es una propiedad de transporte, que indica la cantidad de calor transferido por un espesor unitario, su valor es particular a cada tipo de material. El signo negativo refiere a que el calor es transferido en dirección de la temperatura decreciente (Incropera & DeWitt, 1999).

Si bien se define en el espacio, es común que la conducción de calor se reduzca a una sola dirección, la cual se determina por la diferencia de temperaturas que generan el flujo de calor. El modelo de la ley de Fourier se define en una sola dirección con la siguiente ecuación.

$$\dot{Q} = k \cdot A_t \cdot \frac{\Delta T}{\Delta x} \quad (14)$$

Donde el área se mantiene constante, se tiene una diferencia de temperaturas positiva y Δx refiere al espesor del medio en el que se produce la conducción.

La transferencia de energía debida al movimiento aleatorio de las partículas, ante un gradiente de temperatura, se llama difusión (Lienhard IV & Lienhard V, 2020). La conducción de calor a través de un cuerpo sólido de un espesor diferencial (∂x), con un área A y una masa que puede ser representada a partir de la variación del espesor como $m = \rho \cdot A \cdot \partial x$, como se muestra en la Figura 27, lleva a la definición de la ecuación de difusión unidireccional.

$$\frac{\partial T}{\partial x} = \frac{\rho \cdot C_p}{k} \cdot \left(\frac{\partial T}{\partial t} \right) \quad (15)$$

ρ Densidad del material, en kg/m^3 .

C_p Capacidad térmica del material, en $J/kg \cdot K$.

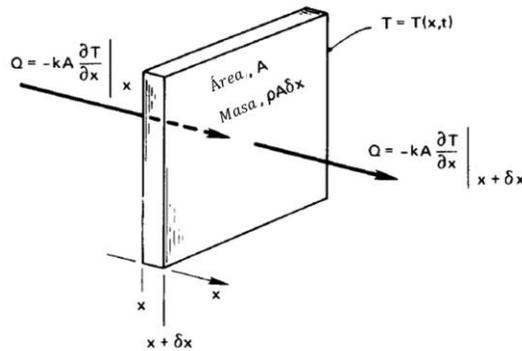


Figura 27. Conducción de calor a través de un cuerpo unidimensional (Lienhard IV & Lienhard V, 2020).

Cabe recalcar que se usan derivadas parciales al considerar que la difusión se hace a través de las tres direcciones del espacio, lo que indica que la variación de la temperatura del modelo mostrado es solo a través de la variación de una dirección del espacio.

El producto $\rho \cdot C_p$ es la capacidad térmica volumétrica del material, C en $[J/m^3 \cdot K]$, el cual representa el calor almacenado por unidad de volumen. Cuando se divide la conductividad térmica por la capacidad térmica volumétrica del material se obtiene la difusividad del material, la cual representa la relación entre el calor conducido entre el calor almacenado, o la rapidez con la que se difunde calor a través del material.

$$\alpha = \frac{k}{\rho \cdot C_p} \quad (16)$$

α Difusividad térmica del material, en m^2/s .

❖ Convección:

La transferencia de calor por convección involucra dos mecanismos, considerando la difusión entre partículas y el movimiento global o macroscópico de las partículas, lo cual se relaciona con el movimiento de los fluidos. La forma en la que más se estudia el fenómeno es entre un fluido en movimiento y un sólido limitante, a diferentes temperaturas. El principal efecto de la interacción líquido-superficie es la formación de una región del fluido en la que la velocidad varía, conocida como capa límite. La convección es la suma de los efectos de la difusión como del movimiento volumétrico en la capa límite.

El modelo utilizado para determinar el flujo de calor debido a la convección se le llama ley de enfriamiento de Newton, en la que se relaciona la tasa de calor transferido por un área debido a una diferencia de temperatura.

$$\dot{Q} = h \cdot A \cdot (T_s - T_\infty) \quad (17)$$

h Coeficiente convectivo o pelicular, en $W/m^2 \cdot K$.

T_s Temperatura de la superficie, en $^\circ C$.

T_∞ Temperatura del fluido lejano a la superficie, en $^\circ C$.

En donde h es una constante de proporcionalidad conocida como coeficiente convectivo o pelicular, que indica la tasa de calor transferido por unidad de área y unidad de diferencia de temperatura.

Al igual que k , el valor de h es particular de ciertas condiciones, en este caso no dependiendo de la naturaleza del material en el que se transfiere el calor, sino de la naturaleza de la interacción superficie-fluido que se presenta, la cual se encuentra definida a través de una gran cantidad de factores, tales como las propiedades térmicas del fluido, si se tiene un flujo natural o forzado y la velocidad, las características de la superficie, entre otras más. Estas particularidades involucran que existe un cambio del valor de h incluso en una misma interacción, a lo largo del recorrido, por lo cual se llega a utilizar el concepto del uso de un coeficiente convectivo promedio, \bar{h} .

La obtención de h es la parte más relevante en el análisis de la convección. Por lo complejo de este análisis, se requiere del uso de factores adimensionales para el cálculo del coeficiente convectivo. El número de Nusselt es aquel que muestra una relación directa con h .

$$Nu = \frac{h \cdot L_C}{k} \quad (18)$$

L_C Longitud característica representativa de la superficie, en m .

El valor de Nu es inversamente proporcional a la magnitud de la capa límite provocada por la interacción superficie-líquido,

En la literatura es común encontrar modelos matemáticos de Nu para diferentes escenarios comunes, como lo es el caso de un flujo forzado sobre una placa, ya sea vertical u horizontal, o el flujo a través de un ducto de sección circular, entre muchos otros. Estas interacciones se encuentran definidas a partir de otros números adimensionales relevantes, siendo los más importantes mostrados a continuación:

Número de Reynolds: referente a un flujo forzado a una velocidad v_f , define la relación entre los efectos de la inercia debida al movimiento, $v_f \cdot L_c$, sobre los efectos viscosos del fluido $\nu = \mu/\rho$ (Incropera & DeWitt, 1999).

$$Re = \frac{v_f \cdot L_c}{\nu} \quad (19)$$

El valor de Re indica el régimen del fluido, si es laminar o turbulento, o se encuentra en transición, lo que se representa en la Figura 28, a partir del clásico ejemplo de un flujo forzado sobre una placa plana. Se observa que al aumentar el valor de Re se tiene un cambio en el régimen del flujo.

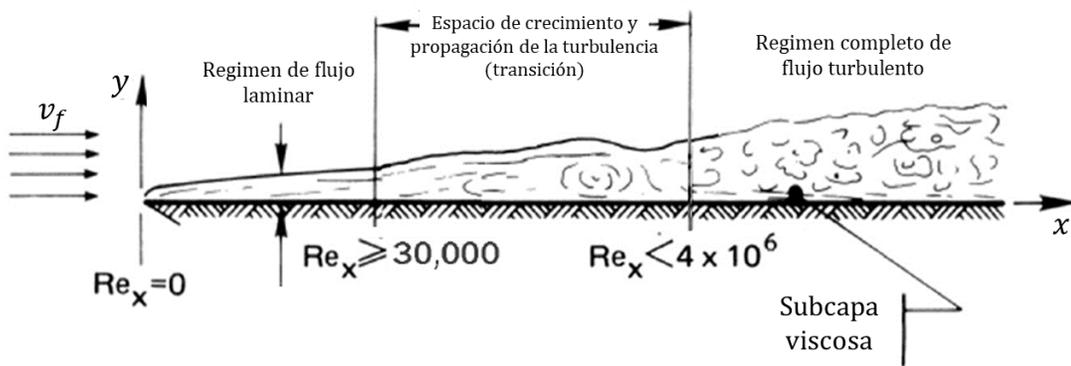


Figura 28. Capa límite a través de una superficie plana alargada (Lienhard IV & Lienhard V, 2020).

Número de Prandtl: se define de las propiedades del fluido, relaciona la efectividad del transporte de momento y de calor en la capa límite, en la interacción superficie-fluido (Incropera & DeWitt, 1999).

$$Pr = \frac{c_p \cdot \mu}{k} \quad (20)$$

❖ Radiación:

La radiación es un fenómeno natural de la materia, sin importar su fase, en la que se emite y absorbe una cierta cantidad de energía electromagnética, debido a encontrarse a una temperatura finita (Incropera & DeWitt, 1999). Una de las características principales de este modo de transferencia de calor es que no necesita de un medio físico para su transporte, al contrario que la conducción y la convección, que se relacionaban con el movimiento de las partículas. El modelo más común para la radiación es la ecuación de Stefan-Boltzmann, la cual determina la cantidad máxima de calor por radiación que se emite desde una superficie.

$$\dot{Q} = \varepsilon \cdot \sigma \cdot A \cdot T_s^4 \quad (21)$$

σ Constante de Stefan-Boltzmann, $\sigma = 5.67 \cdot 10^{-8} [W/m^2 \cdot K^4]$

ε Emisividad de la superficie, con $0 \leq \varepsilon \leq 1$.

La cantidad de la energía transferida por este modo depende de la temperatura de la superficie y de su naturaleza superficial, como se observa en la ecuación anterior, donde ε indica qué tan cercana es la emisión de calor del cuerpo en relación a un cuerpo negro (cuerpo con mayor cantidad de radiación emitida, $\varepsilon = 1$). En cuerpos fríos, por debajo de la temperatura del fuego, esta emisión de energía es poco significativa, por lo tanto, despreciable (Cengel, 2007).

Como se había mencionado antes, el transporte de la energía es continuo entre los cuerpos, con los tres modos actuando de forma constante, pero es posible suprimir sus efectos al ser un efecto muy pequeño.

2.1.2. Intercambiadores de calor

Un intercambiador de calor (IC) es un dispositivo que se diseña a partir de los principios de la transferencia de calor, cuyo fin, como el nombre lo indica, es hacer el intercambio de calor de un medio a otro. Se definen dos sistemas que interactúan a través de una pared, sin que exista transporte de materia. En la categoría de un IC también se define un cambiador de calor (CC) en el que se tiene la transferencia de un sistema al medio exterior. Se denomina de forma general a todos los sistemas como IC.

Existe una gran variedad de configuraciones de IC, los cuales se determinan a partir de las condiciones de operación, de los fluidos de trabajo y del rango de calor transferido. En las secciones 1.1.2 y 1.2.2 se hacen menciones de diferentes tipos de IC y su desarrollo en las máquinas frigoríficas. En general, los IC cuentan con un gran número de clasificaciones, las cuales han contado con sus evoluciones particulares. En la primera parte de esta sección se hace una breve mención de los IC más comunes y sus características; en la siguiente parte se ahonda en el análisis de este tipo de equipos, estableciendo los principios fundamentales para su diseño.

Los IC se clasifican de forma global en tres grupos: IC de tubos, IC de placas e IC de superficie extendida (Kakac & Liu, 2002). De cada una de estas clasificaciones se cuentan con modelos básicos y relevantes.

IC de tubos: se basan principalmente el intercambio de calor de un flujo a través de un tubo.

- ❖ **Concéntricos.** Se construyen a través de dos tubos concéntricos, los cuales contienen fluidos de trabajo separados, teniendo la transferencia de calor sólo a través de las paredes. La configuración más común de estos IC la de doble tubo, como se muestra en la Figura 29.

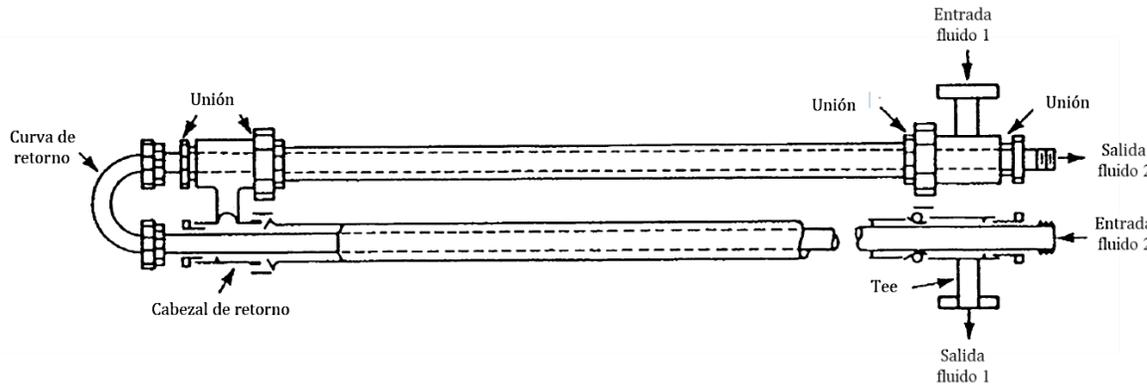


Figura 29. Diagrama de un IC de tubos concéntricos, doble tubo (Serth, 2007).

- ❖ **Tubos y coraza.** Consiste en la configuración de un grupo de tubos contenidos en una coraza, por lo general, cilíndrica, que se representa en la Figura 30. Los fluidos de trabajo no tienen contacto, uno es transportado por el interior de los tubos y el otro atraviesa la coraza. Son de gran tamaño y de mantenimiento sencillo si son capaces de desmontarse.

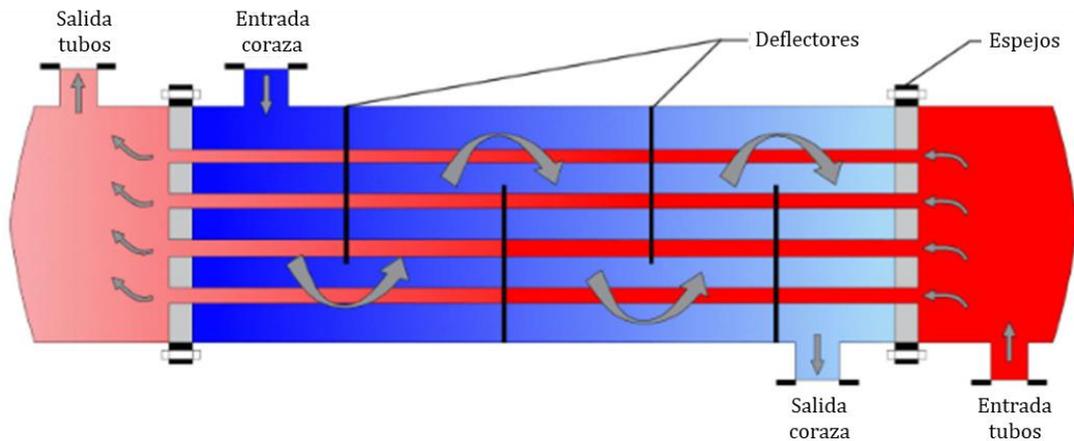


Figura 30. Diagrama de un IC de tubos y coraza (Industrial Quick Search, 2020).

- ❖ **Coaxiales.** Se conforman a través de dos tubos en espiral, los cuales son coaxiales, Figura 31. Debido a la configuración de los espirales, se tienen beneficios como el aumento del calor transferido, debido principalmente a las fuerzas centrífugas (Guiza Florez, 2018), con la consecuencia de que su mantenimiento es prácticamente imposible, por lo cual se recomiendan para fluidos limpios. Son usados con gran frecuencia en la industria de la refrigeración.

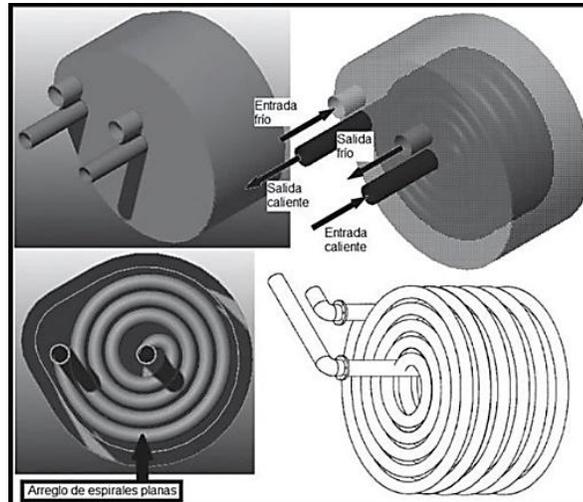


Figura 31. IC coaxial en coraza, en diferentes vistas (Guiza Florez, 2018).

IC de placas: los fluidos de trabajo son transportados a través de canales formados por la unión de placas.

- ❖ **Placas** Consiste en una serie de placas delgadas con una superficie corrugada u ondulada, los cuales separan ambos fluidos de trabajo. Fueron desarrolladas por el Dr. Richard Seligman en 1923 (Mehta, 2022), con la propuesta de hacer IC compactos. La forma común más usada son los IC de placas tipo chevron, factibles en transferencia líquido-líquido. Se agrupan en dos categorías: de juntas o de placas desmontables, además de placas soldadas.

La primera categoría, como su nombre lo indica, utiliza placas que son capaces de desmontarse Figura 32, además de requerir juntas mecánicas, las cuales evitan las posibles fugas de los fluidos. Su principal beneficio es la facilidad de su mantenimiento, aunque se limitan a aplicaciones de baja presión, por debajo de los 25[bar] y a una temperatura menor a 250[°C] (Kakac & Liu, 2002).

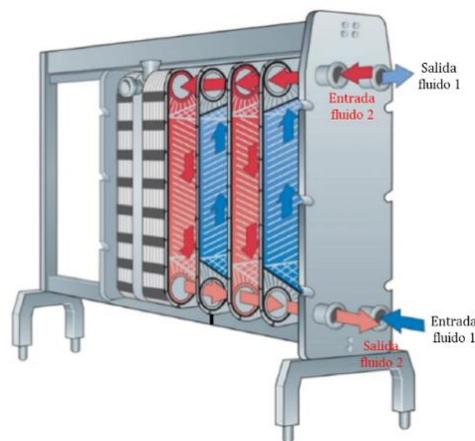


Figura 32. Diagrama IC de placas desmontables, tipo chevron (Sodagar-Abardeh, Ebrahimi-Moghadam, Farzaneh-Gord, & Norouzi, 2020).

La segunda categoría refiere a los IC de placas que son soldadas, Figura 33, por lo cual llegan a soportar mayores presiones, además de tener mayores aplicaciones en la industria química y alimenticia.



Figura 33. IC de placas soldadas (Nordik Radiant, s.f.).

- ❖ **Espirales.** Se forman en la unión de dos placas largas corrugadas, con forma de espiral, generando canales a través de los que atraviesan dos fluidos sin mezclarse, como se ve en el esquema de la Figura 34. Este tipo de configuración requiere de un proceso más complicado de manufactura, por lo cual llegan a ser equipos de mayor precio, pero llega a ser muy efectiva en el uso de fluidos sucios y viscosos. Soporta presiones alrededor de los 15[bar] y temperaturas de 500[°C] (Kakac & Liu, 2002).

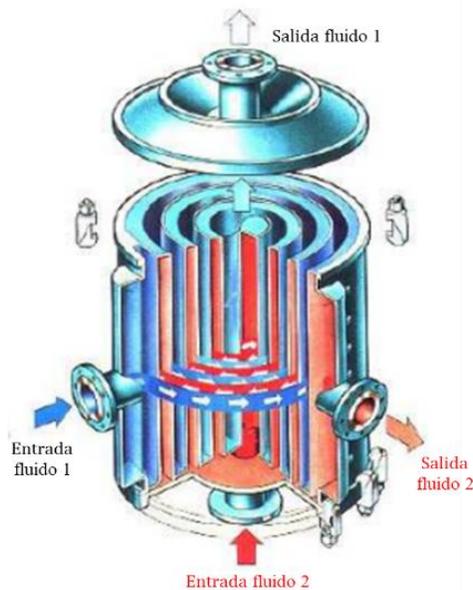


Figura 34. Diagrama IC de placas en espiral (Carrizales Martínez, 2011).

IC de superficie extendida: utilizan una superficie extendida para mejorar el rango de transferencia de calor.

- ❖ **Aletas finas.** Constituyen una configuración particular de los IC, en la que se separan dos flujos a través de dos canales que se forman por el entrelazamiento de placas planas, como se representa en la Figura 35, en donde la configuración común es por la sobreposición de las placas, generan un flujo cruzado. Se usan con frecuencia en la transferencia gas-gas (Kakac & Liu, 2002).

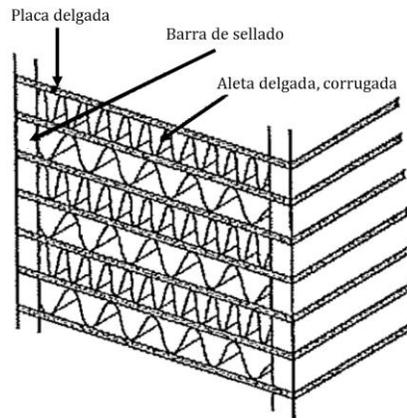


Figura 35. Diagrama IC de aletas finas superpuestas (Kakac & Liu, 2002).

- ❖ **Radiadores.** Con este nombre se denomina a los IC de tubos con aletas, en los que se agrega la superficie extendida en la pared del tubo, ya sea en la interna o externa, siendo este último el más común. Esta configuración establece modelos compactos, con un área de transferencia de energía más grande, usados con mayor frecuencia en procesos líquido-gas, donde el fluido líquido se encuentra por dentro de los tubos y el gas por fuera. La configuración se muestra en la Figura 36, con una latea continua, como se ve en la izquierda, o con aletas anulares, visto en la derecha. Este tipo de equipos tienen un mayor uso en la industria de la refrigeración.

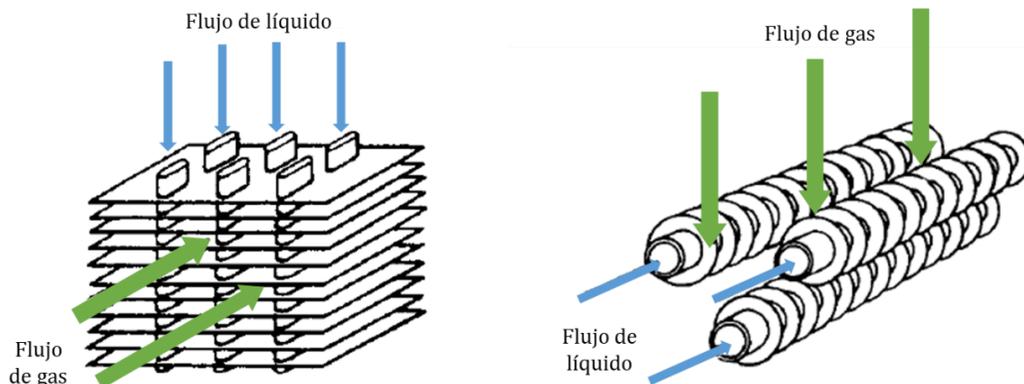


Figura 36. IC de superficie extendida, izquierda: continua, derecha: anular (Kays & London, 2018).

2.1.3. Diseño de intercambiadores de calor

El diseño de un equipo de transferencia de calor se puede dividir en diseño térmico-hidráulico y diseño mecánico (Serth, 2007). En el primero se realizan los cálculos del rango de transferencia de calor y la caída de presión del fluido de trabajo, aspectos necesarios para determinar el tamaño del equipo. El diseño mecánico se enfoca en las especificaciones del equipo, incluyendo consideraciones como esfuerzos y vibraciones de tubos, etc. Este trabajo se enfoca en el diseño térmico-hidráulico de un IC, lo cual parte del balance de energía requerido, con lo que se determina su potencia.

Un IC considera el cambio de la temperatura de dos sistemas que interactúan, por lo general, sin mezclarse, por lo cual se define un área de transferencia de calor, la cual también influye en el rango de calor que es transferido. Por sistemas se entiende los flujos de los fluidos de trabajo. El modelo utilizado para dimensionar un IC se presenta en la ecuación (22)

$$\dot{Q} = U \cdot A_T \cdot \Delta T_{ml} \quad (22)$$

U Coeficiente global de transferencia de calor, en $W/m^2 \cdot K$.

A_T Área total de transferencia de calor.

ΔT_{ml} Diferencia de temperatura media logarítmica (LMTD, en inglés).

\dot{Q} determina el total de calor transferido en el IC, el cual se define a partir de la ecuación (22) cuando se analiza la interacción de los sistemas (flujos). Cada sistema, a su vez, determina este valor por separado, a partir de la diferencia de temperaturas, ecuación (3), o de entalpías, ecuación (4). En el diseño del IC, \dot{Q} debe ser igual sin importar el sistema que se analice

U refiere a los efectos de la transferencia de calor, considerando los fluidos y materiales del IC. A_T refiere a la geometría del IC, la cual establece las dimensiones del equipo, los materiales y diámetros de tubos, etc.

ΔT_{ml} refiere al proceso termodinámico del IC, en el que se establecen las condiciones de entrada y salida a partir de las temperaturas requeridas. A partir de dos flujos a temperaturas distintas, se establece un flujo a alta temperatura T_c y un flujo a menor temperatura T_f , los cuales se presentan en dos estados con un intercambio de calor. Debido a la dirección de cada flujo se tienen dos configuraciones principales: flujo paralelo, Figura 37-a, y flujo a contracorriente, Figura 37-b. LMTD se obtiene con la ecuación (23), a partir de ΔT_1 y ΔT_2 .

$$\Delta T_{ml} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln \left(\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1} \right)} \quad (23)$$

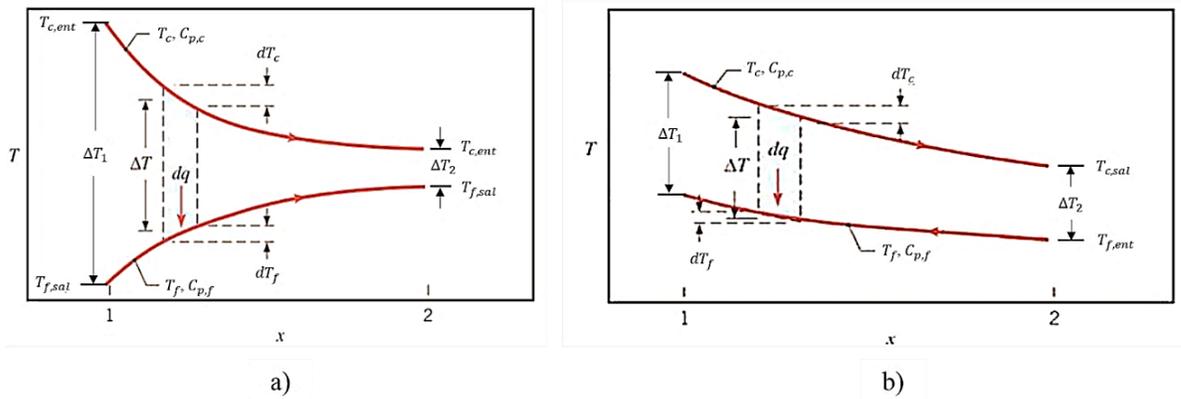


Figura 37. LMTD a) flujo paralelo; b) flujo a contracorriente (Incropera & DeWitt, 1999).

Algunas configuraciones de IC no muestran de forma evidente las direcciones de los flujos que utilizan, en estos casos se utiliza una descripción de la LMTD a contraflujo, como lo sería el caso de un flujo cruzado, como se observa en los IC de superficie extendida de la Figura 35 y la Figura 36.

Un caso que sobresale es cuando un sistema no presenta un cambio de temperatura, o calor sensible, sino que es un proceso con calor latente, con un flujo en cambio de fase, como lo puede ser la condensación de un fluido, lo cual a partir de las condiciones de cambio de temperatura se llega al proceso que se observa en la Figura 38.

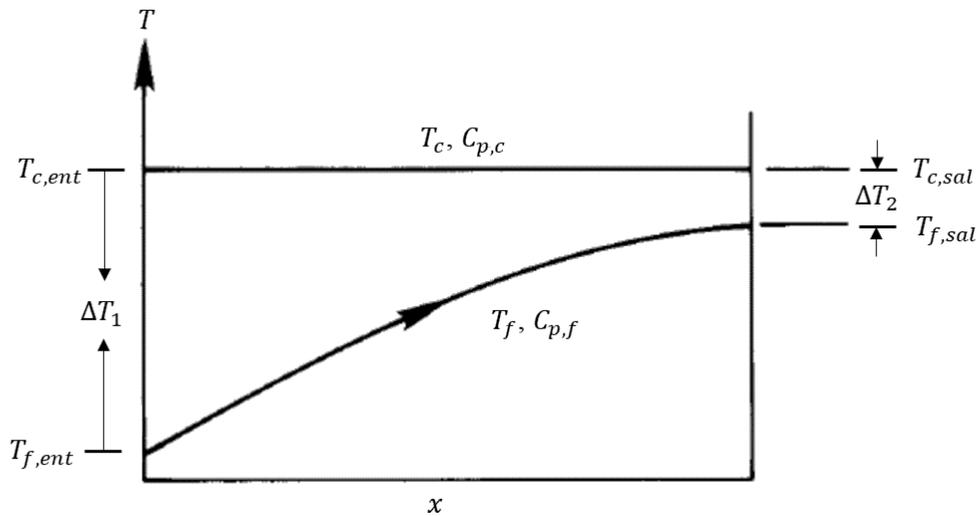


Figura 38. LMTD en un proceso de condensación (Lienhard IV & Lienhard V, 2020).

Por lo tanto $T_{c,ent} = T_{c,sal}$, con lo que se obtiene que la LMTD a partir de la ecuación (24).

$$\Delta T_{ml} = \frac{T_{f,sal} - T_{f,ent}}{\ln\left(\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}\right)} \quad (24)$$

Como se observará más adelante, la ecuación (24) puede representar un medio a temperatura constante en el que se produce la transferencia de calor. En estos casos se recuerda el concepto de CC, donde un sistema (flujo) intercambia calor con el exterior.

A partir de la función del sistema se establece el tipo de IC requerido, lo cual a su vez define la geometría del sistema y el área de transferencia de calor. Los modelos principales se observan en la sección 2.1.2, donde también se aprecia que cuentan con constituciones diferentes, lo cual modifica las características de A_T . En el caso de usar tubos para el IC se requiere de un diámetro interno y la cédula del tubo; si se llegan a usar superficies extendidas se deben de caracterizar éstas en función de su eficiencia y eficacia, además de su forma, su área de contacto, etc. Si se llegan a usar placas se consideran los canales internos formados.

Como se vio en la sección 2.1.1, los distintos modos de transferencia de calor requieren de las dimensiones de los medios en los que se realiza: se define una diferencia de longitudes Δx en la ecuación (14) para la conducción; en la convección se define un área donde se transfiere el calor, como se ve en la ecuación (17). Esto indica que el coeficiente global de transferencia de calor U se encuentra en relación directa con el área de transferencia A_T . Al englobar el producto de U con A_T se define la resistencia térmica total del sistema R_T , la cual se representa por la ecuación (25).

$$U \cdot A_T = \frac{1}{R_T} \quad (25)$$

R_T se define a partir de la superposición de todas las resistencias a la transferencia de calor de cada sistema por cada modo, lo que indica que se tendrá una resistencia térmica para la conducción y para la convección por separado. En la conducción la resistencia es inversamente proporcional a la conductividad térmica, ecuación (28); en la convección es inversamente proporcional al coeficiente convectivo, ecuación (27).

Para determinar una aproximación al modelo general de una resistencia térmica se debe establecer una geometría. Se toma de ejemplo el caso de un IC concéntrico, Figura 29, sin superficie extendida o también llamado desnudo (Serth, 2007), con un flujo interno y otro externo, a su vez contenido por otro tubo, como se esquematiza en la Figura 39.



Figura 39. Sección de un IC de doble tubo (Serth, 2007).

En este caso se establece que el fluido dentro del tubo se encuentra a mayor temperatura que aquel que está alrededor de éste, por lo tanto, el flujo de calor parte del fluido interno, pasa

por la pared del tubo y termina en el fluido externo. El flujo de los fluidos genera un efecto de convección en la pared interna y externa del tubo, además que a través de la propia pared del tubo se tiene un efecto de conducción. La resistencia total es la suma de las tres resistencias generadas, ecuación (26). La Figura 40 muestra el corte de sección del tubo interno del IC, con la dirección del calor transferido y las resistencias presentes; además se indican las propiedades geométricas del tubo, como el radio interno y externo.

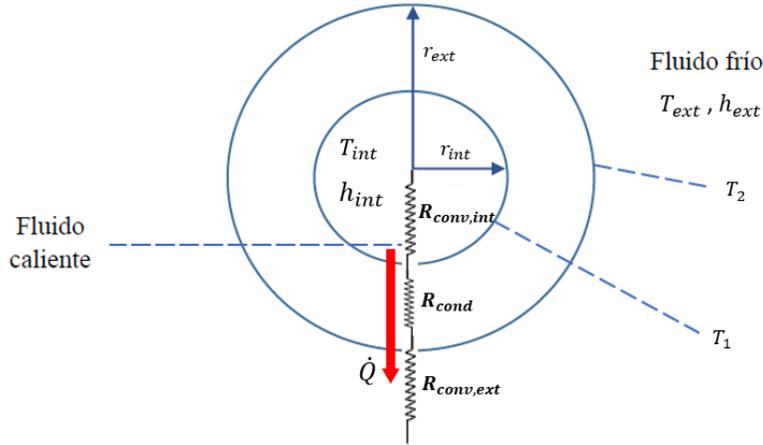


Figura 40. Resistencia térmica de un tubo concéntrico (Flores Saucedo, 2019).

Similar a los efectos de la resistencia eléctrica, la suma de las resistencias térmicas en serie es igual a la resistencia térmica total. En donde se tienen dos efectos de convección, uno interno $R_{conv,int}$ y otro externo $R_{conv,ext}$.

$$R_T = R_{conv,int} + R_{cond} + R_{conv,ext} \quad (26)$$

En el caso de un IC de tubos, la resistencia a la convección se determina a través de la ecuación (27), donde es igual al inverso del producto del coeficiente convectivo por el área de transferencia, lado interno del tubo. Lo mismo aplica al lado externo. La conducción se establece con un modelo que requiere el espesor de pared del tubo, obtenido de la diferencia de radios, o como se ve en la ecuación (28), a partir de los diámetros D_{int} y D_{ext} .

$$R_{conv} = \frac{1}{A_T \cdot h} \quad (27)$$

$$R_{cond} = \frac{\ln\left(\frac{D_{ext}}{D_{int}}\right)}{2 \cdot \pi \cdot k_{tubo} \cdot L_{tubo}} \quad (28)$$

A partir de la ecuación (25) se define a R_T con el modelo presentado en la ecuación (29).

$$\frac{1}{U \cdot A_T} = \frac{1}{h_{int} \cdot A_{T,i}} + \frac{\ln\left(\frac{D_{ext}}{D_{int}}\right)}{2 \cdot \pi \cdot k_{tubo} \cdot L_{tubo}} + \frac{1}{h_{ext} \cdot A_{T,ext}} \quad (29)$$

Los parámetros $A_{T,int}$, $A_{T,ext}$ se encuentran definidos del producto del diámetro de cada lado, por la longitud del tubo L_{tubo} , igual a: $A_T = \pi \cdot D \cdot L_{tubo}$, teniendo un valor diferente para el área interna y el externa.

En la ecuación (29) se observa con mayor claridad cómo es que se tiene dependencia entre U y A_T , además del efecto térmico que varía a partir de la configuración planeada para el IC. El parámetro del LMTD y el flujo de calor \dot{Q} son por lo general fijados, ya que indican el rendimiento esperado del equipo, por lo que el diseño se centra en la definición de los parámetros geométricos y cómo modifican la transferencia de calor. Por esta misma naturaleza, el diseño de un IC es un proceso iterativo, sujeto a las características físicas de los materiales requeridos (tubos, placas o superficies extendidas).

2.2. Tecnología actual de los intercambiadores de calor geotérmicos

Una vez establecidos los principios de los IC, se centra la atención en los ICG, en los que se distinguen una serie de configuraciones, las cuales varían en su diseño a partir de la aplicación y de las condiciones del lugar en la que se instala la BCG. La elección del ICG depende de características locales, por lo que no existe una solución general en el planteamiento del sistema de la BCG.

En el capítulo 1 se presentaron las clasificaciones principales de la BC a partir del medio del que toma o recibe la energía, el cual se denominó medio externo, visto en la Tabla 1. La BCG o BC fuente suelo aprovecha la mayor consistencia de las temperaturas del suelo, en comparación con las del aire, para aumentar la eficiencia del sistema. Se reconocen dos modos de suministro: directo e indirecto Figura 18, donde el primero refiere a un flujo de agua que se toma directamente de un manto acuífero, superficial o subterráneo, mientras que el suministro indirecto refiere a un flujo de agua que fluye a través de un sistema alterno, llamado ICG o ICS. A partir de esta clasificación principal se establecen dos variantes de los sistemas de captación o disipación para la BCG.

2.2.1. Intercambiadores de ciclo abierto

Como se había presentado en la Figura 19, un sistema abierto es aquel en el que se cuenta con una red de pozos del que se extrae agua del subsuelo, unos destinados a la extracción y otros a la reinyección del agua una vez ha sido utilizada en el proceso térmico de la BC, ya sea para cederle calor (refrigeración) o absorberlo (calefacción), como se ve en la Figura 41.

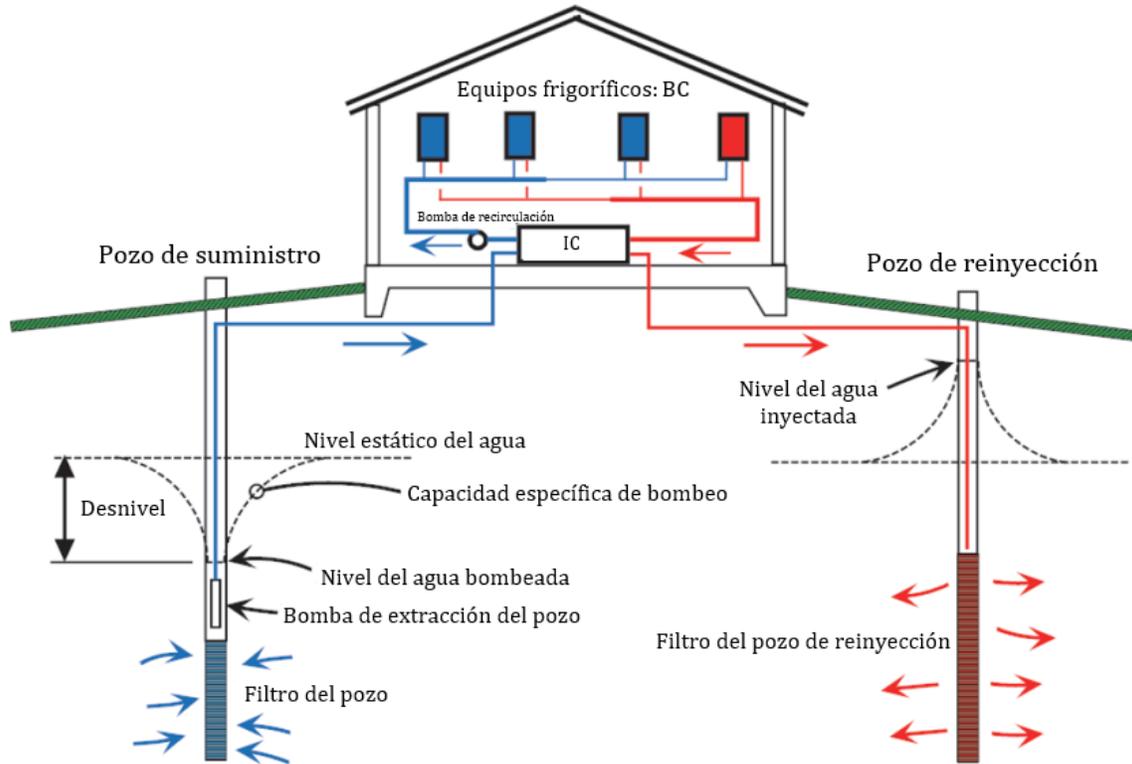


Figura 41. Diagrama de un intercambiador de ciclo abierto, dos modos de operación (Kavanaugh & Rafferty, 2014).

En líneas generales, se compone por un equipo de bombeo dentro del pozo, extrayendo el fluido de trabajo que es suministrado a la BCG, ya sea de forma directa al equipo, o teniendo un sistema complementario de intercambio de calor, representado en la Figura 41, donde se evita el contacto directo de los equipos con el agua subterránea. Los sistemas complementarios son usados por lo general para proyectos a gran escala, como un edificio (Kavanaugh & Rafferty, 2014), disminuyendo los costos de mantenimiento.

Este tipo de sistemas tienen un costo menor en comparación con los sistemas de BCG acopladas al suelo o de ciclo cerrado. Requieren poco espacio en área para el sistema, además que se evita el diseño térmico de los ICG. Como se vio en la sección 1.2.1, los sistemas de ciclo abierto fueron los primeros utilizados para los equipos frigoríficos, aun en las fases previas a la industrialización (Zogg, 2008).

Este tipo de sistemas requiere determinar el caudal adecuado del fluido extraído, para cumplir la transferencia de calor deseada y contar con la operación continua de la bomba que extrae el agua. Por lo general es sencillo el control del agua que se bombea, además de las temperaturas de extracción, ya que en un manto de gran capacidad es posible tener temperaturas casi constantes en todo el año, lo que aumenta la eficiencia de la BCG.

Las desventajas implican los efectos que tienen sobre el medio del suelo, por lo cual se lidian con regulaciones ambientales locales (Gaur, Fitiwi, & Curtis, 2021), esto puede impedir el uso o la inyección de agua subterránea, además de los efectos de modificar la temperatura del acuífero, lo cual es un tema de discusión aun presente, como se presentó en la sección 1.2.3.

La disponibilidad de agua puede ser limitada, pueden ser necesarias precauciones contra la contaminación si el pozo no está desarrollado adecuadamente o la calidad del agua es mala; en caso de no dimensionar bien la bomba presurizadora, el consumo de energía puede resultar excesivo (Kavanaugh & Rafferty, 2014). El costo de invertir en la exploración geológica genera aumentos en el precio de la instalación del intercambiador, lo que puede provocar que el proyecto no sea redituable a corto plazo y se descarte.

Debido a los particulares que son, ya que sólo se pueden instalar en lugares en donde se tenga conocimiento de depósitos de agua subterráneo que sean posibles de utilizar, estos sistemas no son tan comunes en la actualidad.

2.2.2. Intercambiadores de ciclo cerrado

A partir de la configuración de una BCG acoplada al suelo, se determina el uso de un sistema de ciclo cerrado, al cual se le refiere como ICG de ciclo cerrado, o simplemente ICG, de forma general. En la sección 1.1.5.3, se mencionó que la BCG con un sistema de ciclo cerrado tiene dos configuraciones principales: verticales y horizontales, Figura 20. También se hizo mención sobre su desarrollo en la sección 1.2.1, partiendo de los sistemas directos a los actuales, con un flujo secundario en una tubería en un circuito cerrado.

Independientemente de la configuración del ICG, se tienen características comunes en su instalación, como el uso de tubo de polietileno de alta densidad (PEAD), debido a la facilidad de su manipulación e instalación, además de ser sencillo de adquirir (Kavanaugh & Rafferty, 2014). A continuación, se detallan ambas configuraciones y sus detalles principales.

Los verticales se constituyen por excavaciones profundas y un área relativamente pequeña de instalación. Las excavaciones para esta configuración se denominan pozos, a pesar de no contar como prioridad la extracción de agua, además que son rellenados; se usa el término pozo, pero no se debe confundir con un pozo de extracción utilizado en un sistema de ciclo abierto. La profundidad de los pozos se define entre los 15 a 200 metros (Aresti, Christodoulides, & Florides, 2018). Se instalan en perforaciones de la magnitud definida por el diseño térmico. Se acostumbra a rellenar con aditivos que mejoren la transferencia, o con el suelo local removido previamente. La bentonita es el material con uso más común para usarse en el relleno de las perforaciones para los ICG, debido a sus beneficios en sus

propiedades térmicas, al ser un material poroso que almacena humedad (Kavanaugh & Rafferty, 2014). El uso de aditivos también tiene el beneficio de tener un medio uniforme alrededor del ICG, siendo una simplificación importante para considerar su modelado.

La configuración principal es en U, Figura 42 (a), la cual se basa en un flujo único que ingresa y retorna dentro de la misma excavación de un pozo. Las modificaciones más importantes de esta configuración son el ICG de doble U en un solo pozo, Figura 42 (b), donde, como lo indica su nombre, se agregan dos circuitos en U en un pozo, lo cual ayuda a disminuir su longitud total; configuración concéntrica simple Figura 42 (c), donde se tiene el uso de dos tubos, uno de menor diámetro; o concéntrica compleja, Figura 42 (d), donde se hace uso de combinaciones de todas las configuraciones.

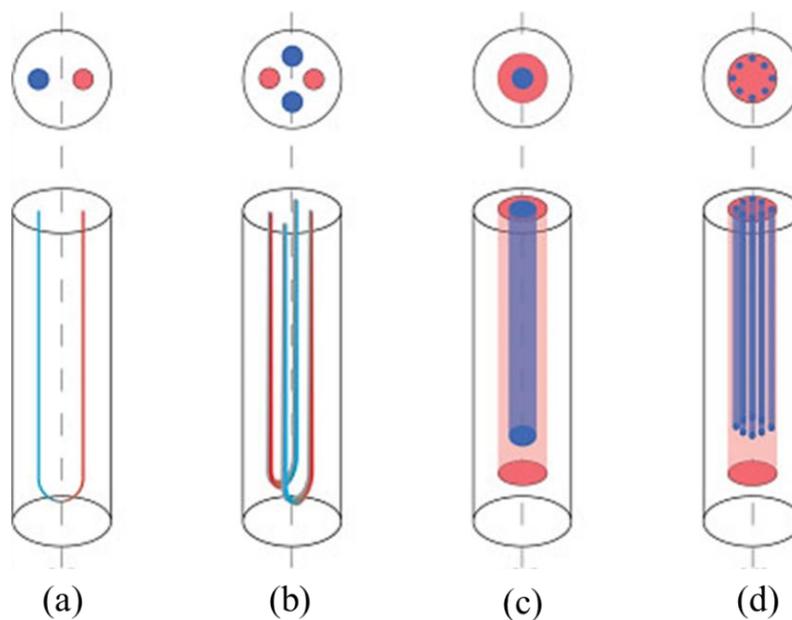


Figura 42. ICG vertical: (a) U simple, (b) U doble, (c) concéntrica simple, (d) concéntrica compleja (Aresti, Christodoulides, & Florides, 2018).

El análisis térmico de este tipo de ICG se basa en el estudio por pozo, en el que se define por medio de una configuración transversal como se representa en la Figura 43, para el caso de un ICG vertical de U simple. Dentro de cada pozo se tiene un flujo de calor de convección del fluido a la tubería, y conducción de la pared de la tubería al relleno del pozo, a su vez el relleno presenta conducción de calor al suelo que lo rodea.

En la Figura 43 también se establece la separación entre tubos, como S , el cual es un parámetro geométrico que modifica el modo en el que se transfiere el calor de los tubos al suelo. Como se vio en la sección 2.1.3, el diseño de cualquier tipo de IC se basa en gran medida por la geometría de este, por lo cual el análisis de un ICG vertical de U simple no es igual al caso de U doble, al igual que para las otras configuraciones.

Elegir cualquier configuración depende de los requerimientos del sistema, un ICG vertical en una configuración más compleja puede llegar a reducir la profundidad de la excavación.

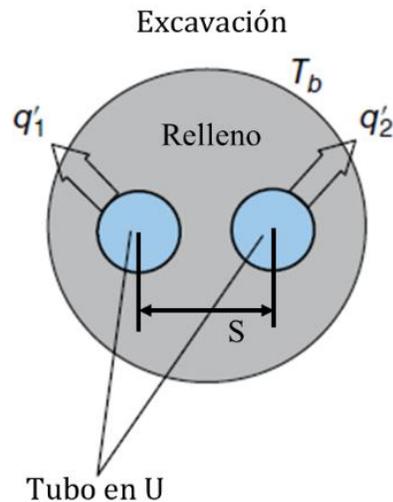


Figura 43. Corte de sección de un ICG en U simple (Chiasson, 2016).

En el capítulo 3 se desarrolla más acerca del modelado térmico del ICG vertical.

La configuración por pozos reduce el área en la que se instala el sistema, pero aumenta el costo por el uso de excavadoras. El uso de estos sistemas también implica que se lleguen a encontrar irregularidades en el suelo, como puede ser un manto acuífero subterráneo que modifique el uso del suelo y requiere replantear el uso del sistema.

Los horizontales tienen una instalación de profundidad entre 2 a 3 [m] del nivel del suelo, por lo que requieren de áreas grandes para ser instalados, con una aproximación de 35 a 60 [m²] por cada kW (Aresti, Christodoulides, & Florides, 2018). Los volúmenes de tierra que son retirados son por lo general mayores, con la ventaja de no requerir de equipos especializados como perforadoras, las cuales no son accesibles para todo proyecto. De igual forma es común el uso de rellenos especiales, como la bentonita, además del uso de tuberías de PEAD.

Tienen tres configuraciones comunes, las cuales parte de su instalación en una línea simple, Figura 44 (a), la cual es el método más sencillo de hacer este tipo de ICG. Las siguientes configuraciones corresponden a la de anillos que se ubican a nivel del suelo, o configuración slinky, Figura 44 (b); junto con la de anillos concéntricos o en espiral, Figura 44 (c). Las configuraciones tipo slinky y espiral cuentan con el beneficio de requerir de una menor área de instalación, al ser configuraciones compactas que aprovechan la elasticidad del PEAD.

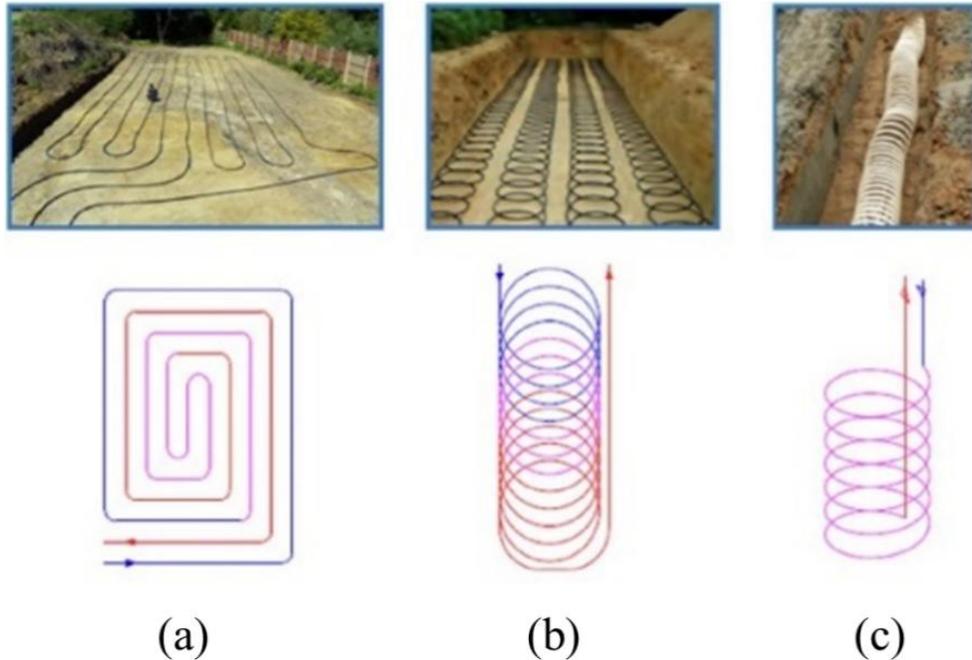


Figura 44. ICG horizontal: (a) lineal simple, (b) tipo slinky, (c) tipo espiral (Cui, y otros, 2019).

Al igual que en los modelos verticales, a partir de la configuración que se desee utilizar, se requiere de un análisis a partir de la interacción del suelo, modificando el análisis por pozos a uno por trincheras, en las que se cuenta con una longitud mucho mayor a la profundidad de la excavación. De igual forma, entre más compleja sea la configuración se complica el análisis térmico de la conducción de calor en el suelo. Los tipos slinky o espiral, requieren de un análisis térmico más riguroso, para evitar un mal dimensionamiento.

Los ICG verticales son los más usados en la actualidad, debido a los beneficios que presentan al ahorrar espacio, por lo cual se pueden hacer instalaciones de mayor potencia con este tipo de configuración, con un sistema de pozos de alrededor de 100[m] por cada tonelada de refrigeración (Cui, y otros, 2019). Por su parte, los ICG horizontales son de más utilizados en proyectos de menor potencia, o en el caso de adaptar una BC de fuente agua a una función geotérmica.

El uso de los ICG de ciclo cerrado es el más común en la actualidad, como se ve a partir del reporte de Coherent Market Insights, sobre la expansión de las BCG en el mundo, registra que del total de ICG instalados en el mundo, un 86% corresponde a los de ciclo cerrado, mientras que 14% son de ciclo abierto (CMI, 2023).

2.3. Modelo térmico del suelo

Para determinar el rendimiento de un ICG se deben establecer las condiciones del suelo en el que se instalará. Los ICG aprovechan las pocas variaciones de temperatura del suelo para mejorar la eficiencia del sistema, pero aun así se cuentan con fluctuaciones debidas a los cambios de temperatura ambiental.

El principio de la difusión de calor, visto en la sección 2.1.1, determina que la variación de la temperatura se encuentra en función del tiempo y de la distancia en la que se mide la difusión. A partir de las condiciones de frontera que establece un suelo uniforme expuesto al ambiente se determina el modelo térmico del suelo, el cual es propuesto por el trabajo de Kusuda, T. y Achenbach, P. R. (Kusuda & Achenbach, 1965), en donde a partir del valor de la temperatura superficial del suelo promedio se determina la variación periódica a distintas profundidades.

$$T(d, t) = T_s - A_s \cdot e^{\left(-d \sqrt{\frac{\omega}{\alpha_s}}\right)} \cdot \cos \left[2 \cdot \omega \cdot \left(t - t_0 - \frac{d}{2} \sqrt{\frac{1}{\omega \cdot \alpha_s}} \right) \right] \quad (30)$$

- d Profundidad en la que se obtiene la temperatura, en m .
- t Tiempo en el que se obtiene la temperatura.
- T_s Temperatura superficial del suelo, en $^{\circ}C$.
- A_s Amplitud anual de las temperaturas del suelo, en $^{\circ}C$.
- ω Frecuencia en la que se realiza la medición de temperaturas.
- t_0 Desfase temporal debido al cambio de estación climática.

Se observa la difusividad térmica, presentada en la sección 2.1.1, en la ecuación de difusión. Se obtiene a partir de las propiedades térmicas del suelo $\alpha_s = (k_s) / (C_{p,s} \cdot \rho_s)$. Hay que resaltar que en el modelo solo se toma un valor para la difusividad, el cual debe ser representativa de las propiedades reales del medio; el suelo no es siempre uniforme ni compuesto de un solo tipo de roca, requiriendo de valores promedios y, en la medida de lo posible, obtenidos por estudios locales. En el caso de no contar con la información requerida se pueden hacer aproximaciones a partir de las condiciones superficiales (el suelo más accesible), tomando valores conservadores.

Al momento de hacer la interpretación de este modelo es esencial definir la frecuencia en la que se determinan las temperaturas. Se usa habitualmente en un periodo de un año, tiempo en el que se consideran las variaciones de temperatura por los cambios estacionales. Si bien éste es la medida de tiempo más racional, también se pueden proponer intervalos más cortos (de un mes) o más largos, considerando el paso de varios años. Un aspecto importante a

considerar es la medida de tiempo para el modelo. En la práctica y en la literatura se toma de forma común el tiempo en días. De esta forma, la frecuencia utilizada es igual a $\omega = 2\pi/365$, con unidades $[1/días]$ (Kim, Lee, Yoon, & Jeon, 2017).

Todas las variables del tiempo deben acoplarse a la unidad de la frecuencia para hacer homogénea la ecuación. Esto implica que el valor de la difusividad térmica debe ser adaptado a $[m^2/días]$. En cuanto al desfase temporal t_0 , indica el tiempo requerido para que el suelo se adapte a los cambios estacionales. Por lo general se elige el día más frío del periodo de tiempo analizado (Lamarche, 2019). El valor típico usado es de 35 $[días]$ (Chiasson, 2016).

La temperatura del suelo es un dato que se obtiene a través de mediciones en el sitio, determinando el promedio de las temperaturas registradas a lo largo del periodo de tiempo establecido. En el caso de no tener registro de la temperatura del suelo, se puede usar el modelo de Krarti (Krarti, López-Alonzo, Claridge, & Kreider, 1995), el cual parte del modelo general de Kusuda y Achenbach, con una solución analítica a nivel superficial, o definido cuando $d = 0[m]$.

$$T_s = \frac{1}{h_e} \cdot [h_H \cdot T_{amb} + h_{rad} \cdot T_{cielo,p} + \beta_s \cdot G_s - c \cdot b \cdot h_s \cdot f \cdot (1 - H_r)] \quad (31)$$

- h_e Coeficiente convectivo efectivo, en $W/m^2 \cdot K$.
- h_H Coeficiente convectivo debido a la humedad, en $W/m^2 \cdot K$.
- h_{rad} Coeficiente de radiación promedio, en $W/m^2 \cdot K$.
- h_s Coeficiente convectivo del aire sobre el suelo, en $W/m^2 \cdot K$.
- T_{amb} Temperatura ambiental (de bulbo seco), en K .
- $T_{cielo,p}$ Temperatura promedio del cielo, en K .
- β_s Absortividad del suelo.
- G_s Radiación solar promedio, en W/m^2 .
- f Fracción del flujo de vapor, con rango $0 \leq f \leq 1$.
- H_r Humedad relativa promedio del aire, en decimales.

Se obtiene a partir de un balance de energía a nivel de la superficie del suelo, en el que se cuentan con diversos flujos de calor que afectan a la temperatura, Figura 45. Se observa que se definen las características de este tipo de flujos de calor a partir de la transferencia de calor, en el que se definen flujos de calor debido a la convección, tanto del aire sobre el suelo, la convección del vapor de agua. También se definen flujos de calor debido a la radiación.

La absorptividad α_s es una propiedad del suelo, la cual es particular para cada tipo de suelo. La radiación solar, la humedad relativa y la temperatura de bulbo seco son parámetros climáticos, los cuales se deben de determinar de manera local en un periodo de un año, para obtener el promedio.

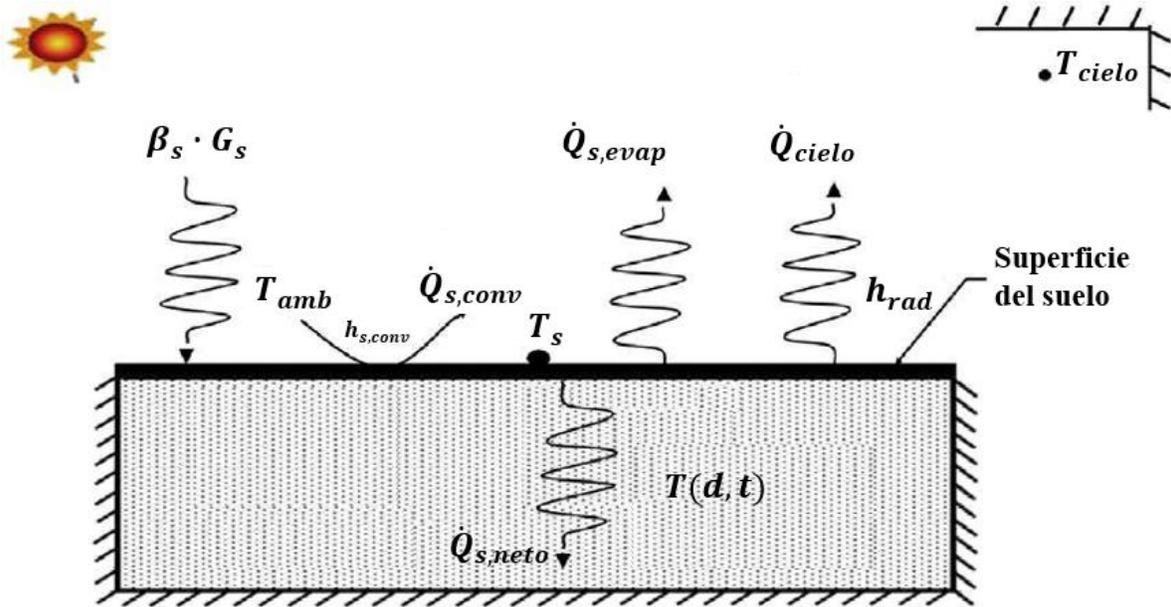


Figura 45. Principales flujos de calor que modifican la temperatura del suelo (Badache, et al., 2016)

El proceso de la evaporación del agua que contenga el suelo se relaciona con la presión requerida para cumplir este proceso. Un modelo que determina la presión de vaporización del agua, a partir de una relación directa con la temperatura ambiental, es el siguiente:

$$P_{vap} = a \cdot T_{amb} + b \quad (32)$$

a y b son coeficientes empíricos, donde $a = 103[Pa/K]$ y $b = 609[Pa]$, dentro del rango de la temperatura ambiental de $263 \leq T_{amb} \leq 303[K]$.

La fracción de flujo de vapor cuenta con un valor entre 0 y 1, el cual representa la fracción de agua del suelo que se evapora debido a las condiciones ambientales. A partir de las características del suelo que se cuente se define un valor. Krarti, M. (Krarti, López-Alonzo, Claridge, & Kreider, 1995) presenta la forma de definirlo en dos pasos.

(a) Para suelos desnudos, f es proporcional a la cantidad de humedad.

$f = 1.0$ en suelos saturados.

$f = 0.6 - 0.8$ en suelos húmedos.

$f = 0.4 - 0.5$ en suelos en un suelo común.

$f = 0.1 - 0.2$ en suelos áridos.

$f = 0.0$ en suelos secos, sin evaporación.

- (b) Para suelos con recubrimientos, la fracción f total es igual a el 70% de la fracción sin recubrimiento.

El coeficiente convectivo h_s corresponde al flujo del aire sobre el suelo, el cual se encuentra en función de la velocidad del aire v_{aire} , en $[m/s]$, con la función lineal que McAdams desarrolla en 1954 (Krtati, López-Alonzo, Claridge, & Kreider, 1995).

$$h_s = 5.7 + 3.8 \cdot v_{aire} \quad (33)$$

El coeficiente de convección efectivo es directamente proporcional al coeficiente h_s .

$$h_e = h_s \cdot (1 + c \cdot a \cdot f) \quad (34)$$

El coeficiente debido a la humedad se encuentra en función de la humedad relativa del aire.

$$h_H = h_s \cdot (1 + c \cdot a \cdot H_r \cdot f) \quad (35)$$

Donde c es un coeficiente empírico, el cual viene a partir de la solución analítica de la evaporación sobre el suelo, desarrollada por Penman, el cual es $c = 0.0168[K/Pa]$ (Krtati, López-Alonzo, Claridge, & Kreider, 1995).

El coeficiente debido a la radiación se deriva del flujo de calor por radiación, por lo cual parte del modelo de Stefan-Boltzmann, ecuación (21), con el modelo de la ecuación (36).

$$h_{rad} = \varepsilon_s \cdot \sigma \cdot (T_s - T_{cielo,p})(T_s^2 - T_{cielo,p}^2) \quad (36)$$

ε_s Emisividad del tipo de suelo.

El valor de la constante de Stefan-Boltzmann es $\sigma = 5.67 \cdot 10^{-8}[W/m^2 \cdot K^4]$. Al considerar en la ecuación anterior la propia temperatura del suelo T_s , se debe hacer un procedimiento iterativo, donde se propone primero $T_s = T_{amb}$, para después ajustar el resultado, hasta tener la convergencia de resultados.

La temperatura del cielo se determina a partir de la temperatura de bulbo seco y de la temperatura de rocío, a partir de la ecuación (37).

$$T_{cielo} = T_{amb} \cdot [0.711 + 0.0056 \cdot T_r + 0.000073 \cdot T_r^2 + 0.013 \cdot \cos(15 \cdot t_{dia})]^{0.25} \quad (37)$$

t_{dia} Tiempo de medición de la temperatura del cielo en un día, en hrs .

En donde T_{cielo} y T_{amb} se encuentran en K , mientras que T_{pr} , se utiliza en $^{\circ}C$. El tiempo de medición es un día, a partir de la media noche, $0[hrs]$, hasta las $23[hrs]$. El promedio de las temperaturas por hora determina la temperatura promedio del cielo, $T_{cielo,p}$.

En la Figura 46 se representa la variación de la temperatura en función del tiempo, a partir del modelo de Kusuda y Achenbach, expuesto a través de 5 series diferentes. La principal, de una profundidad de 0[m], o a nivel superficial, se observa la mayor variación a lo largo del año, teniendo como valor mínimo alrededor de 1.3[°C] y como máximo 18.6[°C], con una diferencia de 17.3[°C], lo cual indica cómo a nivel del suelo son significativos los cambios de la temperatura ambiental. Caso contrario es el de la serie de 10[m] de profundidad, con una variación que oscila alrededor de 0.1[°C], lo que podría considerar que a esta profundidad la temperatura no cambia; además, se observa que la temperatura tiende a los 10[°C], la cual es la temperatura del suelo T_s .

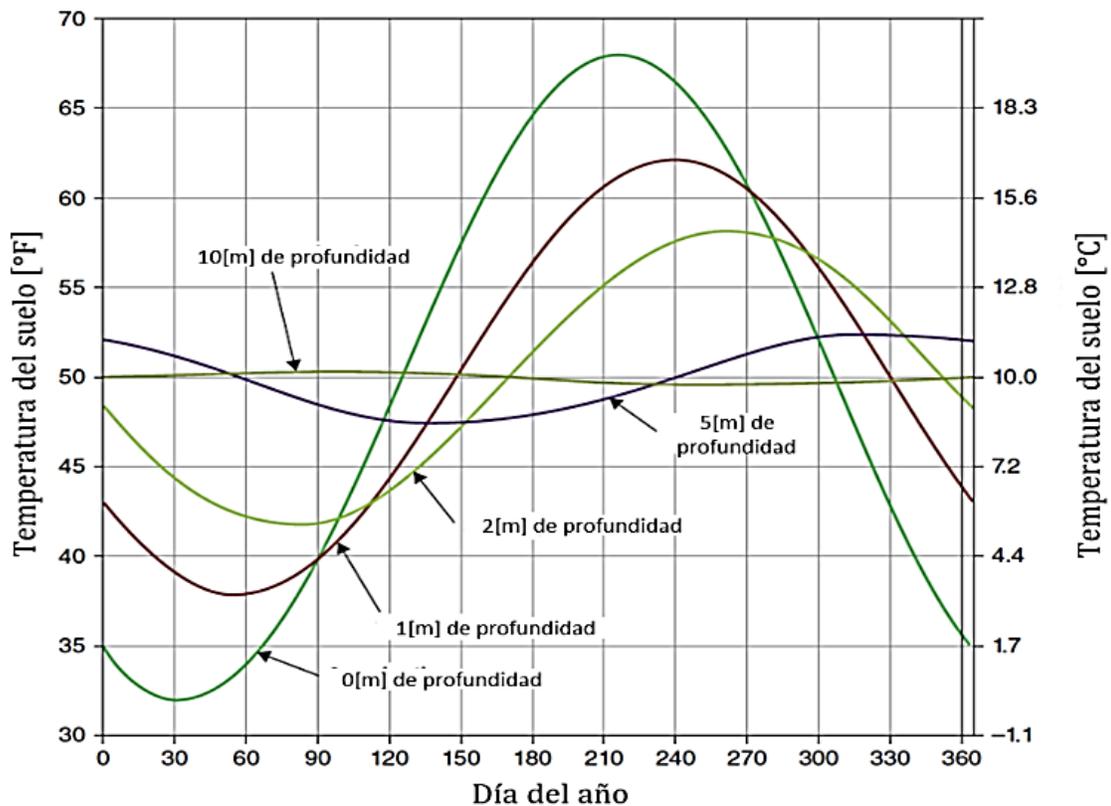


Figura 46. Variación de la temperatura respecto a los días del año (Chiasson, 2016).

En lo que respecta a las series intermedias, entre los 0[m] y 10[m], se observan condiciones intermedias, las cuales son de principal interés para el caso de los ICG de configuración horizontal, los cuales se instalan alrededor de 2[m] a 3[m] de profundidad, con lo cual se observa que sí se llegan a presentar variaciones por las condiciones del clima. Para la serie de 2[m], Figura 46, se ve que tiene como valor mínimo alrededor de 6.3[°C] y como máximo 14.2 [°C].

2.4. Modelo general de diseño de un intercambiador de calor geotérmico

El diseño de un ICG de ciclo cerrado tiene como finalidad determinar la longitud de la tubería requerida para cumplir con la función requerida, la cual cuenta con un arreglo que se propone a partir del tipo de ICG requerido.

El modelo general de diseño de un ICG parte del modelo general de un IC, ecuación (22). Para el modelo particular se enfoca el caso de la transferencia de calor de un tubo, el cual cuenta con un flujo de agua interno y se entierra en un medio uniforme, el cual es el suelo. En la Figura 47 se plantea un esquema del tubo enterrado para el ICG.

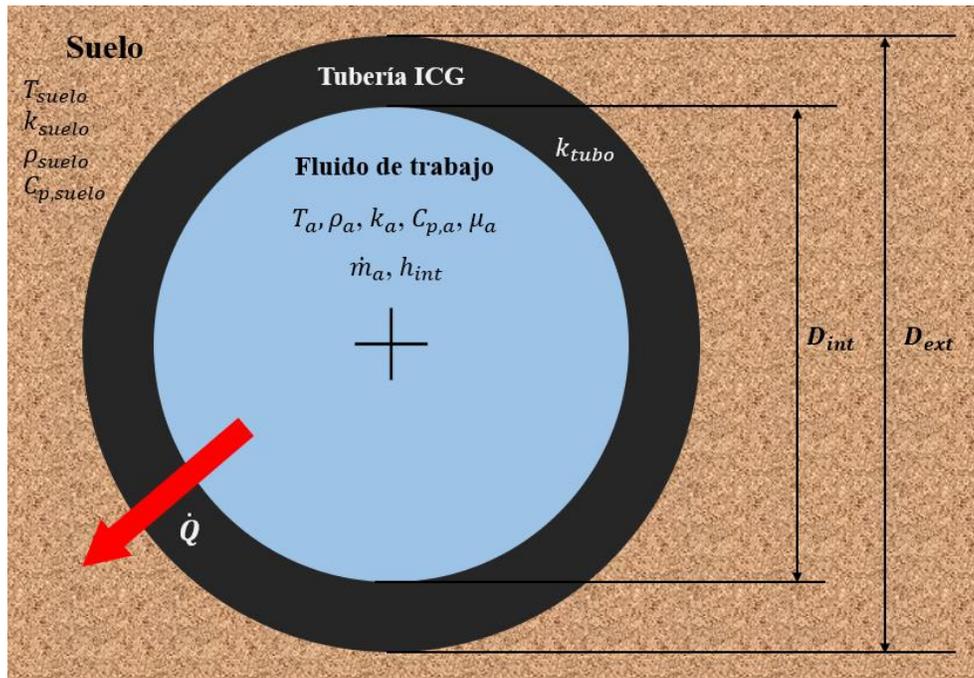


Figura 47. Corte de sección de un ICS, tubo en el suelo (elaboración propia).

En el caso del ICG, el área de transferencia de calor está dada por una tubería de diámetro continuo y longitud variable, por lo cual se simplifica la ecuación (25) de la resistencia térmica global a la ecuación (38).

$$U \cdot A = \frac{L_{ICG}}{R_{ICG}} \quad (38)$$

L_{ICG} Longitud requerida del ICG, en m .

R_{ICG} Resistencia térmica de la configuración del ICG, en $m^2 \cdot K/W$.

Por lo que el modelo general de diseño de un ICG se define a partir de la ecuación (39).

$$\dot{Q} = \frac{L_{ICG}}{R_{ICG}} \cdot \Delta T_{ml} \quad (39)$$

El flujo de calor \dot{Q} se define a partir de la operación del sistema de la BCG. A partir de la definición del flujo de calor se define la LMTD, al igual que la dirección del flujo de calor.

La resistencia térmica total del ICG, se encuentra en función de la resistencia térmica del tubo y de la resistencia térmica de la configuración elegida del ICG. La resistencia térmica del tubo parte del modelo de un IC de tubo, como se representó en la Figura 40, el cual omite el proceso de convección externa al tubo, por un segundo proceso de conducción de la pared externa del tubo al suelo. La resistencia térmica general del ICG cuenta con una aproximación diferente a partir del tipo de modelo que se plantee para el sistema. En las secciones 3.1.2.3 y 3.1.3.2 se verá a detalle el desarrollo de este sistema a partir de distintas configuraciones propuestas.

Se define la resistencia del tubo con la ecuación (40). Se tiene solo un proceso de convección, el cual es interno, pero se denomina sólo con R_{conv} sin el sufijo interno.

$$R_{tubo} = R_{conv} + R_{cond} \quad (40)$$

Para determinar el flujo de calor dentro de la tubería se debe considerar el efecto de la convección del flujo de agua sobre la pared interna del tubo. El coeficiente convectivo se obtiene a través del valor del número de Nusselt, ecuación (18). Se toma como longitud característica el diámetro interno de la tubería.

$$h_{int} = \frac{Nu \cdot k_a}{D_{int}} \quad (41)$$

La resistencia térmica debido a la convección parte de la ecuación (27), en donde, del área de transferencia se simplifica por no considerar la longitud de la tubería.

$$R_{conv} = \frac{1}{\pi \cdot D_{int} \cdot h_{int}} \quad (42)$$

El efecto de la conducción a través de la pared del tubo también genera una resistencia de conducción, la cual se obtiene a través de la ecuación (28), el cual aplicado al caso de una tubería es igual a la ecuación (43).

$$R_{cond} = \frac{\ln\left(\frac{D_{ext}}{D_{int}}\right)}{2 \cdot \pi \cdot k_{tubo}} \quad (43)$$

La longitud total del ICG es directamente proporcional al flujo de calor y a la resistencia térmica que se genera en su interacción con el suelo, lo que indica que se debe de elegir en mayor medida una configuración que genere una menor resistencia.

2.5. Conclusiones del capítulo

El diseño de un ICG parte del principio de diseño térmico-hidráulico de cualquier tipo de IC, que se fundamenta en los principios de la transferencia de calor. Los fenómenos de conducción y convección serán los más relevantes en el diseño general de los IC, en donde se presta mayor atención a la difusión en el ICG, al plantearse como un sistema dentro de un medio sólido como el suelo, del cual se extrae o se disipa calor.

A partir de la configuración del ICG que se pretenda utilizar se establecen los requerimientos generales del proyecto. Si se trata de un ICG de ciclo abierto es importante conocer las condiciones del agua extraída, además de contar con estudios que permitan reconocer que el manto subterráneo es capaz de abastecer el requerimiento de la BCG.

En el caso de los ICG de ciclo cerrado se habla de dos configuraciones importantes: vertical y horizontal. Los verticales son de preferencia en lugares con poca área de instalación, acoplados a equipos o sistemas de BC de mayor potencia, con el inconveniente de ser propuestas que requieren de equipos especializados, como lo son las excavadoras de pozos, las cuales pueden aumentar el costo del proyecto. Los horizontales son recomendados en proyectos de menor potencia, en el caso de contar con las condiciones de área que se requieran; al tener excavaciones de menor profundidad se hace necesario también el modelo térmico del suelo, el cual determina la variación de la temperatura a partir de las condiciones climáticas externas, las cuales son relevantes en las excavaciones menores a 10[m].

En el diseño del ICG se requiere determinar la longitud de la tubería que se instalará en el suelo, la cual se encuentra en función del calor que se absorbe o disipa y de la resistencia térmica generada por la configuración escogida. Es preferible buscar modelos con menor resistencia, lo cual presentaría diseños de menor longitud, haciendo más eficiente el diseño general de la instalación de la BCG.

Ya se había comentado la importancia de un diseño eficiente del ICG para tener el mejor rendimiento de la BCG, por lo cual se aproximó en este capítulo en sus condiciones de diseño, de manera básica.

3. DISEÑO DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR SUBTERRÁNEO

En este capítulo se desarrolla el método de diseño de un ICS en un caso práctico, con lo que se busca definir la o las variables más relevantes en el proceso de diseño. Se comienzan estableciendo un escenario de diseño con requerimientos previamente definidos. Los parámetros de diseño se basan en condiciones climáticas y definen el modo de operación de la BCG, para determinar la selección del equipo adecuado y del sistema del ICS apropiado

Es la prioridad establecer la operación de un sistema de intercambio con el suelo de ciclo cerrado, en el cual se busca el modelo más eficiente, además de aquel que represente un proyecto más atractivo para ser implementado y evaluado. Se prosigue con el método de diseño del ICS, el cual requiere de realizar un diseño térmico, junto con un perfil térmico del suelo, por lo cual se hace uso de los modelos que se han presentado en el capítulo 2.

3.1. Proceso de diseño de un intercambiador de calor subterráneo

El primer paso para el diseño de un ICS consiste en establecer la región a climatizar. Para definir el clima externo se toma de referencia la Figura 48, en la que se presentan los ocho tipos de climas posibles por región en México (Prieto, 2015), los cuales a su vez se clasifican en tres grupos: cálidos, secos y templados.



Figura 48. Regiones climáticas de México (Prieto, 2015)..

El análisis completo del ICS involucra la evaluación en las tres regiones climáticas. Para el proceso de diseño se hace la elección de un clima cálido, el cual se caracteriza por ser de alta humedad y temperatura, ubicado en zonas costeras de la República Mexicana.

3.1.1. Parámetros de diseño

Se definen los parámetros de diseño del ICS a partir de la capacidad del equipo BCG en el que se instala. Como se ha mencionado, el rendimiento se encuentra en relación con la carga térmica de la región a climatizar, a su vez dependiendo de las condiciones climáticas externas de la ubicación de la instalación, además del uso particular del espacio.

Se inicia con el planteamiento de una región que requiere de un total de $5[TR]$ de carga térmica para refrigeración. Más adelante se confirmará porque en una región con clima cálido no se requiere de servicio de calefacción. En este punto solo se define la carga térmica con este valor como base del diseño. Esta carga térmica puede ser equivalente a la que requiera una casa-habitación de dos pisos. La temperatura de confort se define entre $20 - 23[^\circ C]$, por lo cual se toma igual a $22[^\circ C]$.

En la propuesta se prioriza el diseño de un sistema de ciclo cerrado, debido a que se trata de una propuesta en la que se no se cuenta con la información necesaria para asegurar la presencia de un manto subterráneo del cual extraer agua para un sistema BCG de ciclo abierto. La propuesta de análisis considera la configuración vertical y horizontal, introducidos en la sección 2.2.2. La Tabla 5 presenta un resumen de las condiciones de diseño para el sistema ICS.

Tabla 5. Características generales del sistema de la BCG (elaboración propia).

Características	
Región climática	Clima cálido
Carga térmica	$5[TR]$
Temperatura de confort	$22[^\circ C]$
Operación	Solo refrigeración (disipación de calor).
Tipo de ICS	Ciclo cerrado: horizontal y vertical.

La información climática se obtiene de la página **Power Data Access Viewer**. Se toma el registro del año 2023, obteniendo los parámetros que se muestran en la Tabla 6, los cuales se obtienen de forma horaria. La información se presenta a partir del promedio de todos los datos registrados, además del valor máximo y mínimo registrado para cada uno.

Tabla 6. Parámetros climáticos de clima cálido (elaboración propia).

Parámetro		Promedio	Máximo	Mínimo	Amplitud
Temperatura ambiental (bubo seco)	$^\circ C$	27.78	33.33	20.96	12.37
Temperatura de bulbo húmedo	$^\circ C$	25.78	29.54	18.85	10.66
Temperatura de rocío	$^\circ C$	23.77	28.16	14.09	14.07
Presión atmosférica	kPa	101.33	102.27	100.14	2.13
Humedad relativa	%	79.18	94.06	45.12	48.94
Velocidad del viento	m/s	2.98	6.05	0.14	5.91
Radiación solar	W/m^2	125.96	468.10	0.0	468.10

En los siguientes apartados se irá observando la utilidad de los parámetros obtenidos.

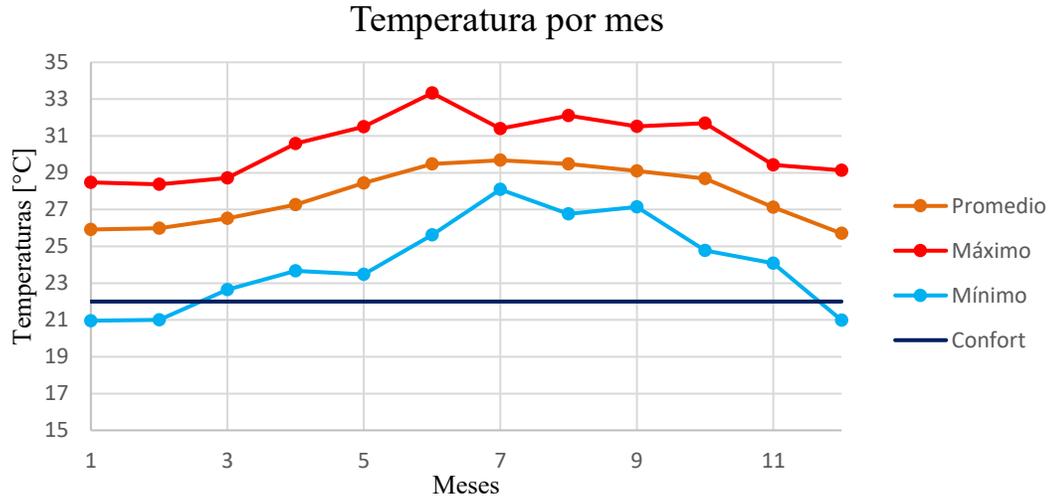


Figura 49. Variación de la temperatura ambiental por mes (elaboración propia).

A partir de la información de los parámetros climáticos se hacen las primeras observaciones, en las que cobra relevancia la temperatura ambiental, la cual es en promedio $27.78[°C]$, la cual es alrededor de $\sim 5[°C]$ mayor a la temperatura de confort requerida en la vivienda. En la Figura 49, con datos de la Tabla 7, se presentan las temperaturas promedio por mes.

Tabla 7. Temperatura ambiental promedio por mes (elaboración propia).

Mes	Promedio	Máxima	Mínima
enero	25.92	28.47	20.96
febrero	25.98	28.37	21.01
marzo	26.52	28.71	22.65
abril	27.26	30.58	23.67
mayo	28.43	31.50	23.47
junio	29.47	33.33	25.63
julio	29.68	31.40	28.09
agosto	29.47	32.10	26.76
septiembre	29.10	31.51	27.15
octubre	28.69	31.69	24.77
noviembre	27.12	29.42	24.09
diciembre	25.70	29.14	20.98

Se observan los valores de temperatura máxima y mínima registrada por hora en el sitio, manteniendo el promedio por encima del valor de la temperatura de confort, lo cual asegura que se requiere de una operación de refrigeración continua de la BCG. El diseño del ICS se centra en el proceso de disipar calor en el suelo.

3.1.1.1. Selección de la bomba de calor

En la sección 3.1.1 se especificó la carga térmica de diseño, igual a $5[TR] = 60[kBTU/hr]$, A partir de este valor se hace una búsqueda a través de diferentes proveedores de BC, las cuales tengan las características que se detallan en la sección 1.1.5.3, en la que se mencionó que debe ser una BC de fuente agua, idealmente con distribución de aire, o BC agua-aire, la cual se acopla al ICS para tener una BCG.

Entre las opciones posibles dispuestas en el mercado se selecciona un modelo de la marca Bosch Thermotechnology, modelo RE060, utilizada para aplicaciones residenciales de baja carga térmica. Es también una BC de fuente agua capaz de ser utilizada en instalaciones geotérmicas (Bosch, 2024), con las características comerciales principales de la Tabla 8.

Tabla 8. Detalles generales del producto BC serie RF (Bosch, 2024).

Bosch Thermotechnology, modelo RF060	
Modelo	RF060-1VTC-LLBADA-XGGXX7XXXX4XXXXSBA
Configuración	Vertical
Carga	Completa
Refrigerante	R-454B

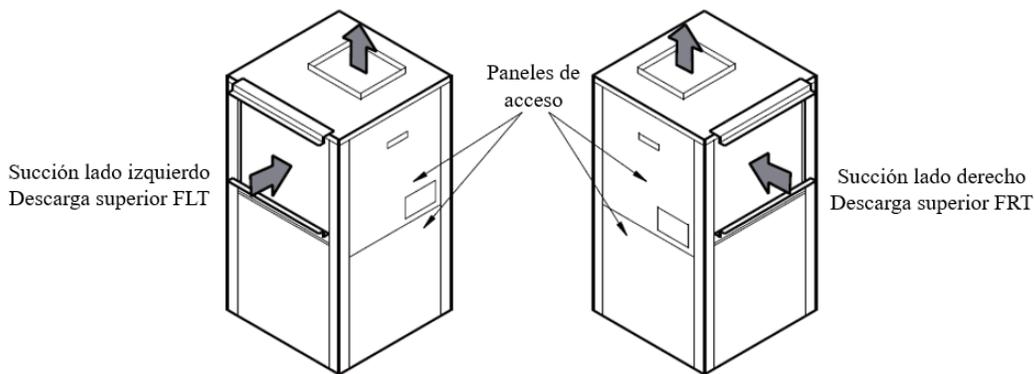


Figura 50. Configuración vertical de un modelo RF (Bosch, 2024).

Del modelo seleccionado se obtienen los parámetros de operación generales del equipo, en la Tabla 9, a partir de las características de la Tabla 8. La Figura 50 es un esquema de la BC seleccionada, mostrando la dirección del flujo de aire y la descarga en la parte superior.

Tabla 9. Modelo Bosch RF060 (Bosch, 2024).

Bomba de calor acoplada a un ciclo cerrado					
Refrigeración 77[°F]		Calefacción 32[°F]		Flujo de aire	Flujo de agua
Capacidad	EER	Capacidad	COP		
<i>BTU/hr</i>		<i>BTU/hr</i>		<i>cfm</i>	<i>gpm</i>
62,000	16	47,000	3.7	2,000	15

Para determinar las condiciones de operación particulares del sistema se debe determinar la temperatura del flujo de agua a la entrada de la BCG. Un principio importante es que la temperatura mínima a la que se puede enfriar el agua en el ICS es la temperatura de la superficie del suelo, a la profundidad indicada. En la sección 3.1.1.2 se obtiene el perfil térmico del suelo, con el cual también se establece la temperatura promedio del suelo, la cual es de alrededor de 17[°C].

De esta forma se debe elegir para la operación de la BCG una temperatura de entrada del flujo de agua mayor a 17[°C], o alrededor de 64[°F]. A partir de un flujo de agua que entra a 32.22[°C] (90[°F]) se tienen los datos recuperados en la Tabla 10

Se determinan los rangos de operación del equipo a partir del flujo volumétrico, el cual se expresa en galones por minuto (*gpm*). La temperatura en la que entra el aire es relevante también, al ser el fluido al que se retira calor y produce el efecto refrigerante en el recinto. Por lo tanto, se debe establecer la relación entre la temperatura de bulbo seco y la de bulbo húmedo.

Se observa que en el trabajo de entrada es igual en todos los casos, lo que indica la operación del compresor. Lo que se encuentra en variación son los flujos de calor del ciclo, tanto de evaporación como de condensación.

Tabla 10. Parámetros de operación en modo refrigeración, modelo RF060, con datos de (Bosch, 2024).

T_{ent}	\dot{V}_a	T_{BS}/T_{BH}	Q_{total}	Q_{evap}	Q_{cond}	W_{total}	<i>EER</i>
°F	<i>gpm</i>	°F	kBTU/hr	kBTU/hr	kBTU/hr	kW	
90	14.5	75/63	57.9	46.7	71.2	4.3	13.5
		80/67	62	48.3	75.5	4.3	14.4
		85/71	66.2	49.8	79.8	4.3	15.2
	15	75/63	58.1	46.7	71.3	4.3	13.6
		80/67	62.1	48.3	75.5	4.3	14.5
		85/71	66.3	49.8	79.9	4.3	15.3
	15.5	75/63	58.2	46.8	71.3	4.3	13.7
		80/67	62.2	48.4	75.6	4.3	14.5
		85/71	66.4	49.9	79.9	4.3	15.4

A través de la Tabla 6 se conoce la temperatura de bulbo seco y húmedo promedio: $T_{BS} = 82.02[°F]$ y $T_{BH} = 78.41[°F]$. Se toma a la T_{BS} como el factor más relevante, por lo tanto, se elige la relación $T_{BS}/T_{BH} = 80/67$ como la adecuada para el sistema. En cuanto al caudal se elige 14.5[*gpm*], ya que con esta característica Q_{cond} , es el menor de las tres opciones de caudal. Se definen en SI las condiciones de operación de la BCG, Tabla 11.

Tabla 11. Condiciones de operación de la BCG, modelo RF060 (elaboración propia).

Condiciones de operación de la BCG		
Capacidad total de la BCG, \dot{Q}_{BC}	5.17	TR
	18,170.41	W
Calor condensado, \dot{Q}_{cond}	6.29	TR
	22,126.87	W
Potencia de trabajo, \dot{W}_{total}	4,300	W
COP_{ref}	4.22	-
Caudal, \dot{V}_a	0.91	L/s
	0.0009	m ³ /s
Flujo másico, \dot{m}_a	0.91	kg/s
Temperatura de entrada, $T_{BC,ent}$	32.22	°C
Temperatura de salida, $T_{BC,sal}$	38.03	°C

La equivalencia para la potencia del equipo es $1[TR] = 12,000[BTU/hr] = 3,516.85[W]$. En el caso del caudal, $1[gpm] = 3.79[L/min]$. El COP_{ref} se obtiene de la ecuación (12).

En el sistema se especifica la temperatura requerida a la entrada de la BC. Para conocer la temperatura de salida de la BC se debe hacer un balance de energía en el condensador, con la ecuación (3). Se conoce la energía disipada, \dot{Q}_{cond} , además del flujo másico, el cual es igual a $\dot{m}_a = \dot{V}_a \cdot \rho_a$, La densidad y la capacidad calorífica del agua se obtiene a temperatura ambiente. De la ecuación (3) se despeja la temperatura de entrada del agua, determinando la diferencia de temperatura requerida en el sistema.

3.1.1.2. Perfil térmico del suelo

Las variaciones de la temperatura del suelo se determinan a través del modelo de Kusuda y Achenbach (ecuación 30), visto en la sección 2.3. También se presenta el modelo para determinar la temperatura superficial del suelo, para la cual se requiere de conocer la temperatura del cielo, la cual se encuentra en función de la temperatura de rocío y del tiempo, el cual corresponde a un día, o 24 horas, determinando la temperatura promedio, $T_{cielo,p}$.

Para determinar las propiedades térmicas se hace necesario determinar el tipo de suelo con el que se cuenta. Se definen las propiedades del suelo a partir de un valor promedio utilizado según se revisó en las referencias (Kavanaugh & Rafferty, 2014). Los datos se presentan en la Tabla 12.

La difusividad del suelo se obtiene a partir de la conductividad térmica, la densidad y la capacidad calorífica, en la ecuación (16).

Tabla 12. Características y propiedades del suelo (elaboración propia).

Características del suelo		
Nombre	Caliza	
Tipo de suelo	Húmedo	
Fase en STP	Sólido	
Densidad, ρ_s	2,750	kg/m^3
Conductividad térmica, k_s	1.3	$W/m \cdot K$
Capacidad calorífica, $C_{p,s}$	840	$J/kg \cdot K$
Difusividad del suelo, α_s	$5.62 \cdot 10^{-7}$	m^2/s
	0.0486	$m^2/días$

Para determinar la temperatura del suelo se requieren de la emisividad y la absorptividad del suelo. La emisividad del suelo se encuentra en función del agua que se evapora en su superficie, por lo que se requiere de utilizar la presión de evaporación P_{vap} , la cual se obtiene con la ecuación lineal de la sección 2.3, en hectopascales. A partir de la ecuación (44) se obtiene la emisividad de la superficie del suelo (Ortega-Farias, et al., 2000).

$$\varepsilon_s = 0.70 + 5.95 \cdot 10^{-5} \cdot P_{vap} \cdot e^{(1500/T_{amb})} \quad (44)$$

La absorptividad se obtiene por tablas, refiriendo al valor del concreto (Incropera & DeWitt, 1999). Los resultados se presentan en la Tabla 13.

Tabla 13. Propiedades complementarias del suelo (elaboración propia).

Propiedades de la radiación del suelo		
Presión de evaporación, P_{vap}	31.6056	hPa
Emisividad del suelo, ε_s	0.9748	—
Absortividad del suelo, β_s	0.88	—

La emisividad se obtiene para obtener el coeficiente de radiación promedio, el cual es un valor que se determina en función de la temperatura del suelo, por lo cual se sigue un proceso iterativo, proponiendo $T_s = 300[K]$ como temperatura del suelo inicial y corrigiendo hasta tener coincidencia en los valores.

Con las características ambientales obtenidas, presentadas en la Tabla 6, se determinan los factores para obtener la temperatura del cielo, los coeficientes convectivos y la temperatura del suelo. Los resultados se presentan en la Tabla 14. Las temperaturas se muestran en $^{\circ}C$, pero cabe aclarar que los modelos las obtienen en K .

Tabla 14. Parámetros para obtener la temperatura del suelo (elaboración propia).

Condiciones de operación de la BCG		
Temperatura del cielo promedio, $T_{cielo,p}$	18.81	°C
Coefficiente convectivo del aire sobre el suelo, h_s	26.79	$W/m^2 \cdot K$
Coefficiente convectivo debido a la humedad, h_H	56.15	$W/m^2 \cdot K$
Coefficiente convectivo efectivo, h_e	63.88	$W/m^2 \cdot K$
Coefficiente de radiación promedio, h_{rad}	5.46	$W/m^2 \cdot K$
Fracción del flujo de vapor, f	0.80	–
Temperatura del suelo, T_s	17.40	°C

La fracción de flujo de vapor se tomó igual a 0.80 al tener como característica que se trata de un suelo húmedo, además de no contar con ningún tipo de recubrimiento, por lo cual, como se vio en la sección 2.3, se toma como un suelo desnudo, teniendo el valor de 0.8 sin modificaciones.

Con el valor de la temperatura del suelo se determina el perfil térmico del suelo, con la frecuencia de medición de un año. La amplitud se toma de la temperatura ambiente, presentada en la Tabla 6. El desfase temporal se toma con el valor estándar de 35[día].

El tiempo se varía en días y la profundidad en metros. A pesar de ser una ecuación con dos incógnitas, se resuelve a partir de tomar el valor del tiempo (un día) y modificando la profundidad. Los resultados se representan en la figura 51 y figura 52.

Tabla 15. Parámetros para el perfil térmico del suelo (elaboración propia).

α_s	T_s	A_s	ω_s	t_0
$m^2/día$	°C	°C	$1/día$	día
0.06912	17.40	12.37	$\pi/365$	35

En la figura 51, la temperatura varía en función de la profundidad. Se representa el perfil térmico del suelo a partir de doce series, una por mes del año. Se observa como a la profundidad de 10[m], la variación de la temperatura es mínima, con variaciones alrededor del valor de la temperatura del suelo T_s . A menores profundidades se observan las variaciones debidas a las condiciones externas.

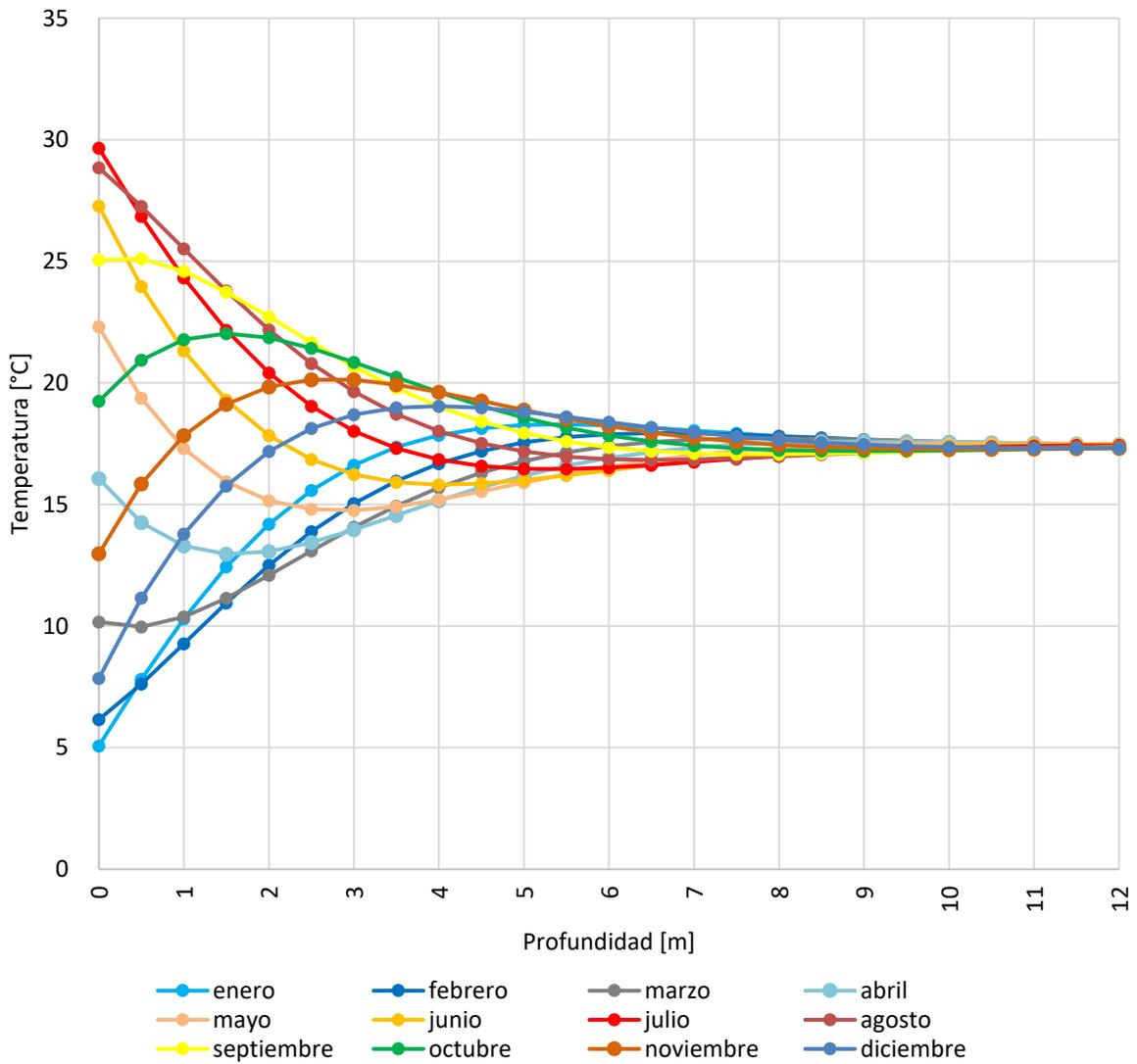


Figura 51. Variación de la temperatura del suelo respecto a la profundidad (elaboración propia).

En la figura 52, la temperatura varía en función del tiempo, medido en días de un año. Cada serie representa una profundidad diferente. En la superficie, o igual a $0[m]$, se observa la mayor diferencia de la temperatura, siendo igual a $\Delta T_{0[m]} = 24.68[^\circ C]$. Caso contrario se observa en la serie de $10[m]$, en la que la diferencia de la temperatura es $\Delta T_{10[m]} = 0.36[^\circ C]$, la cual es muy pequeña, por lo tanto, despreciable. En las series intermedias se muestran oscilaciones menores, además que se observa también como a medida que aumenta la profundidad se cuentan menores oscilaciones.

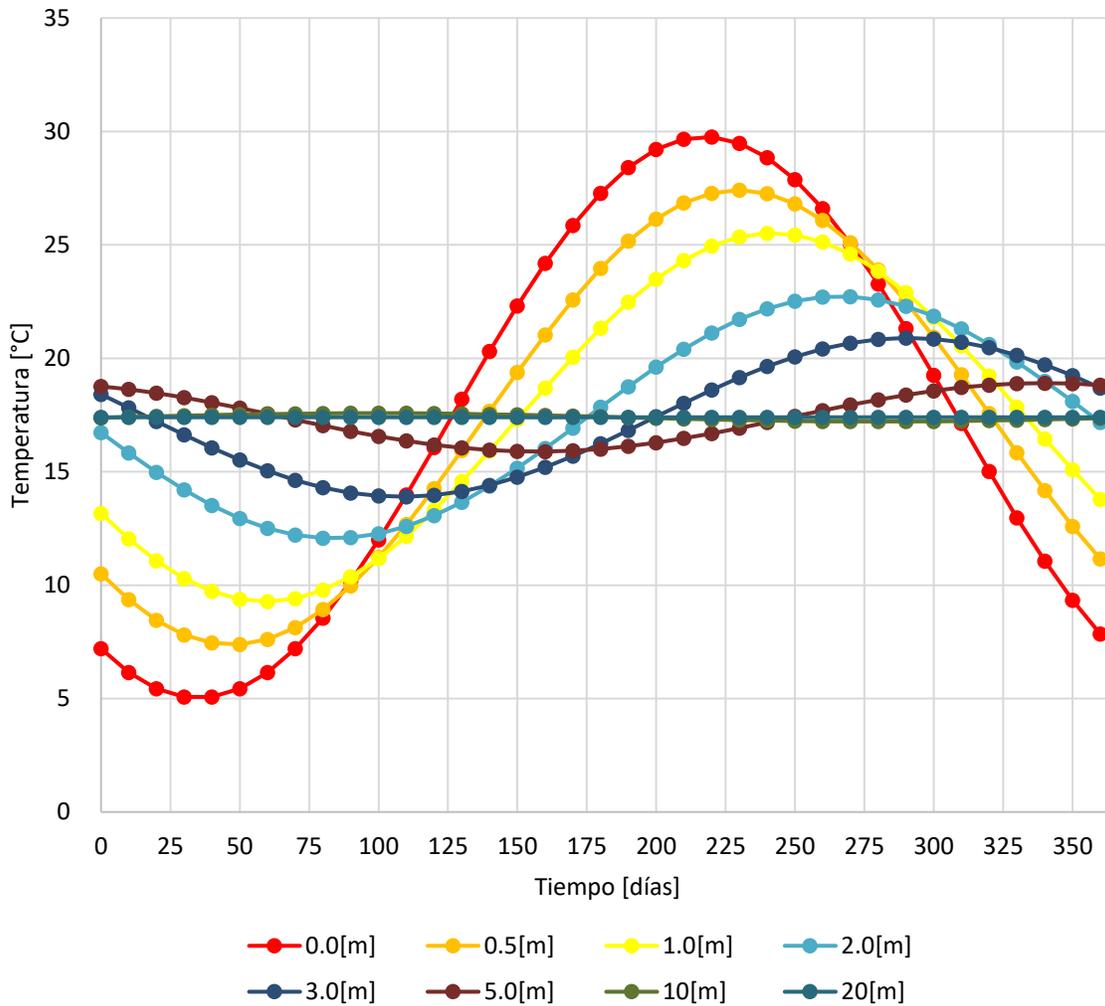


Figura 52. Variación de la temperatura del suelo respecto al tiempo, a diferentes profundidades (elaboración propia).

3.1.1.3. Dimensiones del tubo y transferencia de calor interna.

El caudal del flujo de agua es una de las características más importantes del ICS, el cual fue también un factor en su elección, descrito ya en la sección 3.1.1.1. Por otro lado, es importante definir la velocidad del flujo de agua, la cual cuenta con un rango de 0.7 – 2.5[m/s]. La velocidad se determina a través de la ecuación (45).

$$v_a = \frac{\dot{V}_a}{\left(\frac{\pi}{4} \cdot D_{int}^2\right)} \quad (45)$$

\dot{V}_a Caudal de agua, en m^3/s .

D_{int} Diámetro interno, en m^2 .

Se elige tubería PEAD para el flujo de agua. Como referencia se utiliza el catálogo de productos de la empresa Tigre S. A. (Tigre, 2019). En cuanto a la cédula requerida, en la bibliografía se recomienda el uso de tubería con SDR11, o relación de radio interno 11 (Chiasson, 2016), lo cual indica que el diámetro externo total es igual a 11 veces el espesor del tubo. También se recomienda el uso de tubería con PN16, lo cual indica que la presión interna máxima que soporta el tubo es igual a $16[MPa]$. El calibre se representa con parte el diámetro nominal (DN) el cual es el diámetro externo.

Tomando de referencia la velocidad ideal que es igual a $v_{a,ideal} = 1[m/s]$, con lo cual se obtiene el diámetro requerido, con el caudal del flujo de agua, Tabla 11. Se obtiene $D_{int,ideal} = 0.034[m]$, con lo cual se elige la tubería requerida para el sistema, el cual es igual a la tubería PEAD DN40, lo que da una velocidad igual a $v_{a,DN40} = 1.09[m/s]$. En los casos en los que se requiera dividir el caudal se utilizan diferentes diámetros para mantener la velocidad ideal, por lo cual se utilizan tuberías de diferentes diámetros.

La Tabla 16 presenta la tubería requerida para el caso del caudal completo, y la tubería necesaria en caso de dividirlo. Con el diámetro interno se determina el área transversal y la velocidad del flujo de agua. Se busca una velocidad cercana al valor ideal.

Tabla 16. Tuberías de PEAD para el sistema (elaboración propia).

PEAD SDR11 PN16, caudal y velocidad del flujo						
\dot{V}_a	PEAD	D_{ext}	D_{int}	A_t	v_a	\dot{m}_a
L/s		m	m	m^2	m/s	k/s
$\dot{V} = 0.9148$	DN40	0.0400	0.0327	0.0008	1.09	0.9093
$1/2 \cdot \dot{V} = 0.4574$	DN32	0.0320	0.0262	0.000538	0.85	0.4546
$1/3 \cdot \dot{V} = 0.3049$	DN25	0.0250	0.0205	0.000329	0.93	0.3031
$1/4 \cdot \dot{V} = 0.2287$	DN20	0.0200	0.0164	0.000210	1.09	0.2273

A partir de cada tubería presentada, se obtiene la resistencia térmica de tubo, r_{tubo} , la cual se definió en la ecuación (40). Para el caso de la conducción se definen en la Tabla 16 los diámetros internos y externos. La conductividad general del PEAD es igual a $k_{PEAD} = 0.41[W/m \cdot K]$ (Chiasson, 2016).

Para determinar el número de Nusselt requerido para la ecuación (41), se utiliza el recomendado por Chiasson, A. D. (Chiasson, 2016), el cual toma como consideraciones importantes que se tiene un flujo turbulento y desarrollado dentro del tubo, posible de usar en el rango de $0.5 \leq Pr \leq 2000$ y para el número de Reynolds $3 \cdot 10^3 < Re < 5 \cdot 10^6$.

$$Nu = \frac{\left(\frac{f}{8}\right) (Re - 1000)(Pr_a)}{1 + 12.7 \left(\frac{f}{8}\right)^{1/2} (Pr_a)^{2/3}} \quad (46)$$

f Factor de fricción de Moody.

El factor de fricción se define con la ecuación (47), Cumpliendo el mismo rango para Re .

$$f = (0.790 \cdot \ln(Re) - 1.64)^{-2} \quad (47)$$

El número de Reynolds se presentó en función de la velocidad en la ecuación (19). En el flujo interno de una tubería, se obtiene a partir del flujo másico, con la ecuación (48).

$$Re = \frac{4 \cdot \dot{m}_a}{\pi \cdot \mu_a \cdot D_{int}} \quad (48)$$

Las propiedades del agua requeridas se obtienen a partir de la temperatura promedio del agua en el ICS, el cual es igual al promedio de la temperatura de entrada y salida de la BCG, presentadas en la Tabla 11, igual a 35.18[°C]. Los resultados de la resistencia térmica del tubo se presentan en la Tabla 17.

Tabla 17. Resistencia térmica del tubo (elaboración propia).

Resistencia térmica de tubo PEAD SDR11 PN16								
PEAD	\dot{m}_a	Re	f	Nu	h_{int}	R_{conv}	R_{cond}	R_{tubo}
	$\frac{kg}{s}$	-	-	-	$\frac{W}{m^2 \cdot K}$	$\frac{m \cdot K}{W}$	$\frac{m \cdot K}{W}$	$\frac{m \cdot K}{W}$
DN40	0.9093	49361.02	0.0210	277.46	5272.68	0.0018	0.0779	0.0797
DN32	0.4546	30850.64	0.0235	185.53	4407.20	0.0028	0.0779	0.0807
DN25	0.3031	26325.88	0.0244	161.86	4921.36	0.0032	0.0779	0.0811
DN20	0.2273	24680.51	0.0248	153.09	5818.38	0.0033	0.0779	0.0812

Se observa que los valores de Re para todos los casos se encuentran dentro del rango indicado, por lo cual se define que se cuenta con un flujo turbulento y completamente desarrollado dentro del tubo.

3.1.2. Intercambiador de calor subterráneo en configuración vertical

Como se había especificado, se desarrollarán diferentes propuestas para el ICS. La primera corresponde a un modelo de ciclo cerrado en configuración vertical, instalada en un pozo o excavación mayor a los 10[m] de profundidad, en configuración de U simple, Figura 42-a. En la sección 2.2.2 se mencionaron más detalles de este tipo de intercambiadores. La Figura 42 muestra más configuraciones de este tipo de intercambiadores.

3.1.2.1. Ecuación de diseño

El modelo general de diseño de un ICS de ciclo cerrado en configuración vertical parte de la base de la ecuación (39), sin embargo, se conoce en este caso del modelo presentado en la ecuación (48), para obtener la profundidad del pozo excavado en el que se instala el ICS. El modelo es desarrollado por la ASHRAE, aplicado al caso de un equipo de aire acondicionado (Kavanaugh & Rafferty, 2014):

$$L_p = \frac{\dot{Q}_a \cdot R_{s,a} + \dot{Q}_{cond} \cdot (R_p + FC_m \cdot R_{s,m} + F_{cc} \cdot R_{s,d})}{T_s - \left(\frac{T_{BC,ent} + T_{BC,sal}}{2} \right) + T_a} \quad (49)$$

\dot{Q}_{cond} Calor condensado requerido en la BCG, en W .

\dot{Q}_a Calor neto anual transferido al suelo, en W .

T_a Temperatura de ajuste debida al efecto a largo plazo, en $^{\circ}C$.

R_p Resistencia térmica a través del tubo del ICS, en $m \cdot K/W$.

R_s Resistencia térmica del suelo a la transferencia de calor, en $m \cdot K/W$.

FC_m Factor de carga mensual.

F_{cc} Factor de partición de circuito corto.

La ecuación (49) define la longitud en relación directa con el calor disipado en el suelo con el calor anual inducido al suelo. Desde el punto de vista del ICS como sistema, el flujo \dot{Q}_{cond} es negativo. De la misma forma, en el caso de la calefacción, el flujo de calor al sistema del ICS es positivo. La resistencia del suelo se obtiene a través de tres impulsos temporales, uno anual, mensual y de un periodo de medición corto, lo cual se desarrolla en la sección 3.1.2.2.

El calor neto anual transferido al suelo se relaciona con las horas de operación en que se tiene una operación neta del equipo, contando los dos modos de operación.

$$\dot{Q}_a = \frac{\dot{Q}_{cond} \cdot HEO_{ref} - \dot{Q}_{evap} \cdot HEO_{cal}}{8760} \quad (50)$$

HEO Horas efectivas de operación, en calefacción y refrigeración, en *hrs*.

El factor de carga mensual, FC_m , se determina a partir de la carga máxima de operación de la BCG y la carga máxima que el recinto requiere, $\dot{Q}_{recinto}$. Este factor es mensual ya que el cálculo de la carga máxima se hace por mes. Se determina para cada modo de operación de la BCG.

$$FC_{m,ref} = \frac{\dot{Q}_{diseño}}{\dot{Q}_{evap}} \quad (51)$$

Es recomendable que el factor de carga sea menor a uno, $FC_m < 1$, lo cual asegura que la BCG cumplirá siempre con el requerimiento de climatización. En el caso de tener $FC_m > 1$, se debe seleccionar $FC_m = 1$.

El factor de partición de circuito corto, F_{CC} , considera el caso en el que se hace la instalación del ICS en diferentes pozos con una línea de tubería continua, definido como pozos en serie, Figura 53.

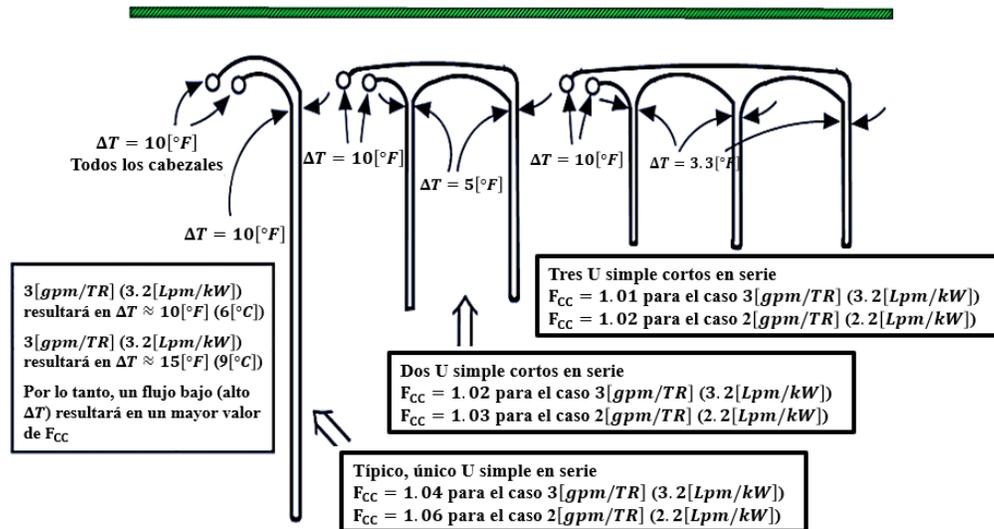


Figura 53. Factor de partición de circuito corto (Kavanaugh & Rafferty, 2014).

3.1.2.2. Resistencia térmica del intercambiador de calor subterráneo

La resistencia térmica del suelo se divide en tres efectos temporales: anual ($t_a = 8760$ [hrs]), mensual (considerando un mes de 30 días, $t_m = 720$ [hrs]) y de un periodo corto, el cual se define como un día ($t_d = 24$ [hrs]). Los efectos de la resistencia del suelo se encuentran definidos por la conductividad térmica y un factor de forma, el cual se define a partir del factor G (Chiasson, 2016), el cual tiene la aproximación analítica presentada.

$$G_f = 10^{[-0.89129+0.36081 \cdot \log(FO)-0.05508 \cdot \log^2(FO)+0.00359617 \cdot \log^3(FO)]} \quad (52)$$

En donde FO es el número de Fourier, el cual se determina con la ecuación (53).

$$FO = \frac{4 \cdot \alpha_s \cdot \tau}{D_p^2} \quad (53)$$

α_s Difusividad térmica del suelo, en m^2/s .

τ Factor de tiempo, en s .

D_p Diámetro de la perforación donde se instala el ICS, en m .

Para determinar el valor de cada una de las resistencias se sigue el procedimiento de Kavanaugh, S. y Rafferty, K. (Kavanaugh & Rafferty, 2014), en el cual se plantean tres factores temporales, los cuales deben de contar con unidades iguales a las utilizadas en la difusividad del suelo, por lo que también es posible encontrar las unidades en días.

$$\tau_1 = t_a \quad (54)$$

$$\tau_2 = t_a + t_m \quad (55)$$

$$\tau_3 = t_a + t_m + t_d \quad (56)$$

Con lo cual se definen tres números de Fourier:

$$FO_1 = \frac{4 \cdot \alpha_s \cdot \tau_3}{D_p^2} \quad (57)$$

$$FO_2 = \frac{4 \cdot \alpha_s \cdot (\tau_3 - \tau_1)}{D_p^2} \quad (58)$$

$$FO_3 = \frac{4 \cdot \alpha_s \cdot (\tau_3 - \tau_2)}{D_p^2} \quad (59)$$

De esta forma se definen los tres factores: $G_{f,1}$, $G_{f,2}$ y $G_{f,3}$; cada uno respectivo a cada número de Fourier. Las resistencias del suelo se determinan entonces de la siguiente forma:

$$R_{s,a} = \frac{G_{f,1} - G_{f,2}}{k_s} \quad (60)$$

$$R_{s,m} = \frac{G_{f,2} - G_{f,3}}{k_s} \quad (61)$$

$$R_{s,d} = \frac{G_{f,3}}{k_s} \quad (62)$$

La resistencia térmica del pozo, o la excavación, se determina a partir de la configuración del ICS. El caso más común es el uso de un intercambiador en configuración en U simple. Otras configuraciones posibles se ven en la Figura 42. En la configuración en U simple, la resistencia térmica se representa en la Figura 54, que parte del diagrama de la Figura 43.

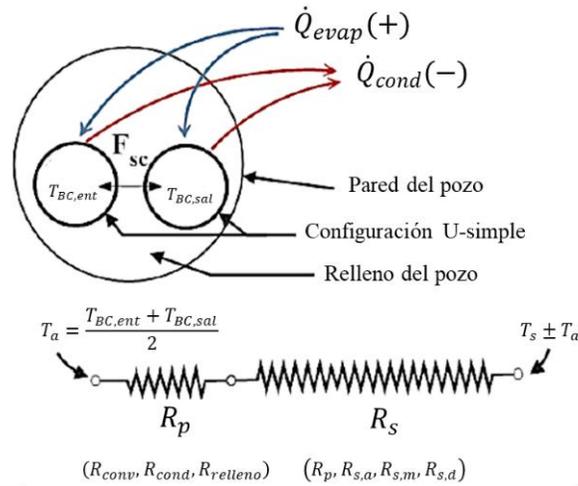


Figura 54. Resistencia térmica de un ICS en configuración U simple (Kavanaugh & Rafferty, 2014).

La resistencia térmica es la suma de los efectos del tubo y de los efectos en el relleno de la excavación.

$$R_p = R_{tubo,u} + R_{relleno} \quad (63)$$

Lo cual se define como:

$$R_{tubo,u} = \frac{R_{tubo}}{2} \quad (64)$$

Para la resistencia del relleno se establece la ecuación (65) (Kavanaugh & Rafferty, 2014).

$$R_{relleno} = \left[\beta_0 \cdot \left(\frac{D_{pozo}}{D_{ext}} \right)^{\beta_1} \cdot k_{relleno} \right]^{-1} \quad (65)$$

Con la resistencia en función de los factores β_0 y β_1 , los cuales se determinan por la configuración en la que se acomodan los tubos dentro de la excavación. La Figura 55 presenta diferentes valores de los coeficientes a partir de tres diferentes configuraciones el ICS.

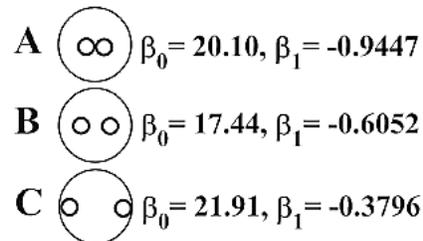


Figura 55. Factores β_0 y β_1 para diferentes configuraciones del ICS (Kavanaugh & Rafferty, 2014).

3.1.2.3. Propuesta de diseño

Para obtener la longitud requerida para el ICS se parte del modelo general de diseño de la sección 3.1.2.1. Como primera aproximación al modelo se plantea un sistema que cuenta con una única perforación, definido como un pozo, representado en la Figura 42-a, con lo cual se plantea que no se tiene valor de la temperatura de ajuste, $T_a = 0[^\circ C]$.

Para la configuración de la tubería dentro de la excavación se elige la configuración B de la Figura 55. Con esta selección se calcula la resistencia térmica del pozo, con $\beta_0 = 17.44$ y $\beta_1 = -0.6052$. Se toma como diámetro del pozo $5[in]$, lo que es igual a $0.127[m]$, el cual es un valor típico de un pozo excavado (Chiasson, 2016).

La resistencia térmica del tubo se encuentra en función del flujo másico, lo cual se presenta en la Tabla 17. En este caso se utiliza un PEAD DN40 para el ICS y para la línea de acceso, que sale de la BCG. Con las características del suelo de la Tabla 12 se pueden determinar las resistencias térmicas del ICS al suelo, como se presentó en la sección 3.1.2.2, determinando las resistencias del suelo temporales ($R_{s,a}$, $R_{s,m}$ y $R_{s,d}$). Los resultados se ven en la Tabla 18.

El factor de partición del circuito se determina de la Figura 53. En el caso de un único pozo, con la relación de $2[gpm/TR]$, es igual a 1.06. Para determinar el factor de carga se cuenta con la carga de diseño del recinto que se presenta en la Tabla 5, mientras la carga de operación de la BCG se observa en la Tabla 11, con lo cual se obtiene de la división un factor de carga de $FC_m = 0.97$. Las temperaturas de operación de la BCG $T_{BC,ent}$ y $T_{BC,sal}$ se especifican en la Tabla 11.

Para determinar el calor anual inducido se hace necesario estimar las horas de operación total del equipo en un año. Se considera el caso de $HEO_{cal} = 0$, al no tener modo de operación de refrigeración, lo cual se vio en la sección 3.1.1. Por lo tanto, el calor anual inducido al suelo

es directamente proporcional al calor condensado, teniendo un flujo negativo, que sale del sistema del ICS al medio del suelo. Las condiciones climáticas indican que a lo largo de todo el año la temperatura ambiental es mayor a la temperatura de confort, con pocas excepciones. Se elige un tiempo de 16 horas al día, con lo cual se estima un uso intermitente del equipo. Por lo tanto, es un total de 5840 horas al año en las que operará la BCG.

Tabla 18. Resistencia térmica del suelo, ICS vertical de un pozo (elaboración propia).

Resistencia térmica del suelo a diferentes plazos temporales			
Tubería para el ICS y el acceso, PEAD.		DN40	
Diámetro del pozo, D_p	0.127	[m]	
Resistencia térmica del tubo, R_{tubo}	0.0399	$m \cdot K/W$	
Coefficiente β_0	17.44	-	
Coefficiente β_1	-0.6052	-	
Resistencia térmica del relleno, $R_{relleno}$	0.0887	$m \cdot K/W$	
Resistencia térmica del pozo, R_{pozo}	0.1282	$m \cdot K/W$	
Factores temporales	τ_1	7300	días
	τ_2	7330	días
	τ_3	7331.00	días
Número de Fourier	FO_1	125666.49	–
	FO_2	531.40	–
	FO_3	17.14	–
Factor G	$G_{f,1}$	0.9844	–
	$G_{f,2}$	0.5698	–
	$G_{f,3}$	0.2998	–
Resistencia térmica del suelo	$R_{s,d}$	0.2306	$m \cdot K/W$
	$R_{s,m}$	0.2077	$m \cdot K/W$
	$R_{s,a}$	0.3189	$m \cdot K/W$

Se prosigue a obtener la longitud del ICS vertical, con los resultados de la Tabla 19.

Tabla 19. Propuesta de diseño ICS vertical de un pozo (elaboración propia).

Longitud de diseño del ICS		
Horas efectivas de operación de la BCG	5840	hrs
Calor anual inducido	14,751.24	W
Temperatura del suelo	17.40	°C
Factor de carga mensual	0.97	
Factor de partición de circuito corto	1.06	
Longitud del ICS vertical	981.84	m

Se observa que es requerido un pozo de una profundidad de alrededor de 982[m] para conseguir disipar el calor de la instalación. Se requiere de un aproximado de 1,964[m] de PEAD SDR11 DN40, por la configuración en U.

El resultado inicial es poco factible, por lo que se hacen modificaciones a la propuesta. Se plantea un sistema que se compondrá de nueve pozos en U simple, Figura 42-a, en un arreglo de tres filas por tres columnas, como se observa en la Figura 56.

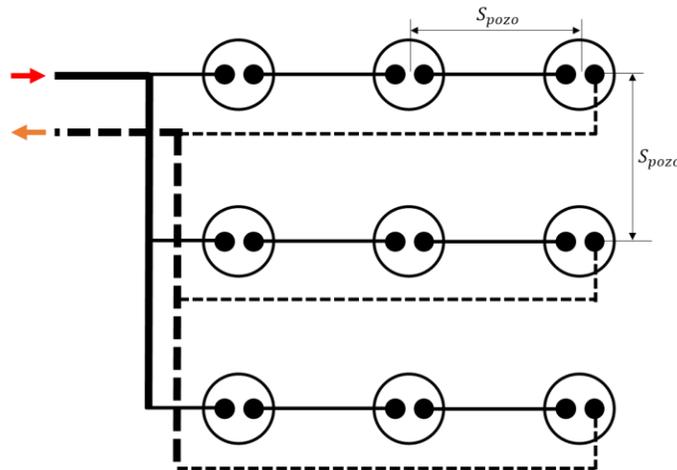


Figura 56. Arreglo del ICS de nueve pozos, vista superior (elaboración propia).

La separación entre cada pozo es, de centro a centro, igual a $S_{pozo} = 4[m]$, por lo cual se tiene un área aproximada de instalación del sistema en $64[m^2]$. La línea continua representa el suministro del agua, mientras que la línea punteada representa el retorno. Al tener que dividir el caudal en tres vías se requiere cambiar el tipo de tubería, por lo cual se plantea usar PEAD DN25, con las características que se presentan en la Tabla 16.

La resistencia térmica del relleno se determina ahora en función del diámetro del PEAD DN25, manteniendo la misma configuración, se llega a los resultados de la Tabla 20.

Tabla 20. Resistencia térmica del suelo, ICS vertical de 9 pozos (elaboración propia).

Resistencia térmica de la excavación		
Tubería para el acceso, PEAD SDR11 PN16.	DN40	
Tubería para el ICS, PEAD SDR11 PN16.	DN25	
Resistencia térmica del tubo en U simple, $R_{tubo,u}$	0.0405	$m \cdot K/W$
Resistencia térmica del tubo, R_{tubo}	0.1179	$m \cdot K/W$
Resistencia térmica del pozo, R_{pozo}	0.1584	$m \cdot K/W$

El factor de partición cambia, al tener la división del flujo de agua en tres partes, como se ve en la Figura 53, con la relación de $2[gpm/TR]$, se toma el valor de 1.02. El factor de carga se conserva al tener el mismo requerimiento térmico de la operación.

Debido a que ahora se cuenta con un arreglo de varios pozos instalados en un área se requiere la temperatura de ajuste, la cual indica que con el paso del tiempo se tendrá un calentamiento del suelo debido a la disipación de calor, lo cual se encuentra en función de la distancia y de la conductividad térmica del suelo. Se obtiene a través de un método iterativo, del cual se parte con la longitud del anterior modelo dividido entre nueve, obteniendo la temperatura de ajuste para obtener una nueva longitud, hasta coincidir con un valor de longitud final, el cual se presenta en la Tabla 21.

Tabla 21. Propuesta de diseño ICS vertical de 9 pozos (elaboración propia).

Longitud de diseño del ICS		
Temperatura del suelo	17.40	°C
Temperatura de ajuste	1.72	°C
Factor de carga mensual	0.97	
Factor de partición de circuito corto	1.02	
Longitud total del ICS vertical	1,116.10	m
Longitud para cada pozo del ICS vertical	124	m

Por lo tanto, se requiere de una instalación de 9 pozos, cada uno con un intercambiador U simple de 124[m] de longitud. La tubería requerida es alrededor de 2,232[m] de PEAD SDR11 DN25, más las líneas de acceso de PEAD SDR11 DN40.

En comparación con la primera propuesta se ve un mayor incremento del área donde se tendrá la instalación, pasando del espacio que ocupa un solo pozo, a un área de 64[m²], disminuyendo la profundidad requerida para cada ICS, teniendo una mayor longitud total requerida de tubo PEAD, pero haciendo más factible su instalación.

3.1.3. Intercambiador de calor subterráneo en configuración horizontal

Como segunda propuesta se diseña un ICS horizontal de ciclo cerrado. En éste las variaciones de la temperatura del suelo debido al clima tienen mayor efecto sobre el ICS, además que, al contar con una configuración distinta, se tienen una resistencia térmica diferente a la de un pozo. En este caso la distribución del ICS se hace a través de trincheras, de una profundidad menor (de alrededor de 1[m] a 3[m] de profundidad) y con mayor longitud horizontal. Diferentes configuraciones del ICS horizontal se ven en la Figura 44.

3.1.3.1. Ecuación de diseño

Se parte del modelo general de la ecuación (39), el cual no tiene una aplicación tan precisa en el caso de los ICS horizontales, sino que se define a partir de la configuración en la que se plantea el sistema. El modelo general para el caso del sistema en configuración horizontal requiere de la temperatura del suelo máxima $T_{s,max}$, ya que a bajas profundidades se debe tener en cuenta los cambios de temperatura debido a los cambios ambientales.

$$L_{trinch} = \dot{m}_a \cdot C_{p,a} \cdot R_{trinch} \cdot \ln \left(\frac{T_{BC,ent} - T_{s,max}}{T_{BC,sal} - T_{s,max}} \right) \quad (66)$$

L_{trinch} Longitud de la trinchera para disipar el calor en el suelo, en m .

R_{trinch} Resistencia térmica de la trinchera, en $m \cdot K/W$.

$T_{s,max}$ Temperatura máxima del suelo a una cierta profundidad, en m .

Se determina la LMTD a partir de un flujo que reduce su temperatura, tendiendo a una temperatura inferior que se mantiene constante a lo largo de la longitud del IC, lo cual se representa en la Figura 57. Por lo cual la expresión de la LMTD es similar a la que se vio en la ecuación (24), la cual se indicaba para el caso del intercambio de calor de dos fluidos, en donde uno se encontraba en cambio de fase.

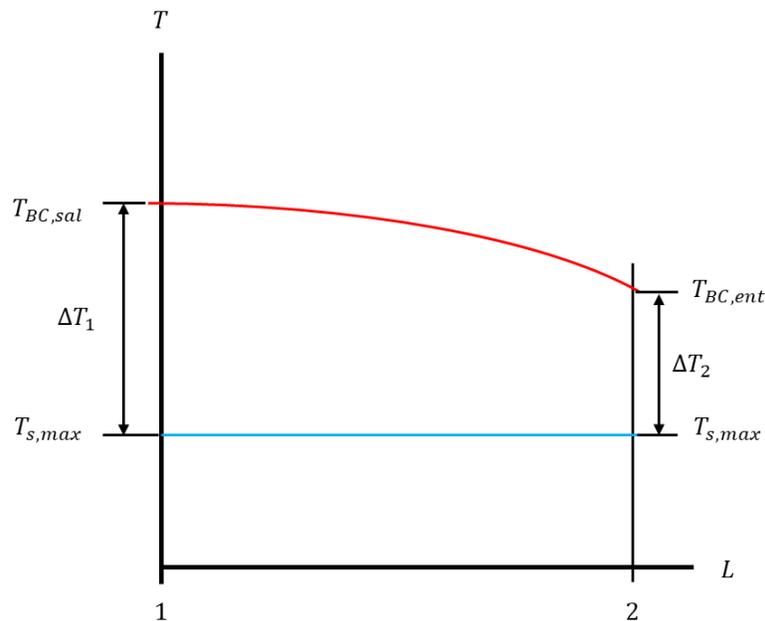


Figura 57. LMTD del ICS (elaboración propia).

En este caso la ecuación (67) describe el proceso de disipación de calor.

$$\Delta T_{lm,s} = \frac{T_{sal} - T_{ent}}{\ln\left(\frac{T_{sal} - T_{s,max}}{T_{ent} - T_{s,max}}\right)} \quad (67)$$

Las temperaturas de operación de la BCG se definen en las características del equipo. La temperatura del suelo se selecciona como la mayor temperatura en la profundidad en la que se instalará el ICS horizontal, lo que determina la condición menos favorable para el diseño. Se recurre al uso del perfil térmico del suelo para observar la variación de la temperatura a profundidades someras.

La resistencia térmica de la trinchera se encuentra en función de la resistencia térmica por convección dentro del tubo, por la conducción en la pared del tubo y en la conducción al suelo, similar al caso del ICS vertical. En este caso solo se considera una resistencia estática, que no tiene influencia en el paso del tiempo.

3.1.3.2. Resistencia térmica del intercambiador de calor subterráneo

La resistencia térmica del suelo se obtiene del efecto total de la configuración del tubo enterrado en el medio, como se observa en la Figura 47, además del arreglo inherente que se propone para su instalación. En este caso, se plantea el diseño de un ICS horizontal recto, el cual se instala a lo largo de trincheras. La forma principal de una trinchera es igual a la que se ve en la Figura 61, considerando el caso de una sola trinchera.

Los modelos analíticos que determinan la resistencia térmica se basan en el trabajo de Hellström, G (Hellström, 1991), para tubería en el suelo. Chiasson, A. D. (Chiasson, 2016) recupera sus resultados, que presentan la resistencia total del ICS horizontal en el suelo, el cual está en función de dos resistencias intermedias: la resistencia efectiva intermedia R'_{sf} y la resistencia térmica interna del suelo R'_a , a través de la siguiente ecuación.

$$R_{trinch} = R_{sf} + \frac{1}{3} \cdot \frac{1}{R_a} \cdot \left(\frac{L_{tr}}{C}\right)^2 \quad (68)$$

R_{sf} Resistencia térmica efectiva del ICS, en $m \cdot K/W$.

R_a Resistencia térmica interna del suelo, en $m \cdot K/W$.

L_{trinch} Longitud de la trinchera, en m .

C Tasa de capacidad calorífica del fluido, en W/K .

La tasa de capacidad calorífica del fluido se define con la ecuación (69).

$$C = \dot{m}_a \cdot C_{p,a} \quad (69)$$

Las resistencias intermedias se presentan a partir de tres configuraciones posibles, basadas en la básica de un tubo en U horizontal, distribuido en una trinchera, definida como configuración de dos tubos por trinchera, o 2TPT. La segunda corresponde a una de doble U, de cuatro tubos por trinchera (4TPT). La tercera indica una triple U, definidos como seis tubos por trinchera (6TPT). A partir de cada configuración se tienen los siguientes modelos, con una representación del corte de sección de cada uno.

Configuración 2TPT:

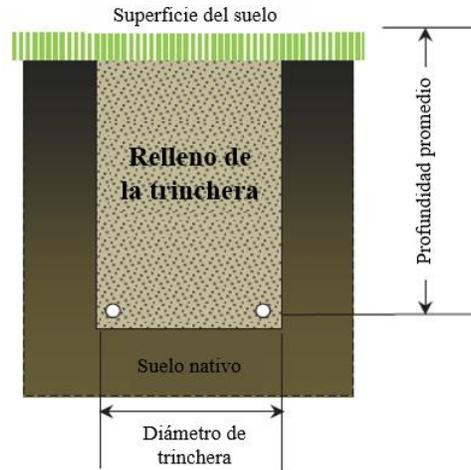


Figura 58. ICS horizontal 2TPT, en una trinchera (Chiasson, 2016).

$$R_{sf,2TPT} = \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot k_r} \cdot \left[\ln\left(\frac{r_{tr}}{r_{ext}}\right) - \frac{3}{4} + b^2 - \frac{1}{2} \ln(1 - b^4) - \frac{1}{2} \ln\left(\frac{B_u}{r_{ext}}\right) \right] + \frac{R_{tubo}}{2} \quad (70)$$

$$R_{a,2TPT} = \frac{1}{\pi \cdot k_r} \cdot \left[\ln\left(\frac{2 \cdot b \cdot r_{tr}}{r_{ext}}\right) - \ln\left(\frac{1 - b^2}{1 + b^2}\right) \right] + 2 \cdot R_{tubo} \quad (71)$$

Configuración 4TPT:

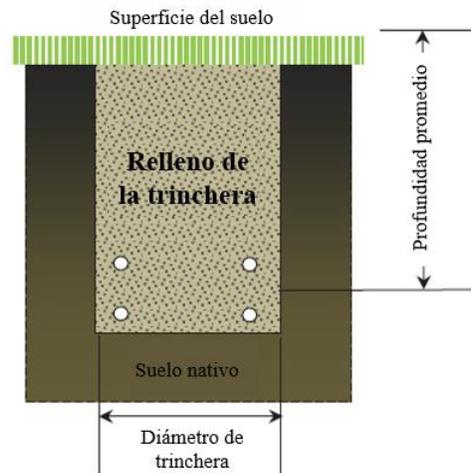


Figura 59. ICS horizontal 4TPT, en una trinchera (Chiasson, 2016).

$$R_{sf,4TPT} = \frac{1}{2\pi \cdot k_r} \cdot \left[\ln\left(\frac{r_{tr}}{r_{ext}}\right) - \frac{3}{4} + b^2 - \frac{1}{4} \ln(1 - b^8) - \frac{1}{2} \ln\left(\frac{\sqrt{2}b \cdot r_{tr}}{r_{ext}}\right) - \frac{1}{4} \ln\left(\frac{2b \cdot r_{tr}}{r_{ext}}\right) \right] + \frac{R_{tubo}}{4} \quad (72)$$

$$R_{a,4TPT} = \frac{1}{\pi \cdot k_r} \cdot \left[\ln\left(\frac{\sqrt{2} \cdot b \cdot r_{tr}}{r_{ext}}\right) - \frac{1}{2} \ln\left(\frac{2 \cdot b \cdot r_{tr}}{r_{ext}}\right) - \frac{1}{2} \ln\left(\frac{1 - b^4}{1 + b^4}\right) \right] + R_{tubo} \quad (73)$$

Configuración 6TPT:

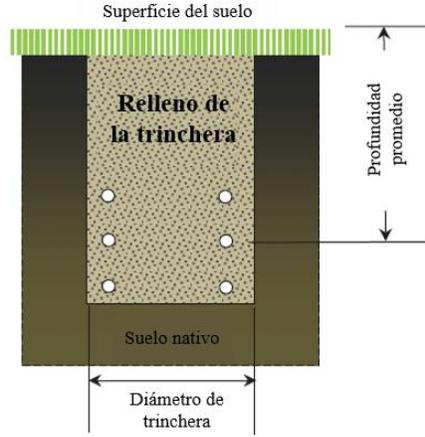


Figura 60. ICS horizontal 6TPT, en una trinchera (Chiasson, 2016).

$$R_{sf,6TPT} = \frac{1}{2\pi \cdot k_r} \cdot \left[\ln\left(\frac{r_{tr}}{r_{ext}}\right) - \frac{3}{4} + b^2 - \frac{1}{6} \ln(1 - b^{12}) - \frac{1}{3} \ln\left(\frac{b \cdot r_{tr}}{r_{ext}}\right) - \frac{1}{3} \ln\left(\frac{\sqrt{3}b \cdot r_{tr}}{r_{ext}}\right) - \frac{1}{6} \ln\left(\frac{2b \cdot r_{tr}}{r_{ext}}\right) \right] + \frac{R_{tubo}}{6} \quad (74)$$

$$R_{a,6TPT} = \frac{1}{\pi \cdot k_r} \cdot \left[\frac{2}{3} \ln\left(\frac{b \cdot r_{tr}}{r_{ext}}\right) + \frac{1}{3} \ln\left(\frac{2 \cdot b \cdot r_{tr}}{r_{ext}}\right) - \frac{2}{3} \ln\left(\frac{\sqrt{3} \cdot b \cdot r_{tr}}{r_{ext}}\right) - \frac{1}{3} \ln\left(\frac{1 - b^6}{1 + b^6}\right) \right] + \frac{2}{3} R_{tubo} \quad (75)$$

En estos modelos se presentan un gran número de parámetros que describen la geometría del ICS, además de las propiedades térmicas del medio que lo rodea, en este caso, el relleno.

- k_r Conductividad térmica del relleno de la trinchera, en $W/m \cdot K$.
- r_{tr} Radio de la trinchera, en m .
- r_{ext} Radio externo del tubo, en m .
- S Distancia entre los centros de los tubos, en m .
- b Parámetro de excentricidad.

$$b = \frac{S}{2 \cdot r_{tr}} \quad (76)$$

Se hace necesario observar que la ecuación de la resistencia del suelo se encuentra en función de la longitud, por lo cual es un dato que se propone en una primera iteración, modificándolo hasta contar con convergencia en el resultado, determinando así la longitud final de diseño.

3.1.3.3. Propuesta de diseño

Para definir la profundidad de la instalación se hace uso del perfil térmico del suelo. Al tener la BCG en modo de operación de refrigeración se debe disipar calor en el suelo, por lo cual se deben de considerar las condiciones menos favorables para el diseño, lo que significa que se toman las temperaturas máximas para cada profundidad.

Se debe de partir por tener una donde la temperatura sea menor que la temperatura de entrada al ICS (temperatura de salida de la BCG), para asegurar la diferencia de temperaturas que dan paso a la disipación de calor, $T_{suelo} < T_{BC,ent}$. En la selección de la BCG se consideró este aspecto, por lo cual se prosigue con las variaciones de la temperatura del suelo.

La Tabla 22 presenta las temperaturas máximas a diferentes profundidades del suelo, tomando como profundidad máxima de 2[m]. El sistema de trincheras se desarrollará para los tres posibles casos, 2TPT, 4TPT y 6TPT. La distancia entre centros de los tubos para cada trinchera se establece de 0.5[m], la cual es la misma separación de altura entre los niveles, como se indica en la Tabla 22. El ancho total de la trinchera se define de 0.6[m].

Tabla 22. Temperatura del suelo a diferentes profundidades (elaboración propia).

d_s	T_{max}	T_{min}	ΔT_s
m	°C	°C	°C
1.0	25.5139	9.2754	16.2385
1.5	23.9608	10.8185	13.1423
2.0	22.7189	12.0762	10.6426

En el caso de la propuesta, se omite el uso de un relleno diferente del suelo nativo, prefiriendo determinar los efectos de las propias propiedades del suelo como medio disipador. La conductividad del relleno de la trinchera es igual a la conductividad del suelo, por lo tanto, $k_{relleno} = k_s$.

Se prosigue con el cálculo de la resistencia térmica del suelo, la cual se define a partir de las propiedades del flujo de agua y de la configuración seleccionada. Los parámetros generales para la resistencia térmica se presentan en la Tabla 23, en los que se define la geometría de las trincheras.

Tabla 23. Parámetros del ICS horizontal (elaboración propia).

Parámetros geométricos del ICS horizontal		
Radio de la trinchera, r_{tr}	0.60	m
Distancia entre tubos, B_u	0.44	m
Distancia entre centro de los tubos, S :	0.50	m
Parámetro de excentricidad, b :	0.4167	
Tasa de capacidad calorífica del fluido, C	3800.19	W/K

Es importante definir que en un sistema horizontal la temperatura ambiental tiene mayor efecto en el suelo que por el calor que es disipado en el medio, por lo cual no se considera una temperatura de largo alcance como en el caso del ICS vertical, en el que se partía del concepto del valor constante de $T_{s,s}$

El proceso del cálculo de las resistencias térmicas se encuentra en función de la longitud de la trinchera para el ICS horizontal, por lo cual se requiere de un proceso iterativo donde se propone una longitud cualquiera, prosiguiendo con el remplazo de la longitud de trinchera por el dato obtenido, hasta tener convergencia en el valor. Además, se toma en cuenta el tipo de tubería que se instala, lo cual se define a partir del caudal que se requiera.

La longitud final que se obtiene corresponde a la longitud de una trinchera requerida para la disipación del calor. El arreglo del sistema se hace a través de varias trincheras, las cuales cuentan con una separación entre éstas y una longitud requerida. La Figura 61 presenta un diagrama del arreglo del ICS horizontal.

La distribución de las trincheras de longitud L_{trinch} , tienen una separación S_{tr} entre cada una, con un número N_{trinch} . Dentro de las líneas punteadas se ejemplifica el espacio de una trinchera. El largo $L_{inst} = L_{trinch}$ y ancho $H_{inst} = S \cdot N_{trinch} + S_{tr} \cdot (N_{trinch} - 1)$ son las dimensiones para determinar el área de la instalación aproximada. No se cuenta el espacio requerido para las líneas de distribución y retorno del fluido de trabajo del ICS horizontal.

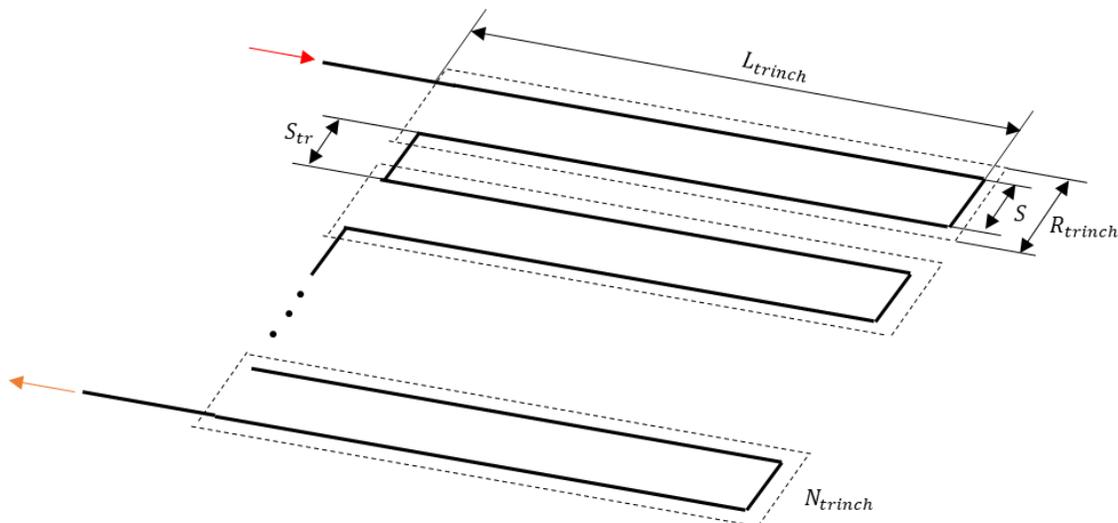


Figura 61. Diagrama general de un ICS horizontal (elaboración propia).

Como parte de la propuesta de la instalación del ICS horizontal se plantea una configuración de 10 trincheras, cuya longitud se determina con el modelo de la sección 3.1.3.1. Se plantea el sistema a través de niveles, los cuales se sobreponen a partir de la configuración requerida, siendo el caso de la configuración 2TPT el uso de un solo nivel, para 4TPT el uso de dos niveles y para 6TPT el uso de tres niveles, con lo cual se respetan las condiciones de

instalación para cada tipo de configuración; la separación entre cada nivel será de $0.5[m]$. A su vez, el caudal de cada nivel se divide en dos vías. La Figura 62 representa la configuración general para la instalación del ICS horizontal.

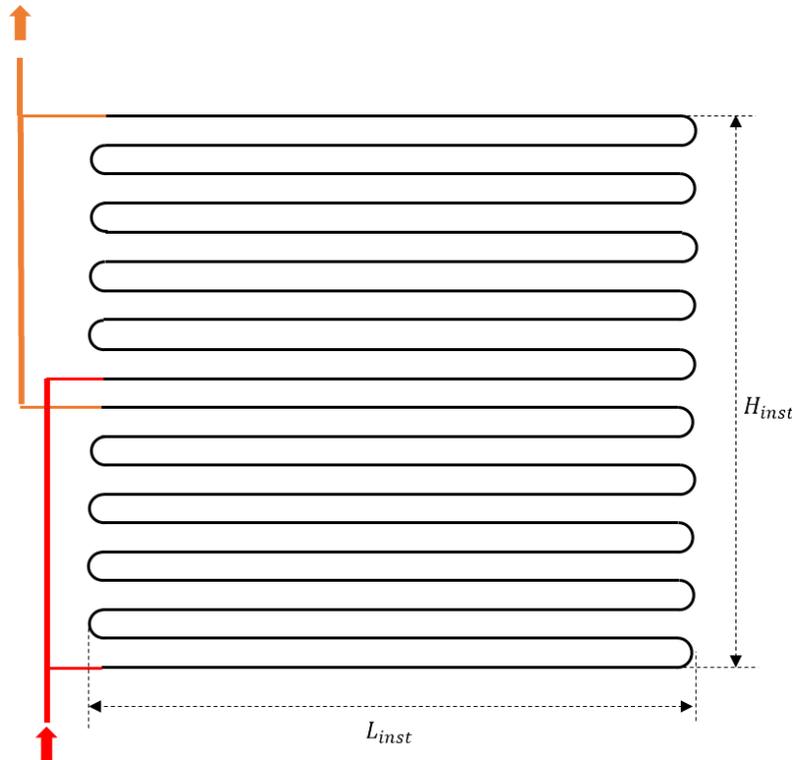


Figura 62. Diagrama de un nivel del ICS horizontal, vista superior (elaboración propia).

Dentro de los aspectos generales se establece que $N_{trinch} = 10$ y $S_{tr} = S$, por lo cual se estima un ancho igual para las tres propuestas, $H_{inst} = 9.50[m]$. Al tener la división del caudal se requiere el uso de los distintos diámetros disponibles para el sistema.

A partir de los modelos de la sección 3.1.2.2 se obtiene la resistencia térmica del suelo. La temperatura del suelo se toma como la temperatura máxima en la profundidad indicada. En los casos de 4TPT y 6TPT se tienen diferentes profundidades, por lo cual se obtiene un promedio de las dos o tres temperaturas (dado el caso) requeridas. Las temperaturas del suelo máximas se observan en la Tabla 22.

Definida la temperatura del suelo requerida se obtiene la longitud del ICS horizontal a partir del modelo de la sección 3.1.2.1, además de la longitud requerida para definir la configuración que se planteó con la Figura 62, con lo cual se obtiene a su vez el área de instalación requerida para el sistema.

Los resultados se presentan en la Tabla 24, en la que también se presenta la tubería que funcionaría de acceso al sistema, debido a que se debe de partir el flujo en dos por nivel, a su vez que se divide por el número de niveles.

Tabla 24. Características generales de tres configuraciones de ICS horizontal (elaboración propia).

Características		2TPT	4TPT	6TPT
Tubería del suministro PEAD SDR11		DN40	DN32	DN32
Tubería del ICS horizontal PEAD SDR11		DN32	DN20	DN20
Caudal de agua en el ICS, \dot{V}_a	L/s	0.4574	0.2287	0.1524
Velocidad del agua en el ICS, v_a	m/s	0.8496	1.0875	0.7250
Flujo másico del agua en el ICS, \dot{m}_a	kg/s	0.4546	0.2273	0.1515
Resistencia térmica de la trinchera, R_{trinch}	$W/m \cdot K$	0.2333	0.1012	0.0619
Temperatura máxima del suelo, T_s	$^{\circ}C$	22.72	23.34	24.06
Longitud del ICS horizontal, L_{trinch}	m	423.65	193.88	126.77
Número de trincheras, N_{trinch}	-	10	10	10
Separación entre trincheras, S_{tr}	m	0.5	0.5	0.5
Ancho de la instalación, H_{inst}	m	9.50	9.50	9.50
Largo de la instalación, L_{inst}	m	42.50	19.50	13.0
Área requerida ICS horizontal, A_{inst}	m^2	403.75	185.25	123.50

En la configuración 2TPT se requiere de un solo nivel a una profundidad de 2[m]. El ingreso es con tubería PEAD DN40. En las trincheras se divide en dos vías el flujo, por lo cual se usa tubería DN32.

En la configuración 4TPT se requiere de dos niveles, uno a 2[m] y 1.5[m] de profundidad. El ingreso al sistema es con tubería PEAD DN40, hasta el punto donde se divide en dos niveles, con lo cual se utiliza PEAD DN32. En las trincheras se divide en dos vías el flujo, por lo cual se usa tubería DN20, manteniendo la velocidad cerca a la ideal.

En la configuración 6TPT se requiere de tres niveles: a 2[m], 1.5[m] y 1[m] de profundidad. El ingreso al sistema es con tubería PEAD DN40, se divide en tres vías para el sistema, utilizado PEAD DN25. En las trincheras se divide en dos vías el flujo, con la diferencia en este caso de no contar con un diámetro disponible más pequeño que DN20, por lo cual se utiliza este mismo, con lo cual se reduce la velocidad del flujo de agua al tener solo una sexta parte del caudal total. Sin embargo, la velocidad en este sistema aún se encuentra dentro del rango de la velocidad permitida para el sistema.

A partir de la longitud calculada de una sola trinchera, la configuración 2TPT requiere una longitud de 424[m], por lo tanto, alrededor de 848[m] de tubería PEAD DN32; la configuración 4TPT requiere una trinchera de 194[m] de longitud, con alrededor de 776[m] de PEAD DN20; la configuración 6TPT requiere una trinchera de 127[m], con alrededor de 762[m] de tubería PEAD DN20.

3.1.4. Selección del intercambiador de calor subterráneo

En la Tabla 25 se hace un resumen de los modelos propuestos para el sistema de la BCG. Se presenta a partir del tipo de ICS, vertical u horizontal, de las propuestas presentadas en las secciones 3.1.2.3 y 3.1.3.3. En todas se utiliza tubería PEAD, con diferentes diámetros nominales, por lo cual se especifica el caudal para cada caso, además de la cantidad estimada de tubería necesaria para la instalación. En las dimensiones del volumen de suelo que ocupa cada ICS se toma la profundidad máxima para la instalación y el área requerida.

Tabla 25. Dimensiones generales de las propuestas de ICS (elaboración propia).

Tipo de ICS		Vertical		Horizontal		
Configuración		1 POZO	9 POZOS	2TPT	4TPT	6TPT
Tipo de PEAD SDR11		DN40	DN25	DN32	DN20	DN20
Caudal de agua, \dot{V}_a	L/s	0.9148	0.3049	0.4574	0.2287	0.1524
Profundidad máxima	m	982	124	2	2	2
Longitud calculada	m	981.84	1,116.10	423.65	193.88	126.77
Longitud del PEAD	m	1964	2,232	848	776	762
Área de instalación	m ²	0.0127	64	403.75	185.25	123.50

En cuestiones de viabilidad, el diseño vertical de 1 pozo es el menos indicado, debido a la imposibilidad de realizar un pozo con poco menos de mil metros de profundidad para la instalación; como curiosidad se observa que es el modelo con la menor área requerida, de solo un pozo de 0.127[m] (5[in]) de diámetro. Otro aspecto importante que limita la posibilidad de tener pozos más profundos como una opción técnica recae en el gradiente natural del suelo, el cual indica que se tiene un incremento en la temperatura del suelo de alrededor de 30[°C] por cada kilómetro (Fanelli, M. y Dikson, M. H., 2004), lo cual nos indicaría que la temperatura del suelo no se mantendría a los 17.40[°C] planteados en la Tabla 15, sino en alrededor de 47.40[°C], por lo cual el fluido de trabajo del ICS se encontraría ante una temperatura mayor, lo cual produce un proceso de absorción de calor en lugar de disipación en las profundidades más bajas.

La configuración ICS vertical 1 pozo es un modelo que se plantea como punto de comparación. Para una instalación en un medio con las características de la Tabla 12, que no varía sus propiedades ni su temperatura, se requieren de un pozo de 982[m] de profundidad con un ICS tipo U simple, para disipar un flujo de calor de 6.29[TR], Tabla 11. En general, la relación se presenta que la profundidad del pozo es 156.12[m/TR] o 44.4[m/kW], tomando el flujo de calor disipado.

El segundo modelo, ICS vertical 9 pozos, plantea una configuración más viable, al contar con 9 pozos de una profundidad de 124[m] cada uno. Se observa que la longitud total de diseño es mayor que el caso de 1 pozo, esto debido al ajuste de la temperatura de largo alcance

que se disipa al suelo e incrementa su temperatura con el paso del tiempo debido al calor que el sistema disipa. También se incrementa el área de instalación, en la cual se ubican los 9 pozos que conforman todo el ICS vertical.

En los diseños horizontales se observa un gran incremento en el aumento del área de instalación requerida, pero se reduce aún mucho más la profundidad, tendido en los tres casos como profundidad máxima de instalación 2.0[m]. Dependiendo de la configuración se tiene una reducción del área requerida para la instalación, siendo la configuración de 6TPT como la opción más viable del ICS horizontal.

A parte del requerimiento para la instalación del ICS, otro factor de comparación relevante es la cantidad de tubería de PEAD SDR11 requerida. De todas las propuestas, el caso del ICS vertical de 9 pozos es la que requiere de mayor cantidad de tubería. En el caso de los tres ICS horizontales se necesita de menor cantidad de tubería, siendo el menor la configuración 2TPT y la mayor de 6TPT. Entre mayor sea la cantidad de tubería para el sistema mayor potencia será necesaria para el bombeo del agua.

La configuración 6TPT requiere de una menor cantidad de área para su instalación, a pesar de requerir mayor cantidad de PEAD de las configuraciones horizontales, también corresponde a la tubería de menor diámetro nominal, DN20.

Una de las prioridades del proyecto es realizar el diseño más factible en la menor cantidad de área posible. La opción del ICS vertical de 9 pozos permite una menor área, pero al requerir de la construcción de pozos mayor a 100[m], limita su instalación. Por lo tanto, la opción elegida para el sistema del ICS es la configuración horizontal 6TPT.

3.2. Diseño del sistema de la bomba de calor

En la sección 3.1.4 se realizó la comparación entre las cinco propuestas de ICS para una BCG. Se eligió la opción de desarrollar un ICS horizontal de configuración 6TPT. En esta sección se desarrollará el sistema completo, en donde se plantean la longitud de las líneas de acceso, los cabezales de distribución del agua, las caídas de presión y la potencia total requerida para el bombeo del flujo de agua, con la selección de la bomba requerida.

El sistema general diseñado se representa a través de los planos de instalación, los cuales se adjuntan en el **APENDICE**, al final del presente trabajo. A lo largo de esta sección se harán breves referencias a los planos obtenidos, en especial para definir el arreglo propuesto. A lo largo del capítulo se hará mayor uso de esquemas que representen el sistema del ICS horizontal.

3.2.1. Descripción general del sistema

El sistema general de la instalación del ICS se define en dos partes, la primera siendo la conexión a la BCG, en donde se requiere principalmente de una bomba para generar la circulación del flujo de agua, con una válvula check y una válvula de globo para mediar el caudal. Una representación de este sistema se ve en la Figura 63.

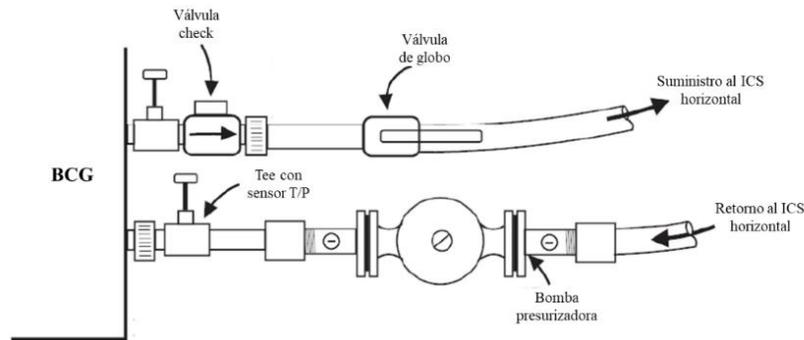


Figura 63. Diagrama conexión del ICS a la BCG (modificado de Kavanaugh, S. y Rafferty, K., 2014).

El sistema del ICS horizontal es de ciclo cerrado, por lo cual el tipo de bomba requerida es de recirculación en la que el flujo de agua dentro del sistema se encuentra en constante flujo. La salida del flujo de la BCG es la entrada al ICS horizontal, denominado suministro, mientras que el retorno del ICS horizontal es la entrada del flujo a la BCG.

El ICS horizontal, de configuración 6TPT se propone en un área de $123.50[m^2]$, con una profundidad máxima de $2[m]$ del nivel del suelo. Se propone un arreglo por tres niveles, siendo el NIVEL 1 a $1.0[m]$ de profundidad, el NIVEL 2 a $1.5[m]$ de profundidad y el NIVEL 3 a $2.0[m]$ de profundidad. Del flujo en tubería PEAD DN40 se deriva a tres vías de PEAD DN25, a partir de un cabezal de suministro y se retoma en un cabezal de retorno. De ambos cabezales se deriva a la distribución en cada nivel, en donde se tiene la tubería de PEAD DN25 a DN20, con la entrada a una de las secciones y su retorno, como se observa en la Figura 62.

Las líneas de distribución y retorno se encuentran enterradas a $0.3[m]$ de profundidad del nivel del suelo, con una separación de la casa a climatizar del ICS horizontal de $5[m]$. Los cabezales se instalan a $1.0[m]$ por encima del nivel del suelo.

Los cabezales de distribución y retorno se construyen a partir del uso de tees y codos, los cuales tienen la configuración de la Figura 64, los cuales son sujetados a una pared plana. La tubería de acceso cuenta con la longitud de la altura del cabezal más la profundidad requerida para cada caso. En cada una de las líneas, ya sea de distribución y retorno se cuenta con una válvula de bola.

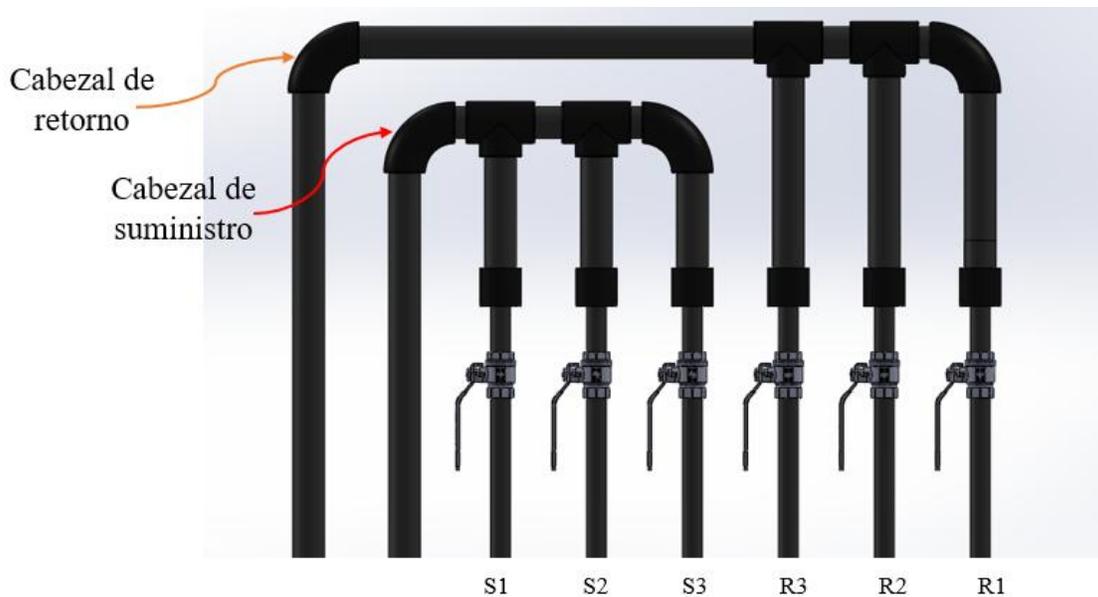


Figura 64. Diagrama cabezales de distribución y retorno (elaboración propia).

En la Figura 64 la **S** corresponde al suministro, indicando al nivel que entran, mientras que la **R** indica el retorno del nivel que salen.

3.2.2. Caída de presión.

A partir de la descripción general que se ha realizado del sistema del ICS horizontal, se plantean las pérdidas de presión que se presentan en el sistema, a partir de las líneas de flujo de agua.

El modelo general de las pérdidas de cabezal se obtiene de forma general a través de la fórmula de Darcy-Weisbach (Kavanaugh & Rafferty, 2014).

$$\Delta h = f \cdot \frac{L_s}{D_{int}} \cdot \frac{v_a^2}{2 \cdot g} \quad (77)$$

f Factor de fricción de la sección de la tubería.

L_s Longitud de la sección de tubería, en m .

D_{int} Diámetro interno de la tubería, en m .

g aceleración gravitatoria, en m/s^2 .

v_a Velocidad del agua dentro de la tubería, en m/s .

En esta ecuación se define el factor de pérdidas K del producto del factor de fricción con la relación de longitud diámetro (Crane, 1980).

$$K = f \cdot \frac{L_s}{D_{int}} \quad (78)$$

Tabla 26. Modelos de factor K para distintos complementos, elaboración propia, con datos de (Crane, 1980).

COMPLEMENTO	Formula para caída de presión
Codo estándar.	$K_{codo} = 30 \cdot f$ (79)
Tee estándar, flujo recto.	$K_{Tee,recto} = 20 \cdot f$ (80)
Tee estándar, flujo por el centro.	$K_{Tee,esquina} = 60 \cdot f$ (81)
Válvula check	$K_{Val,check} = 600 \cdot f$ (82)
Válvula de globo	$K_{Val,globo} = 340 \cdot f$ (83)
Válvula de bola	$K_{Val,bola} = 8 \cdot f$ (84)
Reducción, $45^\circ < \theta_{int} \leq 180^\circ$.	$K_{reducción} = \frac{0.5 \cdot (1 - \beta^2) \cdot \sqrt{\sin\left(\frac{\theta}{2}\right)}}{\beta^4}$ (85)
Ampliación, $45^\circ < \theta_{int} \leq 180^\circ$.	$K_{ampliación} = \frac{(1 - \beta^2)^2}{\beta^4}$ (86)
Relación de cambio de diámetro.	$\beta = \frac{d_1}{d_2}$ (87)

En el caso de componentes que no presentan una longitud, sino un cambio en la dirección del flujo, así como del diámetro de la tubería, se tienen diferentes modelos con lo que definimos el factor de pérdidas, los cuales se irán detallando a medida que se requieran.

En la Tabla 26 se detallan distintas fórmulas del factor de pérdidas de distintos complementos utilizados en el sistema. Estos se encuentran en mayor medida relacionados con el factor de fricción del flujo de agua, el cual se determinó en la Tabla 17.

El ángulo interno de la ampliación se define en un rango de $45^\circ < \theta_{int} \leq 180^\circ$, por lo cual se trata de reducciones y ampliaciones más abiertas. La relación de diámetros se define para cada caso, a partir de cómo se representa en la Figura 65.



Figura 65. Diagrama de reducción y ampliación de una tubería (Crane, 1980).

La Figura 66 muestra un diagrama general del sistema del ICS horizontal, simplificando la instalación de las trincheras, a través de la representación de las líneas de flujo. El sistema general se compone de seis secciones, la cual cuenta con cinco trincheras, por lo tanto, se requieren de dos secciones para cumplir con las 10 trincheras que el modelo propone.

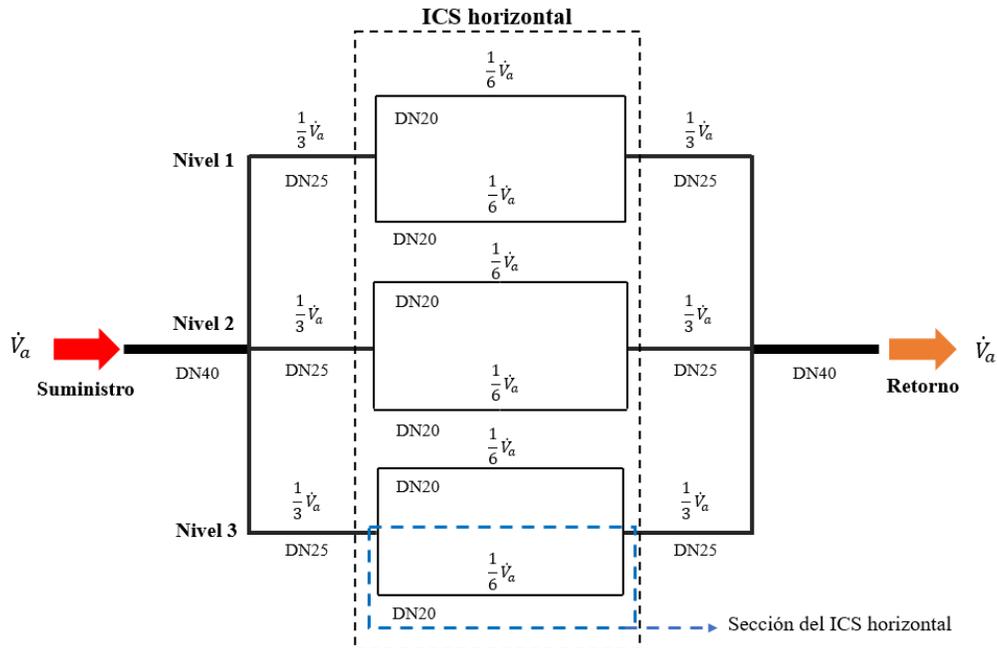


Figura 66. Diagrama de los flujos de agua del sistema general del ICS horizontal 6TPT (elaboración propia).

Una sección se compone de la unión de cinco trincheras, lo cual se presentó en la Figura 62, detallada en la Figura 67. La longitud total de la tubería para cada una de las secciones es de 172.67[m]. El PEAD DN20 se vende en longitudes de 200[m], por lo cual es posible tener toda la longitud de la sección sin la necesidad de utilizar un cople. En el caso de los diámetros DN 25, DN32 se encuentran en longitudes de 100[m] (Tigre, 2019).

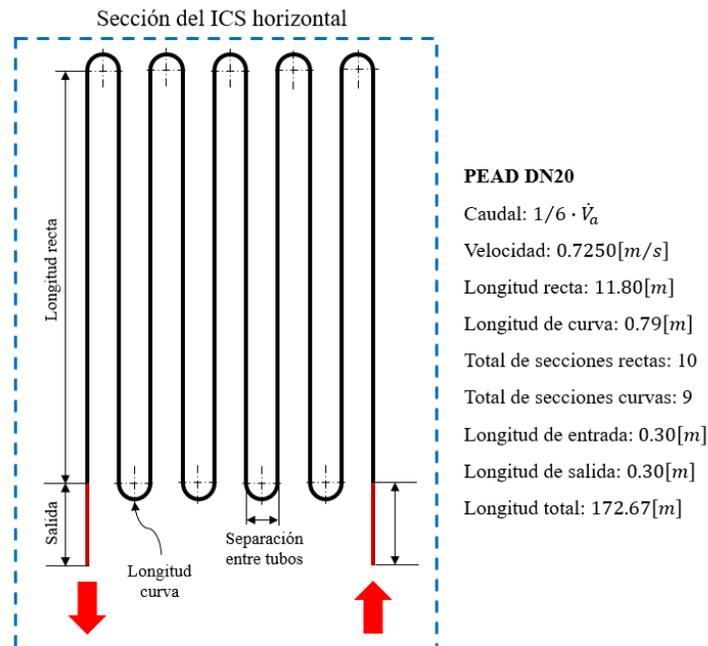


Figura 67. Diagrama de una sección del ICS horizontal 6TPT (elaboración propia).

Al tener una configuración con tubería en paralelo se reduce la caída de presión, por lo tanto, la potencia de bombeo requerida. Las pérdidas de cabezal en las tuberías en paralelo son las mismas, por lo cual el cálculo se limita a seguir solo una línea, en la secuencia: línea de suministro, distribución suministro, sección del ICS, distribución retorno, línea de retorno. Cada una de las secciones de esta línea cuenta con el uso de una tubería diferente de PEAD SDR11, al igual que presenta una velocidad diferente, por lo cual se seguirá el procedimiento por separado de cada sección.

❖ Línea de suministro:

Salida del flujo de la BCG, representado en la Figura 63, con una tee, una válvula check y válvula de bola. Esta sección requiere de tubería PEAD DN40, cuyas características se presentaron en la Tabla 16, de donde se obtiene el factor de fricción f y la velocidad del flujo de agua v_a . La línea se encuentra a nivel del suelo y después de las válvulas se entierra a 0.3[m] del nivel del suelo, hasta la separación establecida de 5.0[m], para salir al cabezal de distribución, dividiendo el flujo en tres líneas. El cabezal se encuentra a un metro del nivel del suelo, por lo que se requiere de un tramo de tubería de 1.3[m]. La línea sigue al cabezal de suministro, compuesto por dos tees y un codo, con la reducción de DN40 a DN25.

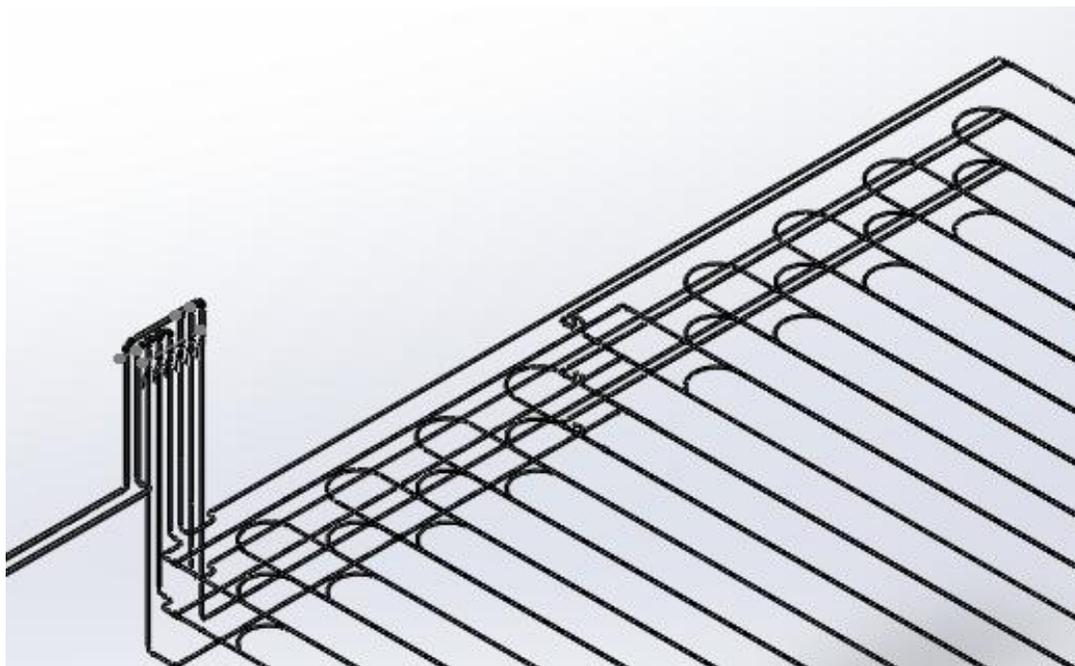


Figura 68. Diagrama de los flujos de agua del sistema general del ICS horizontal 6TPT (elaboración propia).

En la Tabla 27 se especifica el recorrido de la tubería en el arreglo del sistema, con los accesorios requeridos a la salida de la BCG, la entrada a la línea de suministro bajo suelo y la entrada al cabezal de suministro, obteniendo el factor de pérdidas para toda la línea, con lo cual se determina la pérdida de cabezal. El recorrido analizado corresponde al NIVEL 3,

a 2.0[m] de profundidad. Como se ve en la Figura 64, el suministro al NIVEL 3 es el último de los tres, por lo cual se tiene el recorrido por las tees previas al codo. Para determinar las pérdidas totales del cabezal se requiere del factor K_{Total} de la línea, el cual es igual a la suma del factor K particular de cada sección recta y componente.

La relación entre diámetros, de DN40 a DN25 es igual a 0.625[m/m], mientras que el ángulo de reducción es de 180°.

Tabla 27. Pérdidas de la línea de acceso y cabezal de suministro (elaboración propia).

Acceso y cabezal de suministro DN40		
Sección del recorrido	Longitud	factor K
	m	—
Tee, recto		0.42
Válvula check		12.61
Longitud recta a la salida de la BCG	0.2	0.13
Válvula globo, completamente abierta		7.15
Longitud recta, a nivel del suelo	1	0.64
Codo estándar		0.63
Longitud recta, descenso a suministro	0.3	0.19
Codo estándar		0.63
Longitud recta, línea de suministro al ICS horizontal	4.2	2.70
Codo estándar		0.63
Elevación, entrada al cabezal de suministro	1.3	0.83
Codo estándar		0.63
Tee, recto, suministro al NIVEL 1		0.42
Longitud recta	0.2	0.13
tee, recto, suministro al NIVEL 2		0.42
Longitud recta	0.2	0.13
Tee, esquina, suministro al NIVEL 3		1.26
Reducción, cambio de DN40 a DN25		1.89
Factor K_{Total}		31.44
Pérdida de cabezal de la línea de suministro, Δh_{sum}		1.8953 [m]

❖ Distribución suministro:

Una vez que el flujo de agua pasa del cabezal de suministro a las líneas que distribuyen el flujo de agua al sistema de los tres niveles, se tiene un cambio de PEAD DN40 a DN25, el cual también genera pérdidas, como se ve en la Tabla 27. La línea desciende en vertical a la altura del nivel. En este caso, al ser el NIVEL 3, desciende 2[m] más 1[m] de la altura del cabezal, como se ve en la Figura 68. Como se había explicado antes, se instalan válvulas de

globo en cada salida del cabezal, por lo cual el recorrido inicia a partir de este componente del sistema.

Una vez que llega a la altura a la que se ubica las dos secciones del ICS se tiene una distribución del flujo, a partir de la entrada a la primera sección del ICS en una tee (entra a la primera sección del ICS) y a la segunda sección con un codo (entrada a la segunda sección del ICS), como se observa en la Figura 62. Se tiene una reducción de la tubería DN25 a DN20, con la reducción del caudal a una sexta parte del caudal inicial de la BCG. El flujo analizado cuenta a la primera sección del ICS horizontal en el NIVEL 3, por lo cual el recorrido toma en cuenta sólo la tee y la reducción.

El factor de fricción para la tubería PEAD DN25 se ve en la Tabla 16. La relación entre diámetros de DN25 a DN20 es igual a $0.8[m/m]$. Se utiliza un ángulo de reducción de 180° .

Tabla 28. Pérdidas en la distribución, flujo de suministro (elaboración propia).

Distribución suministro DN25		
Sección del recorrido	Longitud	factor K
	<i>m</i>	-
Válvula de bola, 3/4"		0.20
Longitud recta, descenso del cabezal al ICS	3	3.58
Tee estándar, esquina		1.46
Reducción, cambio de DN25 a DN20		0.42
Factor K_{Total}		5.66
Pérdida de distribución, flujo de suministro, $\Delta h_{dist,sum}$	0.2482	[m]

❖ Sección del ICS horizontal:

El sistema de distribución tiene como principal objetivo dirigir el flujo de agua a las secciones que componen el ICS horizontal, teniendo seis en total, distribuidos en tres niveles. Cada una de las secciones cuenta con la configuración que se mostró en la Figura 67, con una longitud total de PEAD DN20 de $172.67[m]$. Al ser la línea de tubería más larga del sistema, es también la que presenta mayores pérdidas en el sistema. La descripción de la Figura 67 indica que se cuenta con 10 secciones rectas y con 9 secciones curvas, las cuales se toman como elementos separados en el análisis de pérdidas.

Las pérdidas de las secciones rectas se obtienen a través de los modelos presentados. En el caso de las curvas en U, o retornos, se aproxima la pérdida que generan con la aproximación de dos complementos de radio amplio, de 90° (Crane, 1980). Se determina la relación r/d , la cual es igual al radio de la curva del retorno sobre el diámetro interno del tubo, Figura 69.



r/d	K	r/d	K
1	$20 \cdot f$	8	$24 \cdot f$
1.5	$14 \cdot f$	10	$30 \cdot f$
2	$12 \cdot f$	12	$34 \cdot f$
3	$12 \cdot f$	14	$38 \cdot f$
4	$14 \cdot f$	16	$42 \cdot f$
6	$17 \cdot f$	20	$50 \cdot f$

Figura 69. Factor de pérdidas para uniones de 90° (Crane, 1980).

En este caso, esta relación es igual a $0.25/0.0164 = 15.3[m/m]$. Se toma el valor próximo más alto, por lo cual $r/d = 16$, por lo tanto, de la Figura 69 se determina que el modelo para determinar el factor de pérdidas es:

$$K_{90} = 42 \cdot f \quad (88)$$

En el caso del retorno en U se considera el efecto de dos arcos con el factor de pérdida K_{90} , con la ecuación (89):

$$K_U = (n - 1) \cdot \left[0.25 \cdot \pi \cdot f \cdot \left(\frac{r}{d} \right) + 0.5 \cdot K_{90} \right] + K_{90} \quad (89)$$

El factor de fricción corresponde al del flujo dentro de la sección, visto en la Tabla 24. Como se trata de un retorno en U, $n = 2$. El factor total de pérdidas para las secciones rectas y las curvas se multiplica por el total de cada uno, obteniendo la Tabla 29.

Tabla 29. Pérdidas en una sección del ICS horizontal (elaboración propia).

Sección del ICS DN20		
Sección del recorrido	Longitud	factor K
	m	-
Longitud recta de ingreso a la sección	0.3	0.50
Longitud recta de la sección del ICS horizontal	11.80	20.17
Medio arco, con 90°		1.16
Retorno U, efecto de dos arcos de 90°		7.28
Longitud recta de retorno de la sección	0.3	0.50
Factor K_{Total}		268.21
Pérdida de sección del ICS horizontal, $\Delta h_{sección}$		7.19 [m]

❖ Distribución retorno:

Una vez que el flujo de agua atravesó la sección del ICS tiene una ampliación de DN20 a DN25, a partir de un cabezal de suministro, con el flujo de retorno. Siguiendo la dirección del flujo de la primera sección, se amplía en un codo, atraviesa una sección recta de 5[m], luego una tee donde reingresa el flujo de la segunda sección y retorna al cabezal de retorno, con el caso del NIVEL 3, ascendiendo una altura de 3[m].

Antes del ingreso al cabezal de retorno, donde se tiene una ampliación de PEAD DN25 a DN40, se tiene el paso por una válvula de bola, como se ve en la Figura 64.

Tabla 30. Pérdidas en la distribución, flujo de retorno (elaboración propia).

Distribución retorno DN25		
Sección del recorrido	Longitud	factor K
	m	-
Ampliación, cambio de DN20 a DN25		0.32
Codo estándar		0.73
Sección recta, distribución del flujo de retorno	5	5.97
Tee estándar, recto		0.49
Sección recta, profundidad del NIVEL 3 y altura del cabezal de retorno	3	3.58
Válvula de bola, ¾"		0.20
Factor K_{Total}	11.28	
Pérdida de distribución, flujo de retorno, $\Delta h_{dist,ret}$	0.4950	[m]

❖ Línea de retorno:

Similar a la línea de suministro, se cuenta con la ampliación del flujo de agua de DN25 a DN40, entrando al cabezal de retorno, el cual se compone de la unión de dos tees y un codo. El flujo sale del cabezal y desciende a la línea de retorno, a 0.3[m] de profundidad, hasta llegar a la entrada de la BCG. En el sistema se considera también la presencia de una tee con sensores de presión y temperatura, como se ve en la Figura 63.

Tabla 31. Pérdidas en la línea de retorno y en el cabezal de retorno horizontal (elaboración propia).

Cabezal de retorno DN40		
Sección del recorrido	Longitud	factor K
	m	-
Ampliación, cambio de DN25 a DN40		2.43
Tee estándar, esquina		1.26
Longitud recta, parte del cabezal de retorno.	0.9	0.58
Codo estándar		0.63
Longitud recta, descenso del cabezal a la línea de retorno	1.3	0.83
Codo estándar		0.63
Longitud recta, línea de retorno del ICS horizontal	4	2.57
Codo estándar		0.63
Longitud recta, elevación a nivel del suelo	0.3	0.19
Codo estándar		0.63
Longitud recta, ingreso a la BCG	1	0.64
Tee estándar, recto		0.42
Factor K_{Total}	11.44	
Pérdida de cabezal de la línea de retorno, Δh_{ret}	0.6904	[m]

Es en esta línea donde se tiene la bomba instalada, por lo cual se considera una longitud recta menor.

❖ **Pérdidas totales:**

La suma de las pérdidas de cada una de las secciones analizadas en el recorrido del flujo de agua por el ICS se presenta en la Tabla 32. Se determinó así las pérdidas que se generan en el sistema de tuberías que componen al ICS horizontal. La caída de presión dentro de la BCG corresponde al flujo de agua en el equipo condensador, que realiza la transferencia de calor refrigerante-agua, con lo que el agua absorbe calor que es disipado en el ICS horizontal.

Las pérdidas dentro de la BCG se presentaron en la Tabla 32, la cual se indicaba a partir del caudal seleccionado. En este caso el caudal más cercano es de 15[gpm], lo que indica una caída de presión de 8.3[psi], lo que es equivalente a 57.23[kPa], o a 5.83[m].

La suma de las pérdidas en el sistema del ICS horizontal y de la BCG se ve en la Tabla 32.

Tabla 32. Pérdidas de la BCG y del sistema (elaboración propia).

Pérdidas totales del sistema		
Total, tubería del sistema del ICS horizontal	10.50	[m]
Caída en la BCG, equipo condensador	5.83	[m]
TOTAL	16.33	[m]

Con el total de las pérdidas requeridas se dimensiona el equipo de bombeo necesario para el sistema.

3.2.3. Selección de la bomba

Para seleccionar una bomba presurizadora para el sistema del ICS horizontal se toma el caudal requerido y las pérdidas totales del sistema. Las curvas de operación de las bombas se determinan a partir de estos parámetros. Por lo tanto, los datos requeridos para la selección son:

Tabla 33. Parámetros para la selección de la bomba presurizadora (elaboración propia).

Características del sistema		
Caudal total del sistema	3.3	[m ³ /hr]
Pérdidas totales del sistema.	16.33	[m]

Para tener una aproximación del equipo necesario se hace uso de la herramienta de dimensionamiento rápido que proporciona grundfos. A partir del dimensionamiento rápido se busca un modelo de bomba presurizadora para el sistema.

Con los datos de la Tabla 33 se busca un modelo que se acople al sistema. Se obtiene como propuesta una bomba presurizadora de la familia UPS, constituido por un rotor encapsulado, de tres velocidades, con línea de flujo horizontal y eje del rotor vertical al suelo. El modelo se ve en la Figura 70, en específico se trata del modelo UPS 40-240 F.



Figura 70. Bomba grundfos UPS 40-240 F (obtenido de grundfos).

La curva de operación de la bomba, junto con el punto de operación del sistema, se observa en la Figura 71. La bomba seleccionada es capaz de cumplir con un caudal mayor a $30[m^3/hr]$, alcanzando una altura máxima de $19[m]$, con la velocidad mayor. Por las condiciones del sistema, la bomba UPS 40-240 F completa la carga del sistema de $16.33[m]$ con la velocidad uno, la más baja, con el caudal requerido.

La eficiencia máxima de la bomba es de 50%, con un caudal de $16[m^3/hr]$, alcanzando una altura de $10[m]$. En el sistema propuesto, descrito en la Tabla 33, la eficiencia es de 25.2%. La potencia eléctrica de la bomba es igual a $0.557[kW]$. Como parte del dimensionamiento se estima una generación de $1,665[kg/año]$ de CO_2 , como un aproximado del rango de emisiones de la bomba.

La Tabla 34 presenta los resultados obtenidos del dimensionamiento.

Tabla 34. Dimensionamiento de la bomba CR 3-5 (elaboración propia, obtenido de grundfos).

Tipo de bomba: UPS 40-240 F		
Carga total de la bomba	16.	m
Potencia l	0.557	kW
Eficiencia total	25.2	%
Consumo de energía	3,292	$\frac{kWh/año}{año}$
Emisiones de CO_2 , estimados	21	kg/año

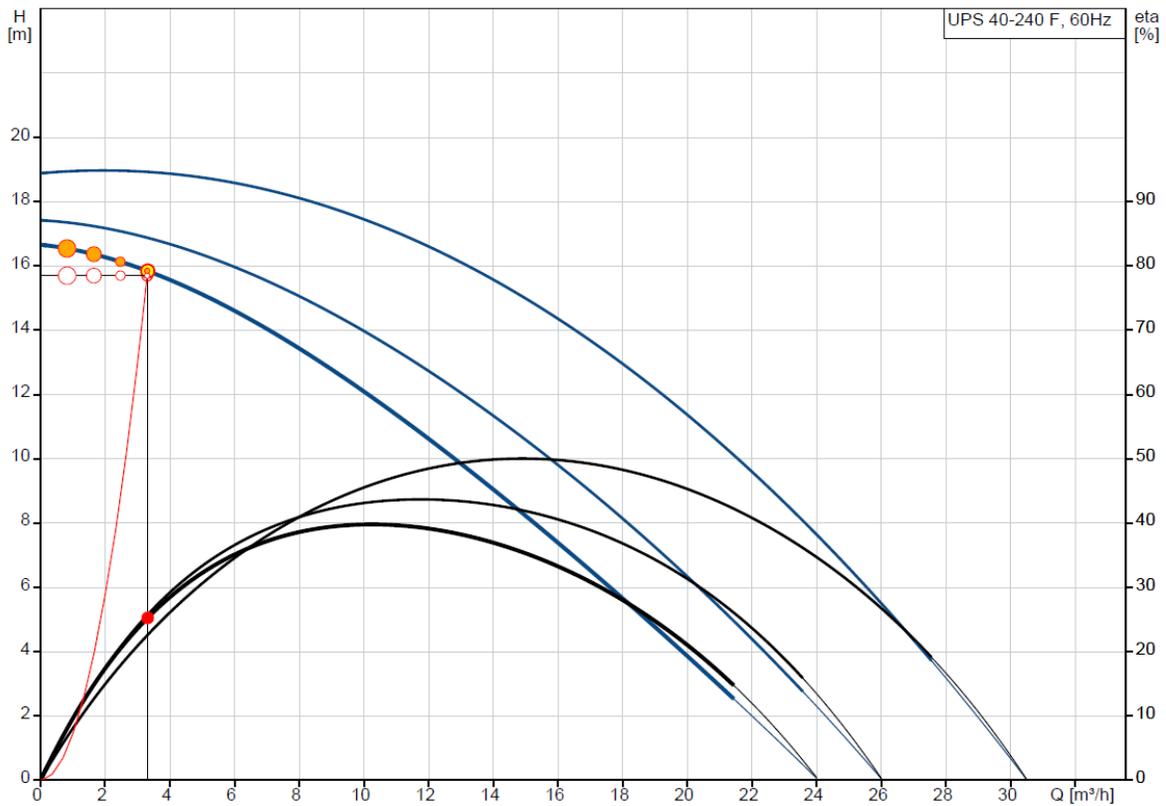


Figura 71. Gráfica caudal-carga (obtenida de grundfos).

En la aplicación del proyecto se debe de considerar una bomba similar que cumpla con las características de la bomba UPS 40-240 F en el caso de no tener accesibilidad a este tipo de bomba. Este modelo es el propuesto para cumplir con la necesidad del ICS horizontal.

3.2.4. Rango de eficiencia del sistema

En la sección 1.1.3 del capítulo 1 se presentó al COP como el parámetro que permite determinar la eficiencia de una máquina frigorífica, al determinar la cantidad de unidades de energía térmicas obtenidas en el sistema a partir de la energía ingresada. Dentro de los parámetros de operación de la BCG, Tabla 11, se especificó un rango de $COP_{ref} = 4.22$.

El trabajo total de entrada en la BC es igual a $4,300[W]$, el cual es la suma de la energía requerida para el trabajo de compresión y para hacer funcionar el ventilador. A partir del balance de energía del sistema, presentado en la figura 9, se obtiene la ecuación (2), en la que se define el trabajo de compresión como la diferencia entre el flujo de calor condensado menos el flujo de calor evaporado.

El trabajo de compresión es igual entonces a la diferencia del calor condensado \dot{Q}_{cond} y el calor evaporado, o del calor que retira el equipo \dot{Q}_{BC} , lo que da un valor cercano a $3,956.46[W]$, lo cual se aproxima a $5.3[HP]$, la cual es la potencia requerida para la operación del compresor. Por lo tanto, el ventilador opera a con una potencia de $343.54[W]$, $0.46[HP]$, presentado en la Tabla 35.

Tabla 35. Potencias de operación de la BCG (elaboración propia).

Condiciones de operación de la BCG		
Trabajo de compresión, \dot{W}_{comp}	3,956.46	W
	5.3	HP
Potencia del evaporador, \dot{W}_{vent}	343.54	W
	0.46	HP
Potencia de la bomba presurizadora, \dot{W}_{bomba}	557	W
	0.75	HP
Potencia de trabajo, $\dot{W}_{total} = \dot{W}_{comp} + \dot{W}_{vent}$	4,300	W
Potencia de trabajo sistema, $\dot{W}_{sist} = \dot{W}_{total} + \dot{W}_{bomba}$	4,857	W

El compresor y un ventilador componen el sistema de la BCG presentado en el catálogo, pero a su vez se debe de considerar la energía de la bomba presurizadora seleccionada en la sección 3.2.3, la cual es igual a $439[W]$, teniendo una diferencia entre la potencia total \dot{W}_{total} y la potencia del sistema que incluye la energía requerida por la bomba presurizadora, \dot{W}_{sist} .

Dentro del diseño de este sistema se mantuvo el enfoque en el ICS, lo cual dentro de la máquina frigorífica compone el medio externo, mientras que no se abordó el medio interno, que en este caso describe el interior de la casa a climatizar, por lo que tampoco se ahondó en algún tipo de sistema de distribución, en el que se destina la carga térmica de evaporación de $5.17[TR]$ de la BCG.

Como se había visto en la sección 1.1.3, a partir de la ecuación (8), el COP también se define a partir de la carga térmica real en la región climatizada, la cual incluye pérdidas debidas a la distribución. En este caso se decide tomar como la carga térmica del recinto la carga de diseño de $5[TR]$, para así determinar un rango de eficiencia general del sistema, presentado en la Tabla 36.

Se observa que con el ajuste el valor del COP_{ref} es menor que aquel que da el catálogo, el cual es de 4.22, mientras que, en el caso de considerar a la bomba presurizadora, con la potencia de salida de la BCG, se tiene un COP_{ref} igual a 3.74. Con el ajuste de tomar en cuenta pérdidas en el flujo de calor de evaporación por la distribución a la casa, se tiene un COP_{ref} igual a 3.62, el cual se determina como el rango de eficiencia del sistema.

Tabla 36. Potencias de operación de la BCG (elaboración propia).

Rendimiento térmico de la BCG		
Carga térmica de la BCG, \dot{Q}_{BC}	5.17	TR
	18,170.41	W
Carga térmica de diseño, $CT_{diseño}$	5.00	TR
	17,584.26	W
Carga térmica de refrigeración, CT_{ref}	5.00	TR
	17,584.26	W
COP_{ref} , valor de catálogo	4.22	—
$COP_{ref} = \dot{Q}_{BC}/\dot{W}_{sist}$	3.74	—
$COP_{ref} = CT_{ref}/\dot{W}_{sist}$	3.62	—

En el sistema se cuenta con una generación de 3.6 unidades de energía térmica por cada unidad de potencia eléctrica requerida. El COP del sistema es alrededor de un 14% menor que el valor de catálogo, manteniéndose en un rango elevado, a partir de la información que presenta la Tabla 3, en la que se define que la eficiencia de una BCG se encuentra por lo general en un COP de 3.5 a 4.0, mismo rango en el que se define el sistema propuesto para la climatización del recinto.

Como punto de comparación se puede observar una BC tipo aire-aire, de la marca Bosch Thermotechnology, de la serie IDP Plus, con número de modelo BRCA-60HWD1N1-M15, la cual es un modelo de características equiparables al modelo utilizado para la propuesta de la serie RF. Un modelo IDP nominal $5[TR]$, con un flujo de vaporización de $4.75[TR] = 16,705.05[W]$, tiene un rango de eficiencia de $EER = 9$ o $COP_{ref} = 2.63$, el cual es un rango de eficiencia mucho menor en comparación con el sistema propuesto, a la vez que también es congruente con la Tabla 3, donde la BC fuente aire se encontraba con un rango de COP menor a 3.0.

3.3. Conclusiones del capítulo

Se ha planteado el sistema de un ICS para una BCG, la cual se requiere en un sistema de aire acondicionado en un escenario de una región en un clima cálido. La carga térmica de diseño corresponde a una de $5[TR]$ para una temperatura de la casa de $22[^\circ C]$. Se observó que a partir de las condiciones climáticas del entorno siempre se requiere de un sistema de aire acondicionado; esto indica también que el ICS será un sistema que sólo disipará calor al suelo, sin tener que absorber para el caso de la calefacción.

Se seleccionó una BCG de la marca Bosch Thermotechnology, de modelo RF060, la cual cumplía con la carga térmica requerida para el entorno climatizado. A partir de las condiciones ambientales, y del caudal de agua seleccionado, se eligieron los parámetros de operación de la BCG, Tabla 11, en la que se definió el flujo de calor que el ICS tendría que disipar en el suelo, igual a $22.13[kW]$ térmicos. Se definieron así los parámetros de entrada del proceso de diseño.

El planteamiento consideró que se realizaría el diseño de un ICS de ciclo cerrado, del cual se cuenta con dos posibles configuraciones: horizontal y vertical. Se hicieron propuestas de ambas configuraciones del ICS, resultando en cinco modelos presentados en la Tabla 25, en la que se tienen dos de configuración vertical y tres de configuración horizontal. En la sección 3.1.4 se discute sobre las cinco propuestas, en la que se descartan las configuraciones verticales debido a la gran profundidad de excavación requerida para su instalación. La opción elegida fue el modelo horizontal de configuración de seis tubos por trinchera (6TPT), debido a que uno de los principales parámetros de selección fue el área, y la configuración 6TPT es la que requiere una menor área.

La elección de una de las propuestas a partir del área de instalación permite elaborar en detalle el sistema general del ICS, el cual se compone por tres partes principales: la distribución, el ICS (dividido en seis secciones) y el retorno. A partir de la descripción del sistema se establecen también los diámetros de la tubería requerida para cada parte, determinando las pérdidas de potencia del flujo de agua, obteniendo así una bomba presurizadora capaz de cumplir con los requerimientos generales del sistema, lo cual se presentó en la sección 3.2.3.

En líneas generales, en este capítulo se ha desarrollado la propuesta de un sistema de un ICS en configuración horizontal, el cual requiere de un área de instalación de $166.25[m^2]$, en una separación de la casa a climatizar de $5.0[m]$, con un caudal de agua general de $3.3[m^3/hr]$, con una bomba presurizadora con una potencia de $0.439[kW]$. De acuerdo con los datos de la Tabla 11, se observa que la BCG requiere de una potencia de trabajo para el compresor de $4.3[kW]$, por lo cual, complementando con el sistema del ICS es requerido una potencia eléctrica de $4.74[kW]$.

4. ANÁLISIS DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR SUBTERRÁNEO

En el capítulo 3 se realizó el diseño de un ICS de ciclo cerrado para el sistema de una BCG, con aplicación en modo de aire acondicionado. A partir de cinco modelos propuestos para el ICS, se eligió uno horizontal de configuración 6TPT, en la que se propuso su instalación a través de tres niveles, a 1[m], 1.5[m] y 2[m] de profundidad, como se presentó en la sección 3.2. El sistema general para la BCG incluye ciertas condiciones de diseño, que toman en consideración principal el flujo de calor que requiere ser disipado en el ICS. En este capítulo se realizará un análisis del rendimiento del ICS a partir de dos modificaciones en el sistema: los cambios en las condiciones climáticas del medio ambiente y el modo de operación de la BCG.

En la segunda parte se exploran variaciones en el diseño a partir del cambio de las condiciones iniciales de diseño, principalmente a partir de las características del suelo, las condiciones climáticas del entorno y el material de construcción del ICS horizontal. Se mantendrá el modelo inicial que se ha propuesto en la sección 3.2, determinando los cambios de la longitud final y el área de instalación requerida.

4.1. Variaciones sobre el diseño propuesto

El diseño del ICS se realizó a través de condiciones estáticas, en las que se toma una carga de diseño, además de un flujo de calor \dot{Q}_{cond} el cual corresponde al calor que se retira al fluido de trabajo en el proceso de condensación; la temperatura del suelo se tomó como la temperatura máxima en cada profundidad debida, lo cual asegura el flujo de calor del ICS al suelo aun en los días de mayor temperatura. En esta sección se realizará un análisis de sensibilidad sobre el ICS horizontal propuesto, determinando el rendimiento que se obtiene y el rendimiento general del sistema de la BCG.

4.1.1. Condiciones climáticas

En la sección 3.1.1 se presentó un análisis de las temperaturas externas de la ubicación de la casa a climatizar, en la que se determinó una carga térmica de 5[TR], a una temperatura de confort de 22[°C]. Se observó que gran parte del año se tenían condiciones ambientales que requerían de sólo aire acondicionado, al tener una temperatura ambiental promedio por encima de la temperatura de confort, lo cual definió el flujo de calor en el ICS horizontal, como un sistema para disiparlo.

El perfil térmico del suelo se desarrolló en la sección 3.1.1.2, en la que se observó la variación a distintas profundidades en la figura 48 y figura 49, a lo largo del periodo de un año de análisis. Con este modelo se obtuvo la temperatura máxima del suelo a las profundidades de la instalación del ICS, el cual muestra el escenario menos favorable para la disipación de calor, determinando así el parámetro de la temperatura del suelo máxima, utilizada en el desarrollo del modelo, en la sección 3.1.3.3. A partir del perfil térmico del suelo se plantea el rendimiento del sistema en transcurso del año, cuando las temperaturas del suelo se modifican.

Considerando constantes las temperaturas de operación de la BCG, las cuales se muestran en la Tabla 11, se prosigue a evaluar la cantidad de calor disipado en el suelo, manteniendo la configuración del sistema, la cual se presenta en la Tabla 22, con una longitud de trinchera igual a 127[m].

Dentro del diseño final se propuso un sistema de distribución y otro de retorno del agua, los cuales se componen por dos cabezales respectivos, Figura 62. En estos se incluyen válvulas de bola, utilizadas para el caso de la instalación del ICS horizontal. Al contar con este sistema es posible restringir el flujo de agua en uno o dos niveles respectivos, modificando el caudal dentro de las tuberías y la propia configuración. Al restringir un nivel se hace un cambio en el arreglo general. En total se presentan siete posibles arreglos para el sistema, en los que el flujo de agua tiene acceso a los diferentes niveles del sistema, como se presenta en la Tabla 37, a partir de los niveles utilizados.

Tabla 37. Configuraciones de operación del ICS horizontal (elaboración propia).

Capacidad: refrigeración								
Configuración:		6TPT	4TPT, 1	4TPT, 2	4TPT, 3	2TPT, 1	2TPT, 2	2TPT, 3
NIVEL 1		0 0		0 0	0 0	0 0		
NIVEL 2		0 0	0 0		0 0		0 0	
NIVEL 3		0 0	0 0	0 0				0 0
\dot{V}_a	L/s	0.1525	0.2287		0.4574			
R_{conv}	$m \cdot K/W$	0.0048	0.0033		0.0018			
R_{tubo}	$m \cdot K/W$	0.0827	0.0812		0.0797			
R_{trinch}	$m \cdot K/W$	0.0619	0.1013		0.2587			

A cada configuración se le asocia un nombre con la cantidad de tubos por trinchera que utiliza. Con los tres niveles se tiene el caso común de 6TPT; al restringir uno de los niveles, se obtiene una configuración 4TPT, en tres casos posibles; la restricción de dos niveles genera una configuración 2TPT, que cuenta igual con tres casos como los observados, definiendo la totalidad de posibilidades del uso del ICS horizontal.

Al tener un cambio en el caudal de agua, manteniendo la misma tubería (PEAD DN20) se cambia también la resistencia interna del tubo debido a la convección, mientras que la resistencia interna debida a la conducción se mantiene igual al tener la misma tubería; la resistencia térmica del tubo es igual a la suma de la resistencia por convección interna más la resistencia por conducción en la pared del tubo, a partir del procedimiento visto en la sección 3.1.1.3. En el mismo sentido, se modifica la resistencia térmica del suelo con cada una de las configuraciones de la trinchera. En los casos 4TPT obtenidos se hace uso de las ecuaciones (72) y (73) para obtener la resistencia de trinchera efectiva, en los casos 2TPT obtenidos se hace uso de las ecuaciones (70) y (71),

Cada nivel presenta a su vez una temperatura máxima de operación, como se presenta en la Tabla 22, por lo cual la temperatura del suelo máxima cambia a partir de cada configuración. Al realizar las variaciones de temperatura sobre el diseño, en las siete configuraciones posibles descritas en la Tabla 37, se llega a la Figura 72, en donde se observa el cambio en el calor condensado. El calor condensado se obtiene de la ecuación (66).

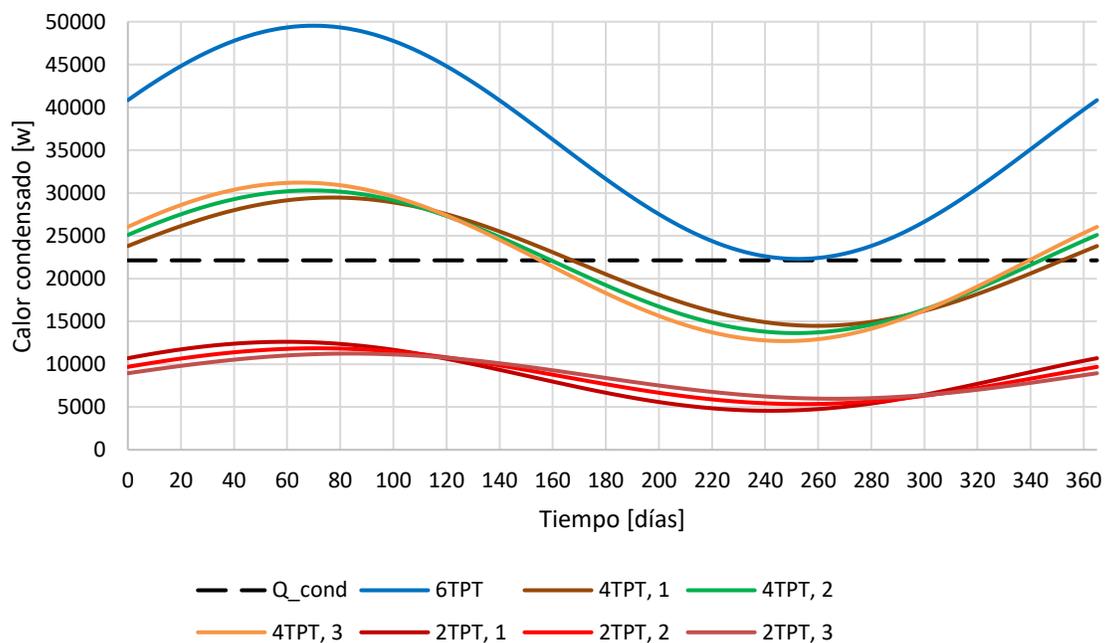


Figura 72. Variación del calor condensado en el suelo a lo largo de un año (elaboración propia).

Como se observa, con la línea amarilla \dot{Q}_{cond} se presenta el calor a disipar requerido por la BCG. En la primera serie se ve el caso de tener abiertos los tres niveles, en el que se cuenta con el rango de operación nominal de la BCG, en la que el punto en el que se disipa menos calor es el punto de diseño, en el día de mayor temperatura alrededor del día 250, lo cual corresponde a la época de verano del año. Teniendo en el caso de los días más fríos un incremento en la cantidad de calor disipado en el suelo, con el punto máximo en el día 70, con un flujo de calor disipado de $50,220[W]$.

En las configuraciones de 4TPT se ve un comportamiento similar, al tener un mayor rango de disipación de calor en los días más fríos y un menor rango de disipación en los días de mayor temperatura ambiental. En este caso se observa que a partir del día 150 la configuración no cumple con la disipación adecuada de calor requerida para la BCG, ya que el calor disipado por las tres variantes de 4TPT se encuentra en un rango menor que el requerido por la BCG, de 22,127[W], lo que indica que esta configuración sólo es posible de usar de manera efectiva hasta el día 150 del año, ya que después presentará deficiencias en el sistema.

En la variación con configuraciones 2TPT se observa que en las tres configuraciones la disipación de calor es menor a la requerida por el sistema, encontrándose en un rango de los 4,500[W] y los 12,700[W], lo cual indica que las propuestas de estas tres configuraciones no son viables en el sistema de la BCG para cumplir con el requerimiento de diseño.

El análisis previo también determina el caso en el que se tendría que suspender una de las líneas del sistema, lo cual puede ser derivado de un malfuncionamiento o de la detección de una fuga. En el caso de tener que retirar uno de los niveles, se tendría por la mitad del año un funcionamiento óptimo del sistema, mientras que en el caso en el que se tengan que cerrar dos líneas, la operación de la BCG será aún más deficiente.

Para determinar el rango de operación de la BCG, o de refrigeración obtenida, se realiza un análisis a partir del cambio de la temperatura del agua de entrada y de salida del flujo de agua en el ICS horizontal. La temperatura del flujo de agua que sale de la BCG es igual a la que entra al ICS horizontal, al igual que la que entra a la BCG es la que sale del ICS, por lo tanto $T_{BC,sal} = T_{ICS,ent}$ y $T_{BC,ent} = T_{ICS,sal}$. Se parte del análisis en el caso de la configuración general del sistema, de 6TPT.

La variación de la temperatura que sale del sistema del ICS horizontal en función de la temperatura que entra en el sistema presenta una relación lineal de la forma $y = x \cdot m + b$, la cual se encuentra definida a partir de las características de diseño del ICS, a partir del modelo siguiente:

$$T_{ICS,sal} = T_{ICS,ent} \cdot \left(e^{\left(\frac{U \cdot A}{\dot{m}_a \cdot C_p} \right)^{-1}} \right) + T_s \cdot \left(1 - e^{\left(\frac{U \cdot A}{\dot{m}_a \cdot C_p} \right)^{-1}} \right) \quad (90)$$

Donde el producto del coeficiente global de transferencia por el área de transferencia de calor, para el caso del ICS horizontal, se define a partir de la ecuación (65), como la relación de la distancia de trinchera sobre la resistencia térmica de trinchera. Al variar la temperatura que entra al ICS horizontal $T_{ICS,ent}$, se tiene que considerar también la temperatura del suelo T_s , a la profundidad que se encuentre el sistema.

Como se vio en el perfil térmico del suelo, se tiene un comportamiento cíclico de las variaciones de la temperatura del suelo, como se ve en la figura 51, en la que se tiene un máximo y un mínimo, representado el día más cálido y el más frío del año, respectivamente. En la figura 73 se obtiene la variación de $T_{ICS,sal}$ en ambos extremos, en las que se observa el comportamiento lineal del modelo anterior; en ambas series se cuenta con la misma pendiente, $m = 0.5758$, la cual se obtiene de las características geométricas y térmicas del ICS horizontal, las cuales son constantes en el modelo definido.

La ordenada al origen b presenta valores diferentes, los cuales se definen por la temperatura del suelo, la cual al incrementar aumenta su valor. El resto de las series a lo largo del año se encuentran dentro del rango de los extremos, por lo cual se define que este modelo tiene $4.69[°C] < b < 10.27[°C]$.

En el caso del día más frío, el día 70, se tiene el caso en el que se disipa la mayor cantidad de calor posible en el suelo, como se vio en la Figura 72, por lo cual, en estas condiciones climáticas la temperatura de salida del ICS horizontal es menor. El caso contrario se observa en el día 255, el más cálido, en el que se observa que las temperaturas de salida del ICS horizontal son mayores, esto debido a que en esta condición se cuenta con el menor rango de disipación de calor en el suelo.

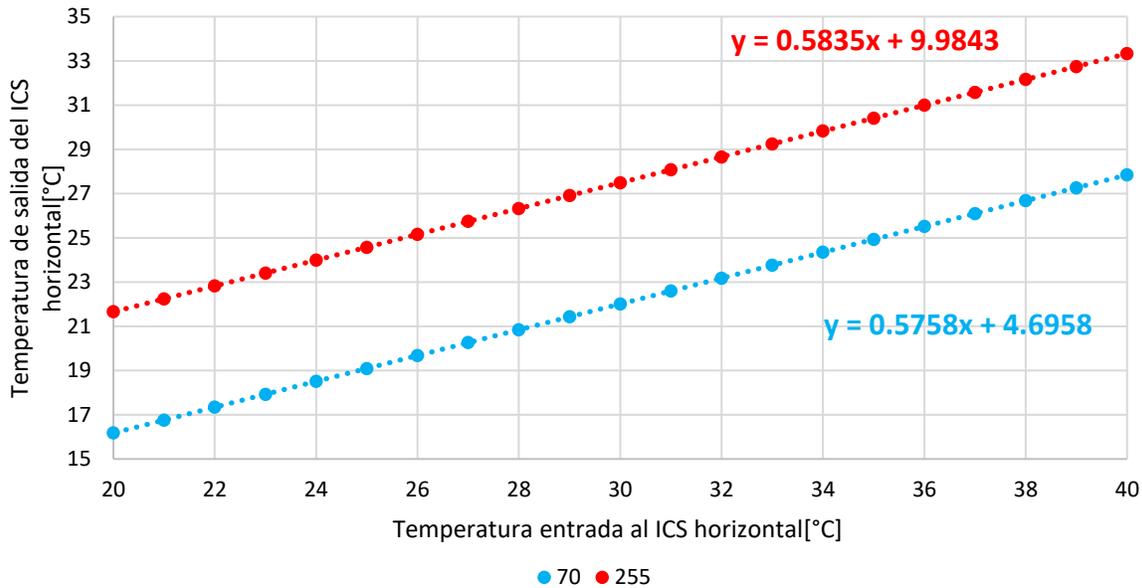


Figura 73. Variación de la temperatura del flujo a la salida del ICS horizontal (elaboración propia).

A partir de la diferencia de temperaturas del sistema se puede obtener el calor que es condensado en la BCG, a partir de la ecuación (3), en función del flujo másico dentro del sistema. Con los resultados de la figura 72 se determina el calor que se condensa por el sistema, a partir de las series del día más cálido y el más frío, en la Figura 74.

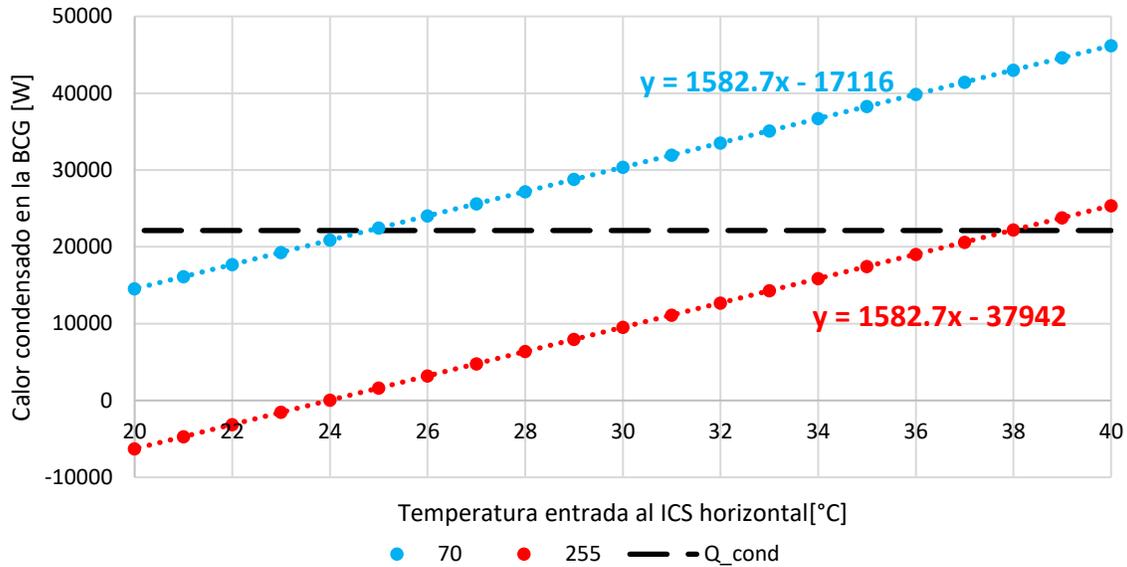


Figura 74. Variación del calor condensado en el ICS horizontal (elaboración propia).

En la Figura 74 se presenta también el calor que debe ser condensado para cumplir con el requerimiento de disipación del sistema, igual a $22,127[W]$, la cual indica que los valores superiores a esta permitirán un funcionamiento efectivo del sistema, mientras que por debajo de este valor se contará con una operación deficiente del sistema. También se ve que en la serie del día más caliente se llegan a tener el caso de una disipación de calor igual a cero y valores negativos del flujo de calor en el equipo condensador, lo que indica que el flujo de agua en la BCG no absorbe calor del refrigerante, sino que está disipándolo, incrementando la temperatura del refrigerante, lo cual indica un modo de operación contraria en el sistema de la BCG, como se vio en la sección 1.1, lo cual es un estado indeseable en el equipo en el requerimiento de refrigeración.

Dentro del rango compuesto, a partir de la línea de operación óptima, se tendría un funcionamiento adecuado de la BCG, cumpliendo con el rango de calor disipado para obtener la carga térmica requerida. En el día más cálido, serie 255, si se disipa el calor nominal del sistema, $22,127[W]$, se tendría una temperatura de salida del flujo de agua ($T_{BC,sal} = T_{ICS,ent}$) es alrededor de $38[°C]$. En el caso en el que se tenga la misma disipación de calor en el día más frío, serie 70, la temperatura de salida del flujo de agua de la BCG es alrededor de $25[°C]$. La temperatura es menor debido a que el suelo se encuentra a menor temperatura, por lo que el flujo de agua llega a encontrarse a menores temperaturas.

El modelo general del sistema permite determinar el calor condensado en el ICS horizontal a partir del cambio de temperaturas del suelo, el cual a su vez varía a lo largo del año.

$$\dot{Q}_{cond} = T_{ICS,ent} \cdot \dot{m}_a \cdot C_p \cdot \left(1 - e^{-\left(\frac{U \cdot A}{\dot{m}_a \cdot C_p}\right)}\right) - T_s \cdot \dot{m}_a \cdot C_p \cdot \left(1 - e^{-\left(\frac{U \cdot A}{\dot{m}_a \cdot C_p}\right)}\right) \quad (91)$$

En la Figura 75 se observa la variación del calor que es condensado en la BCG a lo largo del año, que presenta variaciones en la temperatura del suelo, donde las diferentes series representan la temperatura del flujo de agua que entra al ICS horizontal. Se aprecian de nuevo los casos en los que la disipación de calor es menor a cero, en los que se invierte la dirección del flujo de calor y se tiene una condición de operación adversa. En los casos en los que la temperatura $T_{ICS,ent}$ se encuentra entre los valores de $19[^\circ C]$ a $24[^\circ C]$ se llegan a tener estos puntos de operación negativos, lo cual determina un rango en él no es recomendado tener al sistema.

Es a partir de $25[^\circ C]$ que el sistema no presentaría un flujo invertido, pero a su vez se tendría una operación inferior de la requerida por el sistema, ya que a esta temperatura se tendría como máximo de disipación de calor en el suelo un valor cercano al nominal requerido por el sistema. En el caso en el que $T_{ICS,ent}$ es mayor a $38[^\circ C]$ es cuando se tiene que aun en los días más cálidos, se cumple con el requerimiento de calor disipado para la operación óptima de la BCG.

En la Figura 76 se tiene la variación de la temperatura $T_{ICS,ent}$ a partir del calor que es disipado en la BCG, donde las unidades de energía térmica se encuentran en toneladas de refrigeración, indicando el valor nominal de calor disipado, $6.29[TR]$ con una línea pauteada.

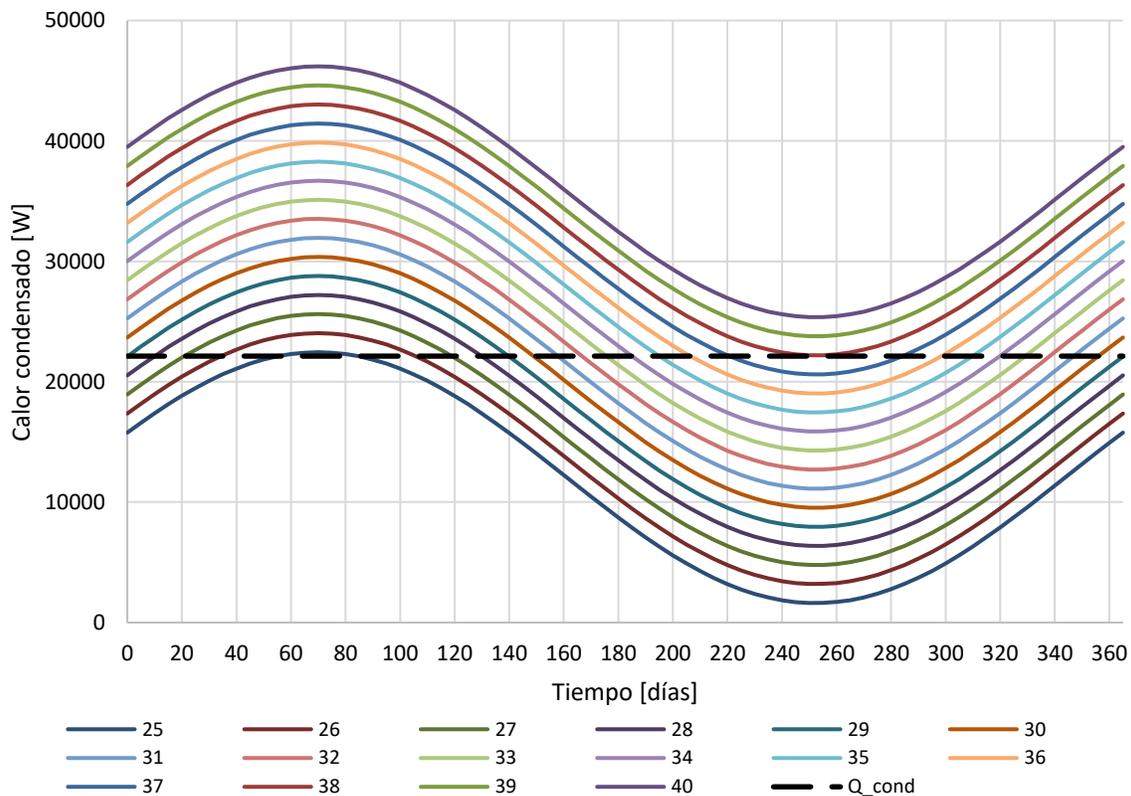


Figura 75. Variación del calor condensado en el suelo a lo largo de un año (elaboración propia).

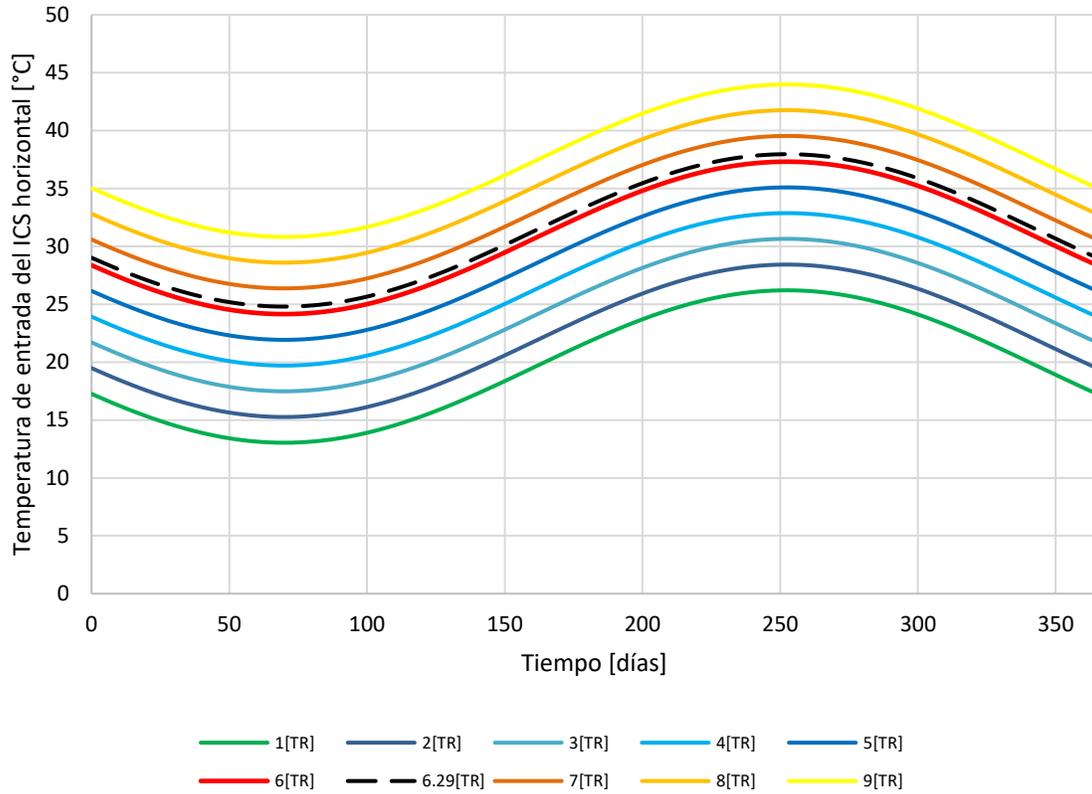


Figura 76. Variación de la temperatura del flujo que entra al ICS horizontal a lo largo de un año (elaboración propia).

Tanto en la Figura 75 y la Figura 76 se basan en el rango de calor disipado por el sistema, lo cual nos indica el rango de operación de la BCG a lo largo del año.

Para determinar el flujo de calor evaporado, el cual es el que genera el efecto refrigerante en la casa, se retoma el balance de energía general del sistema, el cual se presentó en la ecuación (1), en el que el flujo de calor evaporado más el trabajo ingresado es igual al calor condensado en el sistema. De esta forma se determina que el trabajo requerido de entrada al sistema es igual a la diferencia de flujos de calor. El calor evaporado en el sistema a partir de este balance de energía ideal es igual al calor condensado menos el trabajo requerido.

$$\dot{Q}_{evap} = \dot{Q}_{cond} - \dot{W}_{ent} \quad (92)$$

El trabajo de ingreso es un valor que se considera constante, que incluye al compresor, el ventilador y la bomba presurizadora, siendo un total de $4,739[W]$.

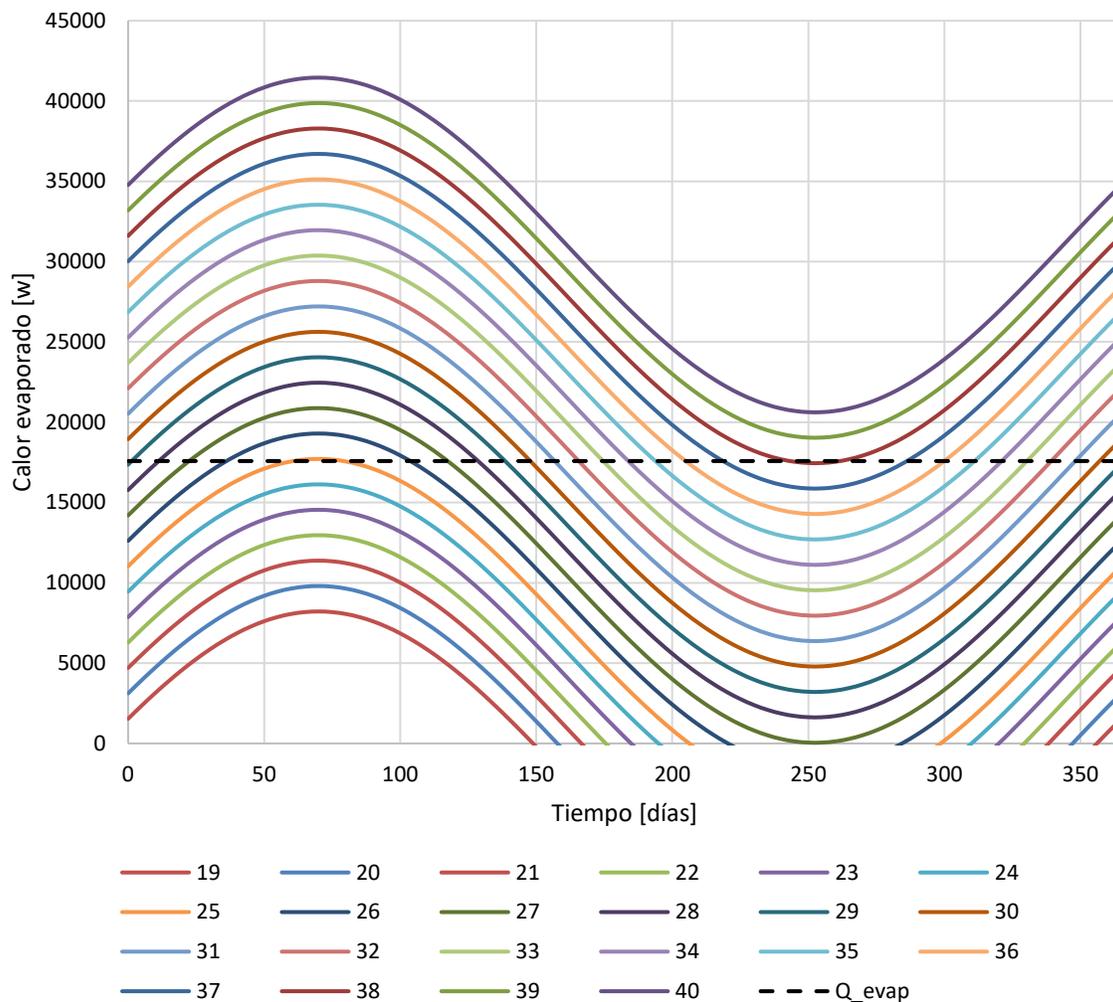


Figura 77. Variación del calor evaporado a lo largo de un año (elaboración propia).

La Figura 77 presenta el calor que es evaporado por el sistema, menos las pérdidas, por lo cual es también la carga térmica obtenida del sistema a partir del cambio de temperaturas a lo largo del año, lo cual presenta diferentes series por la temperatura que sale del condensador. Se observa que hay series en las que se llega a una operación inviable del sistema, al llegar al caso en el que el calor evaporado es menor a cero, por lo cual se invierte la dirección del flujo, en los días más cálidos del año. Es a partir de la serie 22[°C] que se cuenta con una operación adecuada, aun así, por debajo de la carga térmica requerida de 5[TR] o 17,584[W]. Es a partir de los 28[°C] que se cuentan con condiciones de operación óptimas a lo largo de todo el año, aun con las variaciones climáticas.

Dentro de los rangos intermedios se encuentra un área en donde se tienen distintos rangos de operación viables, como se ve entre los días 50 a 100, donde la serie de 26[°C] se encuentra por encima del valor del calor evaporado, cumpliendo con el requerimiento del sistema, a pesar de que esta misma serie en los días más cálidos cuenta con una operación inviable.

Con ambos flujos de calor se determina el COP_{ref} con el uso de la ecuación (8). Como se vio en la sección 3.2.4, el flujo de calor evaporado nominal presenta pérdidas debido al sistema de distribución, las cuales son igual a $0.17[TR]$, por lo cual, el flujo de calor evaporado obtenido con el modelo anterior se le restan las pérdidas para determinar el flujo de calor de la carga térmica.

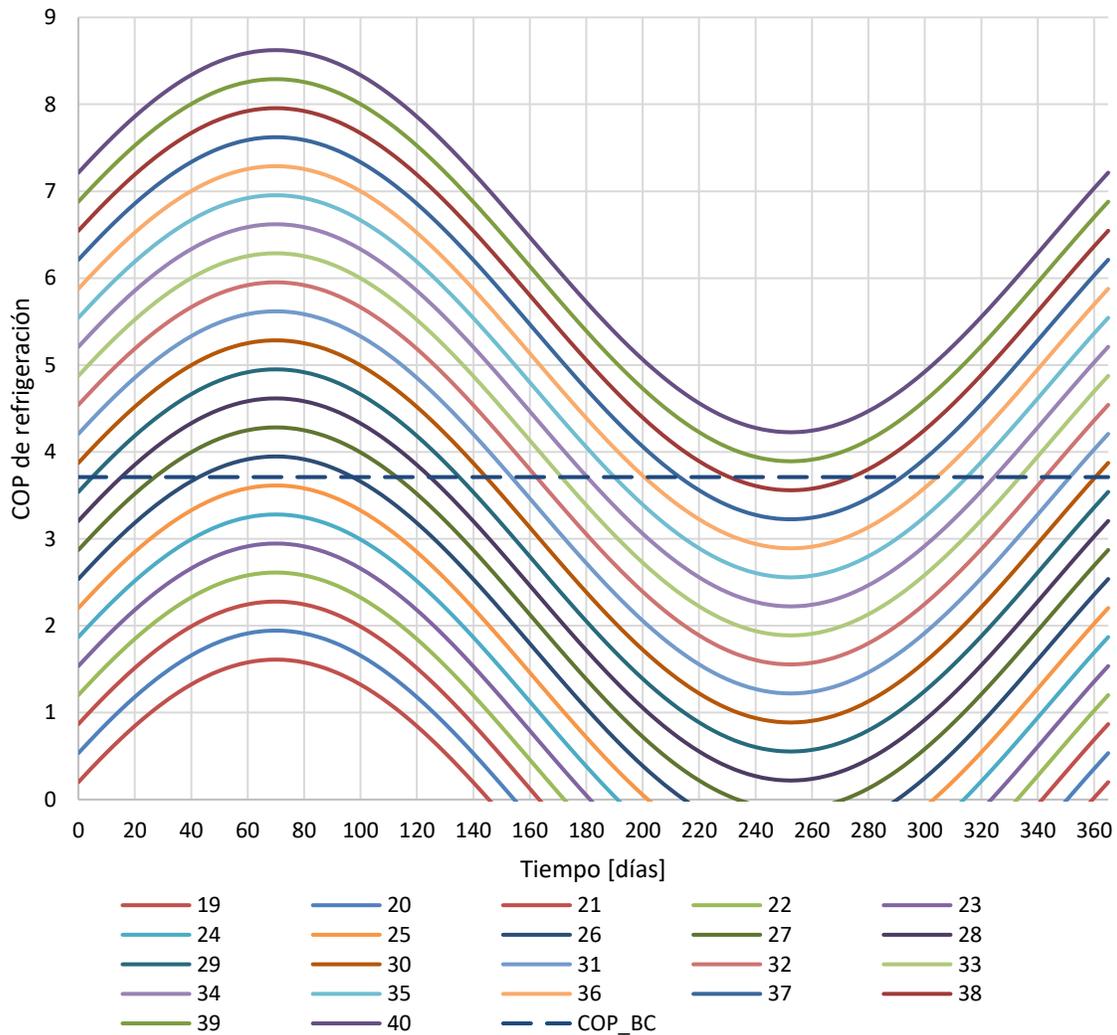


Figura 78. Variación del COP de refrigeración a lo largo de un año (elaboración propia).

El comportamiento de las variaciones del COP_{ref} son similares a lo que se ve en el calor evaporado. A partir de su variación se confirma que en los días más fríos del año se llegan a las condiciones de operación más elevadas, llegando hasta un $COP_{ref} = 8.6$ estimado. En cuanto a los mínimos del sistema se eliminan los casos inviables, por lo cual se describen rangos de operación en los que se tendría un $COP_{ref} = 0$, en los que no se genera ningún tipo de energía térmica útil.

4.1.2. Modo de operación

En los alcances de este trabajo se determinó que se tendría un diseño enfocado en el uso de la BCG solo para refrigeración, sin embargo, al contar con la elección de un equipo reversible, se hace la suposición del cambio de operación y determinar su rango de operación, partiendo del interés de observar el comportamiento del diseño del ICS horizontal, en las condiciones climáticas del entorno.

Con el cambio del modo de operación se tiene un cambio de la dirección del flujo de calor, como se especificó en el capítulo 1, esquematizado a través de la Figura 15, en la que la válvula de cuatro vías modifica la dirección del refrigerante comprimido: el condensador opera como evaporador y el evaporador como condensador. En el modo refrigeración, el ICS se conecta al equipo condensador, recibiendo un flujo de agua caliente que disipa en el medio del suelo; en el modo calefacción, el equipo condensador opera como evaporador, por lo que absorbe calor del flujo de agua, requiriendo a su vez que el ICS tenga un flujo de absorción de calor del suelo.

Evaluar el rendimiento del ICS horizontal propuesto requiere de establecer el modo de operación de la propia BCG en el modo calefacción, modificando sus parámetros de operación. En la sección 3.1.1.1, se estableció el uso de una BC marca Bosch Thermotechnology, modelo RF060, en configuración vertical, cuyas capacidades nominales se detallan en la Tabla 8, con sus parámetros de operación representados en la Tabla 10 para el modo refrigeración, los cuales se muestran de forma detallada en la Tabla 11.

En la Tabla 8 se observa para la calefacción una capacidad nominal de $47,000[BTU/hr]$. Al igual que en el caso de operación de refrigeración, la potencia total de calefacción se encuentra en función del caudal de agua y de la temperatura de entrada del aire y del flujo de agua. En este caso se debe hacer una elección de temperatura de entrada del agua menor a la temperatura del suelo, o incluso de la temperatura mínima que determine el perfil térmico del suelo a la profundidad en la que se encuentra el ICS horizontal.

Tabla 38. Parámetros de operación en modo calefacción, modelo RF060, con datos de (Bosch, 2024).

Capacidad: refrigeración						
T_{ent}	\dot{V}	T_{ent}	Q_{total}	$Q_{absorvido}$	W_{total}	COP
$^{\circ}F$	<i>gpm</i>	$^{\circ}F$	<i>MBTU/hr</i>	<i>MBTU/hr</i>	<i>kW</i>	
30	14.5	80	45.1	33.2	3.7	3.6
40	14.5	80	51	38.5	3.8	3.9
50	14.5	80	54.7	43.1	3.9	4.1

En la Tabla 22, de la sección 3.1.3.3, se observa como la temperatura mínima del suelo se encuentra a $1[m]$ de profundidad y es igual a $9.53[^{\circ}C]$ o igual a $49.15[^{\circ}F]$. Como parte del

análisis se seleccionan tres configuraciones del uso de la BCG en temperaturas cercanas y menores a la indicada con anterioridad, manteniendo el mismo caudal de 14.5[gpm], como en el sistema para refrigeración, con la temperatura de entrada del aire de 80[°F]. En la Tabla 38 se presentan las características del equipo a partir del catálogo (Bosch, 2024).

Se definen en SI las condiciones de operación de la BCG, en la Tabla 39.

Tabla 39. Condiciones de operación de la BCG en modo calefacción, modelo RF060 (elaboración propia).

Caso	1	2	3	Unidades
Capacidad total de la BCG, \dot{Q}_{BC}	3.76	4.25	4.56	TR
	13,217.51	14,946.62	16,030.99	W
Calor absorbido, \dot{Q}_{evap}	2.77	3.21	3.59	TR
	9,729.96	11,283.24	12,631.36	W
Potencia de trabajo, \dot{W}_{total}	3700	3800	3900	W
COP_{cal}	3.60	3.90	4.10	-
Caudal, \dot{V}_a	0.91	0.91	0.91	L/s
	0.000915	0.000915	0.000915	m ³ /s
Flujo másico, \dot{m}_a	0.9114	0.9114	0.9114	kg/s
Temperatura de entrada, $T_{BC,ent}$	-1.11	4.44	10.0	°C
Temperatura de salida, $T_{BC,sal}$	-3.66	1.48	6.68	°C

Para el caso de operación del sistema en calefacción, el suelo debe encontrarse a una temperatura mayor que la temperatura del flujo de agua que sale de la BCG, lo que asegura que se tiene un flujo de absorción de calor. El cambio en la dirección del flujo de agua también representa un cambio en el aspecto termodinámico de la ecuación de diseño, lo que involucra a las temperaturas, lo cual se representa con la LMTD a partir del diagrama de la Figura 79.

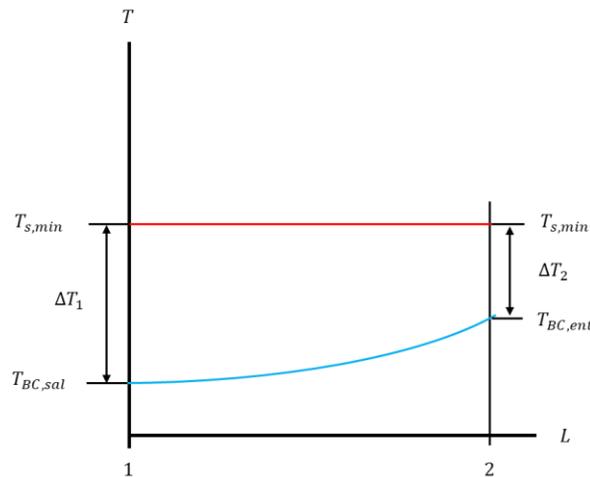


Figura 79. LMTD del ICS horizontal, para absorber calor (elaboración propia).

Con esta modificación, la LMTD se obtiene de la siguiente manera:

$$\Delta T_{lm,s} = \frac{T_{BC,ent} - T_{BC,sal}}{\ln\left(\frac{T_s - T_{BC,sal}}{T_s - T_{BC,ent}}\right)} \quad (93)$$

Para determinar el flujo de calor que es absorbido por el sistema se utiliza la ecuación (23), la cual se modificó a partir de la configuración del ICS horizontal en la sección 3.1.3.1, resultando la ecuación (67), en la que el flujo de calor se encuentra en función de la longitud de trinchera obtenida. Las características generales del ICS horizontal se presentan en la Tabla 25, en donde se conserva la resistencia térmica de trinchera y la longitud de la trinchera.

En la Tabla 40 se presenta el total de calor que absorbe el sistema del ICS horizontal a partir de las condiciones de operación que se observan en la Tabla 11, en donde se considera la temperatura mínima promedio de los tres niveles, con la que se determina la LMTD del sistema y el calor que absorbe. Se determina la longitud de trinchera que requeriría el sistema en cada caso, lo que determina la longitud que tendría el sistema para funcionar en las condiciones de diseño.

Tabla 40. Condiciones de operación de la BCG en modo calefacción, modelo RF060 (elaboración propia).

Caso	1	2	3	Unidades
Temperatura del suelo, $T_{s,min}$	10.98	10.98	10.98	°C
LMTD, $\Delta T_{lm,s}$	13.33	7.93	2.24	K
Calor absorbido, \dot{Q}_{abs}	27,960.97	16,627.11	4,707.96	W
	7.95	4.73	1.34	TR
Longitud estimada, L_{trinch}	45.25	88.24	348.87	m
Trabajo de entrada, \dot{W}_t	4,739	4,739	4,739	W
Calor condensado, \dot{Q}_{cond}	32,699.97	21,366.11	9,446.96	W
	9.30	6.08	2.69	TR
Calor suministrado, CT_{cal}	32113.82	20779.96	8860.82	W
	9.13	5.91	2.52	TR
Coefficiente de operación, COP_{cal}	7.73	5.00	2.13	—

El COP_{cal} se obtiene a partir de la carga térmica de calefacción o calor suministrado, el cual se considera a partir del calor que es entregado a la casa, con las pérdidas de calor que se observen en el sistema de distribución, a partir de la ecuación (9). En la sección 3.2.4 se determinó que la pérdida es igual a 0.17[TR] o a 586[W], la cual se mantiene como un valor constante en este análisis. El trabajo suministrado se considera constante, con la energía para la bomba presurizadora.

Se observa en el **caso 1** que la configuración del ICS horizontal permite absorber un flujo de 27,961[W], o 7.95[TR], lo cual se encuentra 5.18[TR] por encima de la energía requerida

por el sistema. Similar al caso de la sección 4.1.1, es posible determinar el calor condensado a partir del balance de energía total, a partir de la ecuación (1), y se determina la carga térmica del calor suministrado a partir del calor condensado menos la pérdida de $0.17[TR]$, con lo cual se obtiene un $COP_{cal} = 7.73$, el cual es mayor a dos veces el COP_{cal} del sistema visto en la Tabla 11. Con estos parámetros de operación el sistema es mucho más eficiente, logrando una alta carga térmica.

Un aspecto importante del **caso 1** es que en éste las temperaturas de operación del agua se encuentran por debajo de los $0[^\circ C]$, lo cual requiere que se tenga un flujo de agua con anticongelante, lo cual plantea una problemática al cambiar las propiedades del agua, modificando a su vez el rendimiento del sistema a partir del cambio del coeficiente convectivo interno, el cual se determinó en la sección 3.1.1.3, además que modificaría a su vez el rendimiento del ICS horizontal en el modo refrigeración. En un sentido práctico se requeriría de un cambio de la totalidad de agua en el sistema para cada cambio de operación.

En el **caso 2** se tiene una absorción de calor mayor a la requerida por las condiciones de operación de la BCG, aumentado a su vez el calor condensado y la carga térmica, generando un $COP_{cal} = 5$, el cual sigue siendo mayor que en el caso del COP_{cal} del sistema visto en la Tabla 11. En este caso el calor que es absorbido es $16,627[W]$, o $4.73[TR]$, frente al requerido de $4.25[W]$, lo cual sigue presentando una variación en el que el sistema es más eficiente.

Dentro del **caso 2** se hace la misma observación del **caso 1**, en el que se tiene un flujo de agua a temperaturas muy bajas, en este caso por encima de los $0[^\circ C]$, pero aun así muy cerca de este valor para presentar un proceso de solidificación del agua. El uso de anticongelante es necesario en esta configuración, presentando las mismas recomendaciones que en el **caso 1** de tener un flujo de agua con propiedades distintas o un cambio del volumen de agua en el sistema con el cambio de modo de operación.

En el **caso 3** se tiene una variación a los anteriores, en los que se tenía un aumento en la eficiencia del sistema, presentando una reducción con el cambio en los parámetros. Se tiene un calor absorbido de $4,708[W]$, o $1.34[TR]$, frente al requerido de $3.59[W]$, por lo cual no se llega a las condiciones de operación óptimas de la Tabla 11. El calor total suministrado es de $2.52[TR]$, con lo que se obtiene $COP_{cal} = 2.13$, el cual se encuentra por debajo el valor estimado de 4.10, lo que indica un sistema menos eficiente. Una ventaja del **caso 3** es que en este no se tendría un requerimiento del uso de anticongelante, por lo cual es posible hacer el cambio de modo de operación sin tener que modificar el agua del sistema.

La longitud estimada L_{trinch} presenta otro parámetro que pone en perspectiva el incremento en la eficiencia del sistema, al estimar una longitud de la trinchera menor a la del ICS horizontal en el **caso 1** y **caso 2**, lo cual nos indica que se tendría un sistema

sobredimensionado para las condiciones de diseño que se plantean en la Tabla 11. Por el contrario, el **caso 3** requiere de una mayor longitud al tener las temperaturas de operación del agua más cercanas a la temperatura mínima del suelo, lo que indica que se requiere mayor tubería (mayor área de transferencia) para cumplir con la tasa de calor absorbido.

De los tres casos, es el tercero el que presenta una aproximación más cercana a la operación de la BCG en modo calefacción, lo cual nos indica también que por las condiciones de diseño bajo las que se planteó el ICS horizontal, solo se podrá conseguir un aproximado de $2.52[TR]$ de calor suministrado.

4.2. Variaciones en los parámetros de diseño

En la sección 4.1 se buscó ver el rendimiento del ICS horizontal ante cambios en la operación de la instalación propuesta. En esta sección se plantea la modificación que tendría el ICS a partir de cambios como en las propiedades del suelo, en las condiciones climáticas externas y en el material de las tuberías que componen al ICS.

4.2.1. Propiedades del suelo

Dentro de los parámetros de diseño del ICS se especificaron las propiedades térmicas del suelo, en particular de la conductividad térmica, cuyos valores se mostraron en la Tabla 12. Los cuales caracterizan un suelo húmedo compuesto por caliza. En el caso de tener un suelo compuesto por otro tipo de materiales se tendrían cambios en el perfil térmico del suelo y en la resistencia térmica interna del suelo, lo cual modifica la longitud del ICS horizontal.

En la Tabla 41 se presentan una serie de tipos de rocas, los cuales son componentes del suelo, en los que se seleccionan dos tipos de rocas: sedimentaria y no consolidadas (Sarbu, I. Sebarchievic, C., 2016); además que se incluye el suelo del lugar donde se tiene la propuesta del ICS horizontal.

De cada tipo de roca se presenta su conductividad térmica y la capacidad calorífica volumétrica, con la cual se determina la difusividad. Para determinar la temperatura máxima del suelo a cierta profundidad se debe seleccionar también el día en el que se tiene este valor, en el modelo de Kusuda y Achenbach, en el que se tiene el tiempo dentro del argumento de la función coseno, por lo que, si se requiere el valor máximo, se debe hacer el coseno igual a -1 , representando el día más caluroso del año, por lo que se llega a la siguiente expresión:

$$T(d) = T_s + A_s \cdot e^{\left(-d \sqrt{\frac{\omega}{\alpha_s}}\right)} \quad (94)$$

Tabla 41. Propiedades térmicas de diferentes rocas (elaboración propia, datos de Sarbu, I. Sebarchievici, C., 2016).

Diferentes tipos de rocas que componen el suelo				
Material	k_s	$C_{p,s}$	α_s	
	$W/m \cdot K$	$J/kg \cdot K$	m^2/s	$m^2/días$
Rocas sedimentarias				
Caliza	2.8	2,250,000	1.24E-06	0.1075
Marga	2.1	2,25,0000	9.33E-07	0.0806
Cuarcita	6	2,150,000	2.79E-06	0.2411
Halita	5.4	1,200,000	4.50E-06	0.3888
Arenisca	2.3	2,200,000	1.05E-06	0.0903
Limolitas y argelitas	2.2	2,250,000	9.78E-07	0.0845
Rocas no consolidadas				
Grava seca	0.4	1,500,000	2.67E-07	0.0230
Grava húmeda	1.8	2,400,000	7.50E-07	0.0648
Arena seca	0.4	1,450,000	2.76E-07	0.0238
Arena húmeda	2.4	2,550,000	9.41E-07	0.0813
Arcilla seca	0.5	1,550,000	3.23E-07	0.0279
Arcilla húmeda	1.7	2,500,000	6.80E-07	0.0588
Turba	0.4	2,150,000	1.86E-07	0.0161
Suelo de diseño del ICS horizontal				
Suelo, San Miguel C.	1.3	2,310,000	5.63E-07	0.0486

De esta forma se puede determinar la temperatura máxima a diferentes profundidades del suelo, como se presenta en la Tabla 42, en la que se determina la temperatura máxima del suelo, $T_{s,max}$ a las profundidades en las que se instala el ICS horizontal. Los diferentes tipos de suelo se clasifican en esta tabla a partir del valor de su difusividad térmica, la cual se obtiene con la ecuación (16), del menor al mayor.

Sin importar el tipo de suelo, a medida que se incrementa la profundidad del suelo la temperatura máxima $T_{s,max}$ disminuye su valor. Al modificar el tipo de suelo se tiene el incremento de la difusividad térmica, con un incremento directo de la temperatura del suelo, como se observa en la Tabla 42. Esto significa que los suelos con mayor difusividad son tienen una mejor capacidad de transferir el calor, como se ve en el caso de la halita, que llega a alcanzar una temperatura de 28.31[°C] a una profundidad de un 1[m], mientras que, en el caso de la turba, a la misma profundidad el modelo indica que se tiene una temperatura de 23.60[°C].

Tabla 42. Temperatura del suelo a diferentes profundidades (elaboración propia).

Variación de temperatura con diferentes tipos de suelo				
Profundidad		$d = 1[m]$	$d = 1.5[m]$	$d = 2[m]$
Tipo de suelo	α_s	$T_{s,max}$		
	$m^2/días$	$°C$		
Turba	0.0161	23.35	21.52	20.26
Grava seca	0.0230	24.11	22.34	21.04
Arena seca	0.0238	24.18	22.42	21.12
Arcilla seca	0.0279	24.49	22.77	21.47
Suelo, San Miguel C.	0.0486	25.52	23.98	22.73
Arcilla húmeda	0.0588	25.83	24.36	23.15
Grava húmeda	0.0648	25.99	24.56	23.36
Marga	0.0806	26.32	24.97	23.83
Arena húmeda	0.0813	26.33	24.99	23.85
Limolitas y argelitas	0.0845	26.39	25.06	23.93
Arenisca	0.0903	26.48	25.18	24.07
Caliza	0.1075	26.72	25.49	24.42
Cuarcita	0.2411	27.64	26.71	25.87
Halita	0.3888	28.06	27.29	26.58

A pesar de tener mayores temperaturas en los casos con mayor difusividad térmica, se observará que, gracias al valor de esta propiedad, el calor del ICS horizontal se transfiere mejor, lo cual indica que se requieren de menores longitudes de trinchera para el sistema, como se verá a continuación.

La longitud de trinchera para cada una de las configuraciones se parte de la instalación en la misma BCG, con los parámetros de operación de la Tabla 11, donde se muestra la temperatura de entrada y de salida del equipo y el calor que debe ser condensado en el sistema del ICS.

Para cada configuración del ICS horizontal se toma el mismo caudal, que parte de la configuración propuesta a partir de la figura 59, con la división del caudal en dos vías por nivel, por lo cual se tendría una aproximación como se muestra en la Tabla 24, en la que se tiene el uso de tubería PEAD SDR11, con DN32 para el caso 2TPT y con DN20 para los casos de 4TPT y 6TPT. A partir de cada configuración se toma la temperatura promedio del suelo a partir de los resultados presentados en la Tabla 42

Para la variación por cada tipo de suelo se llega a una resistencia térmica de trinchera y finalmente a la longitud de trinchera L_{trinch} necesaria para disipar el calor del sistema. En la Tabla 43 se presentan las resistencias térmicas para cada variación y las longitudes requeridas según el tipo de suelo, con el mismo orden presentado en la Tabla 42.

Tabla 43. Longitud de trinchera del ICS horizontal con diferentes tipos de suelo (elaboración propia).

Variación de longitud de trinchera con diferentes tipos de suelo						
Configuración	2TPT	4TPT	6TPT	2TPT	4TPT	6TPT
Tipo de suelo	R_{trinch}			L_{trinch}		
	$m \cdot K/W$			$^{\circ}C$		
Turba	0.6490	0.2819	0.1686	978.14	444.28	282.42
Grava seca	0.6497	0.2823	0.1689	1034.85	472.09	301.10
Arena seca	0.6497	0.2823	0.1689	1040.70	474.93	302.98
Arcilla seca	0.5282	0.2301	0.1380	868.54	397.94	254.75
Suelo, San Miguel C.	0.2288	0.1015	0.0619	415.95	194.62	126.91
Arcilla húmeda	0.1848	0.0826	0.0507	348.22	164.22	107.81
Grava húmeda	0.1769	0.0792	0.0487	339.69	160.50	105.53
Marga	0.1577	0.0709	0.0439	315.95	150.04	99.04
Arena húmeda	0.1432	0.0647	0.0402	287.25	137.02	90.81
Limolitas y argelitas	0.1525	0.0687	0.0426	308.21	146.59	96.88
Arenisca	0.1477	0.0666	0.0413	302.48	144.08	95.33
Caliza	0.1288	0.0585	0.0366	273.00	130.91	87.09
Cuarcita	0.0828	0.0388	0.0249	204.77	100.85	68.49
Halita	0.0878	0.0410	0.0262	236.69	115.71	77.95

En la Figura 80 se presenta la variación de la longitud de trinchera requerida para cada diseño a partir del cambio de la difusividad térmica, con todos los tipos de suelo.

La observación principal que se obtiene de la Figura 80 es la relación indirecta de la difusividad con la longitud de trinchera, en la que a medida que se aumenta el valor de α_s , la longitud L_{trinch} requerida es menor. Con los tipos de suelos seleccionado se observa un comportamiento en esta relación que se ajusta a una función potencial de la forma $y = a \cdot x^n$, cuyo exponente n es negativo, lo cual se mantiene en las tres configuraciones.

Con las características de diseño, se sigue observando que la configuración 2TPT es la que requiere de mayores longitudes, teniendo en los casos de $\alpha_s < 0.05$ longitudes mayores a los 1,000[m]. Incluso, fuera de la línea de tendencia potencial, el caso de la arena seca, se obtiene una longitud de trinchera de 1,054[m], la más alta de todos los resultados. Por el contrario, el caso de la configuración 6TPT sigue siendo la que implica una menor longitud, considerando que para la arena seca requiere de una longitud de 310[m], alrededor de un 30% de la configuración 2TPT.

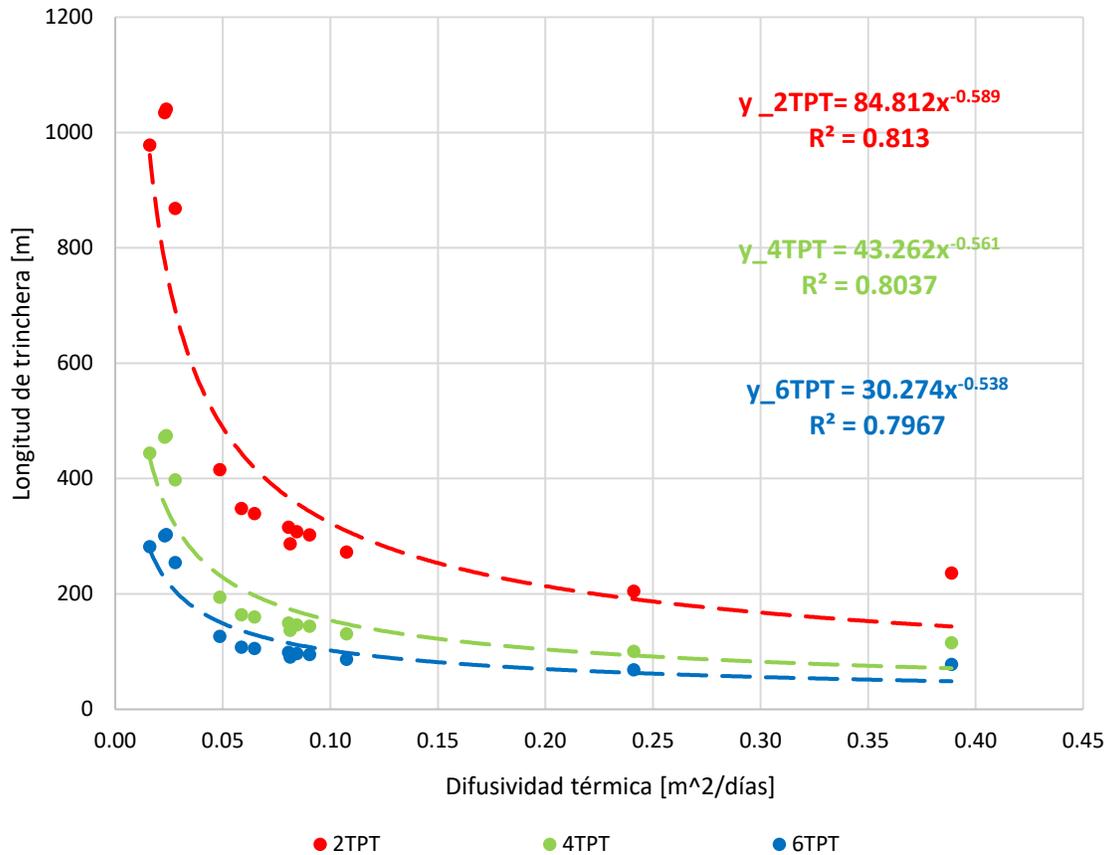


Figura 80. Variación de la longitud del ICS horizontal en diferentes suelos (elaboración propia).

La relación $\alpha_s - L_{trinch}$ no es enteramente lineal, sino que se tienen variaciones notables, como lo es el caso de la grava y arena secas, las cuales requieren de una mayor longitud para el ICS horizontal a pesar de contar con una difusividad mayor que la turba, lo cual aplica en las tres configuraciones. Esto se debe en gran medida a que tanto la arena como la grava seca tienen una capacidad calorífica baja en relación con la turba, lo cual determina una difusividad mayor, pero una conductividad térmica mayor, lo cual tiene una relación directa con la resistencia térmica del suelo; en estos casos, la resistencia del suelo al cambio de temperatura es mayor por el sistema del ICS horizontal, requiriendo de mayores longitudes.

Este principio se observará a lo largo de todas las variaciones propuestas, al igual que se observa con la halita, con la que se requiere de una longitud mayor en las tres configuraciones, en comparación con la cuarcita. La cuarcita, como se ve en la Tabla 41, es la roca con mayor conductividad térmica, pero a su vez cuenta con un valor alto de conductividad térmica volumétrica, por lo cual, a pesar de ser el material con la mayor capacidad de transferir calor por unidades métricas, la velocidad en la que es transferido este calor es menor que la halita.

La Figura 81 parte de la Tabla 43, omitiendo los resultados de difusividad $\alpha_s > 0.10$, lo que implica que no se muestran los resultados de la caliza, la cuarcita y la alita. Esto se hace con la finalidad de observar la variación $L_{trinch} - \alpha_s$ sin los valores extremos de estos tipos de rocas.

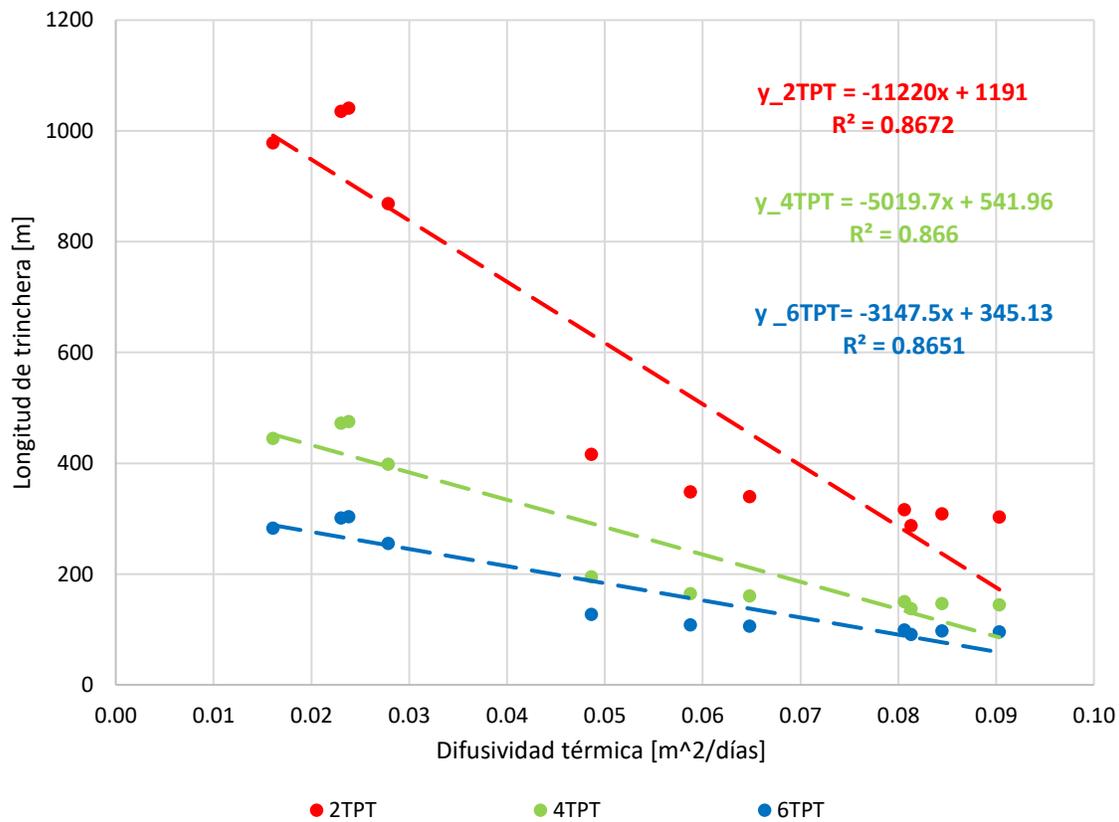


Figura 81. Variación de la longitud del ICS horizontal en diferentes suelos elegidos (elaboración propia).

En este caso se observa que la tendencia se ajusta a una recta, cuyas ecuaciones se presentan dentro de la Figura 81. En líneas generales se presenta el mismo comportamiento, donde a medida que aumenta la difusividad disminuye la longitud de trinchera requerida, lo cual se representa por el signo negativo de la pendiente en las tres configuraciones.

4.2.2. Condiciones climáticas externas

La temperatura ambiental juega un papel importante en el diseño del ICS horizontal, como se vio en la sección 2.3 y comprobó en la sección 3.1.3, al variar la temperatura del suelo $T_{s,max}$ a partir de la profundidad de cada configuración. Caso contrario se observó en el caso del diseño del ICS vertical, en el que se requería solo la suposición de la temperatura promedio del suelo T_s como valor de la temperatura invariable del suelo.

El análisis del rendimiento del ICS horizontal en el caso de la variación del clima externo se vio en la sección 4.1.1, mientras que aquí se observará la variación en la longitud de diseño, o longitud de trinchera, que se modifica a partir de los cambios de las condiciones climáticas. En este caso es de mayor interés el modelo para determinar la temperatura del suelo, ecuación (31), el cual incluye diferentes propiedades del clima, como lo son la temperatura ambiente, de bulbo seco, la de rocío, la humedad relativa, la velocidad del viento, la radiación solar promedio, etc.

Primero se analiza el caso del análisis a partir del cambio de la humedad del suelo, el cual se obtiene de la fracción del rango de vaporización, f , la cual se definió como $f = 0.8$, como parte de la distinción de las condiciones de diseño de un suelo húmedo. El rango de valor es de $0 < f < 1$, por lo cual se puede determinar su impacto en el diseño del ICS horizontal a través del cambio en su valor, manteniendo las condiciones climáticas establecidas en la Tabla 14, con el mismo suelo y las propiedades de la Tabla 12. Se obtiene la variación de la temperatura superficial del suelo, la variación de la temperatura máxima a diferentes profundidades y la variación de la longitud del ICS horizontal en las tres configuraciones posibles, mostrado en la

Tabla 44, resaltando en negritas el parámetro que corresponde al diseño propuesto.

Tabla 44. Variación de la longitud del ICS por la fracción de vapor del suelo (elaboración propia).

Variación de la longitud del ICS							
Fracción de vapor	T_s	$T_{s,max}$			L_{trinch}		
	°C	°C			m		
	Suelo	2TPT	4TPT	6TPT	2TPT	4TPT	6TPT
0.3	56.46	64.90	63.43	62.22	-	-	-
0.4	44.49	52.93	51.46	50.24	-	-	-
0.5	35.36	43.79	42.32	41.11	-	-	-
0.6	28.13	36.57	35.10	33.89	-	-	-
0.7	22.26	30.70	29.23	28.02	779.01	386.75	275.77
0.8	17.40	25.83	24.36	23.15	431.55	202.06	131.75
0.9	13.29	21.73	20.26	19.04	316.55	145.83	93.11
1.0	9.78	18.21	16.74	15.53	258.26	118.05	74.64

En la Figura 82 se presenta el cambio de la temperatura del suelo a partir de la variación del factor de vaporización, además que se agrega la temperatura del flujo de agua que sale de la BCG. Debido a que el factor de vaporización modifica los valores del coeficiente convectivo efectivo y el debido a la humedad, ecuación (33) y (34), respectivamente, además de la propia ecuación de la temperatura del suelo, ecuación (30), se tiene un gran cambio en el resultado de T_s con la variación realizada. Se observa que a valores de $f < 0.4$ el valor de T_s

incrementa a valores por encima de $40[^\circ\text{C}]$, lo cual realiza una descripción irreal de la transferencia del calor que se distribuye.

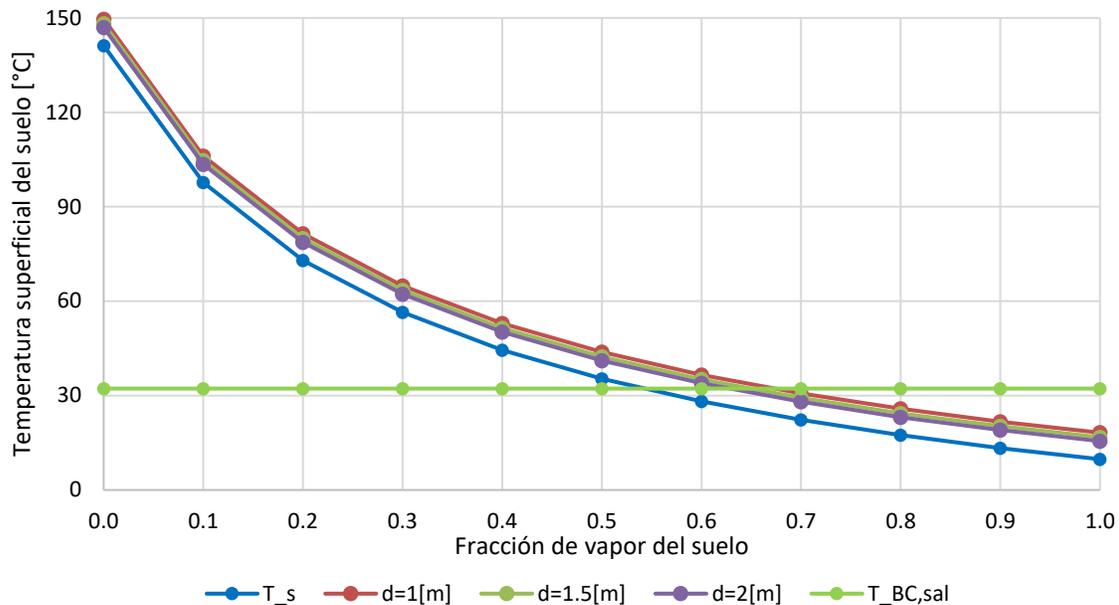


Figura 82. Variación de la temperatura del suelo por la fracción de vapor (elaboración propia).

En el caso de $f > 0.7$ se tienen temperaturas de T_s alrededor y por debajo de los $20[^\circ\text{C}]$, hasta el caso descrito como suelo saturado de agua, $f = 1$, en el que la $T_s = 9.8[^\circ\text{C}]$, un suelo muy frío, que presenta el escenario más ideal en el diseño del ICS horizontal.

Como se había comentado en la selección de la BC, la temperatura $T_{BC,sal}$ debe ser mayor que la T_s a la profundidad en que se instala, por lo cual los casos de $f < 0.5$, vistos en la Figura 82 se observan cómo no viables, al tener $T_s > T_{BC,sal}$, lo cual modifica el flujo de calor, haciendo que el ICS horizontal opere como un sistema de absorción de calor. El caso $f = 0.6$ se observa como uno particular en el que T_s tiende al valor de $T_{BC,sal}$, por lo cual, también es un caso que se descarta también en el cálculo de L_{trinch} .

Dentro del rango $f > 0.7$ se tienen los casos en los que es posible el diseño del ICS horizontal, con un comportamiento esperado en el que al reducir T_s disminuye L_{trinch} , hasta el caso ideal donde las longitudes son aproximadamente un 50% menores que las requeridas por el sistema del ICS horizontal propuesto. Se observan los resultados en la Figura 83.

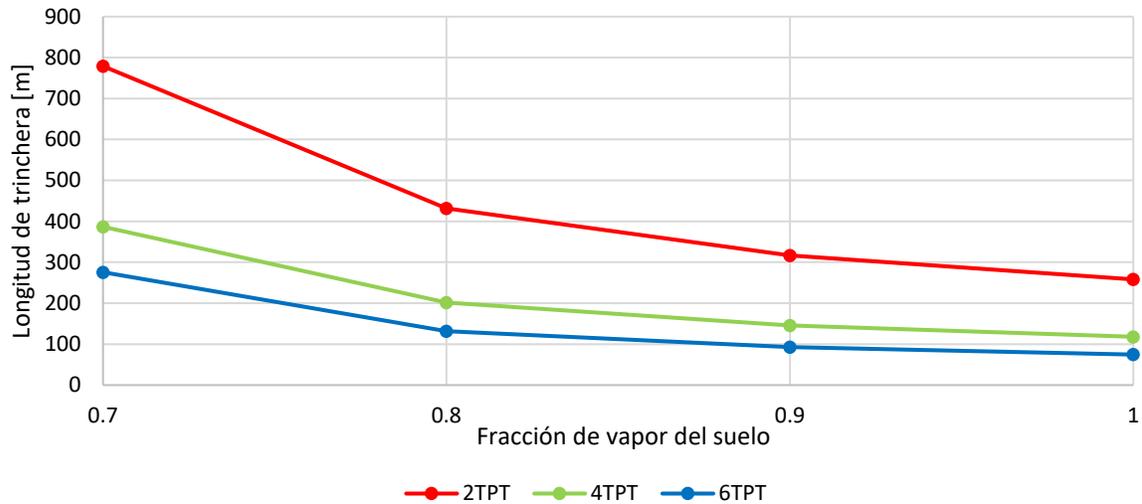


Figura 83. Variación de la longitud de trinchera del ICS horizontal por la fracción de vapor (elaboración propia).

Estos resultados indican que se debe tener un valor bien definido de f para evitar llegar a resultados contraproducentes. También se reconoce que la variación de f está ligada en gran parte a los tipos de climas ambientales. En este caso, el clima tiende a altas temperaturas, a la vez que húmedo, lo cual se confirma al registrar una humedad relativa de 79.18% en el sitio, lo cual concuerda con los resultados de T_s , al tener valores que se encuentran por debajo del valor de T_{amb} .

Se recuerda que la fracción de vapor f indica el porcentaje de agua que retiene el suelo de la que es evaporada por la temperatura del sol, lo cual nos indica que en este suelo se evapora alrededor de un 20% del agua que lo contiene, con las condiciones ambientales establecidas, por lo cual, al reducir la cantidad de agua que retiene se incrementa T_s hasta un rango que es prácticamente imposible al contar con temperaturas mayores a 40[°C] y 50[°C]. Se debe tener congruencia con los parámetros escogidos para tener una descripción propicia del suelo donde se instala el ICS, lo cual se desarrolla en el siguiente análisis.

Se prosigue con el análisis de la variación de la longitud de trinchera del ICS horizontal a partir del cambio del total de las condiciones ambientales, lo cual presenta un cambio de T_s que repercute en el resultado final del diseño. En este apartado se retoma el uso de las regiones climáticas de México, las cuales se presentan en Figura 48, y que se simplifican en tres climas: cálidos, secos y templados.

Como se definió en la sección 3.1, la región indicada para el diseño preliminar del ICS es de clima cálido. En esta sección se continuará con el proceso de diseño de un ICS horizontal en las dos regiones que representen un clima seco y templado. Para el caso del clima seco se elige el estado de Chihuahua, en Ciudad Juárez, de donde se obtienen las propiedades requeridas para determinar la temperatura del suelo. Para el caso del clima templado se toma

como punto de referencia el clima de Ciudad Universitaria, en la Ciudad de México. La información del clima se obtiene de la página **Power Data Access Viewer**. la cual se usó también para las condiciones de diseño del ICS horizontal.

Para el desarrollo de este análisis se tendrá en consideración solo la modificación del clima externo, sin el caso de las modificaciones en los tipos de suelo, sección 4.2.1, tomando solo las propiedades del suelo de la Tabla 12. Primero se observa el caso del clima seco, en el que se obtienen las propiedades promedio, Tabla 45

Tabla 45. Parámetros climáticos de Ciudad Juárez, Chihuahua (elaboración propia).

Parámetro	Valor promedio	Unidades
Temperatura ambiental (bubo seco), T_{amb}	20.21	$^{\circ}C$
Temperatura de bulbo húmedo, T_{BH}	10.04	$^{\circ}C$
Temperatura de rocío, $T_{rocío}$	0.95	$^{\circ}C$
Presión atmosférica, P_{amb}	87.29	kPa
Humedad relativa, H_r	35.14	%
Velocidad del viento, v_{aire}	2.88	m/s
Radiación solar, G_s	14.66	W/m^2
Humedad del suelo, f	0.22	—

Se sigue el procedimiento de cálculo de la temperatura del suelo visto en la sección 2.3, en donde se determinan varios parámetros que intervienen en la temperatura del suelo, además de un proceso iterativo para determinar h_{rad} y el cambio de T_{cielo} , presentando solo el resultado promedio en unidades SI. Se mantiene el valor usado de la absorptividad del suelo, visto en la Tabla 13.

Tabla 46. Parámetros de la temperatura del suelo, clima seco (elaboración propia).

Parámetro	Valor promedio	Unidades	
Presión de evaporación, P_{vap}	30.71	hPa	
Emisividad del suelo, ϵ_s	0.90	—	
Absortividad del suelo, β_s	0.88	—	
Coefficiente convectivo del aire sobre el suelo, h_s	16.63	$W/m^2 \cdot K$	
Coefficiente convectivo debido a la humedad, h_H	18.91	$W/m^2 \cdot K$	
Coefficiente convectivo efectivo, h_e	23.10	$W/m^2 \cdot K$	
Coefficiente de radiación promedio, h_{rad}	4.47	$W/m^2 \cdot K$	
Temperatura del cielo promedio, $T_{cielo,p}$	-4.22	$^{\circ}C$	
Temperatura del suelo superficial, T_s	$d = 0[m]$	17.59	$^{\circ}C$
Temperatura máxima del suelo a diferentes profundidades, $T_{s,max}$	$d = 1.0[m]$	26.03	$^{\circ}C$
	$d = 1.5[m]$	24.56	
	$d = 2.0[m]$	23.35	

El cambio de T_s modifica la temperatura máxima a la que se encuentra instalado el ICS horizontal, lo cual modifica las temperaturas a las profundidades requeridas. En la Tabla 46 se presentan las temperaturas máximas a partir de la profundidad requerida.

Con la temperatura del suelo se prosigue con la longitud de trinchera para el ICS horizontal, con el procedimiento detallado en la sección 3.1.3, manteniendo los parámetros de operación de la BCG y las características del suelo, por lo cual se conservan los diámetros de PEAD establecidos y el caudal para cada configuración.

Tabla 47. Características del ICS horizontal, tres configuraciones, clima seco (elaboración propia).

Parámetros geométricos del ICS horizontal				
Configuración		2TPT	4TPT	6TPT
Tubería del ICS horizontal PEAD SDR11		DN32	DN20	DN20
Caudal de agua en el ICS, \dot{V}_a	L/s	0.4574	0.2287	0.1524
Resistencia térmica de la trinchera, R_{trinch}	$W/m \cdot K$	0.2292	0.1016	0.0621
Temperatura máxima del suelo, T_s	$^{\circ}C$	23.35	23.95	24.64
Longitud del ICS horizontal, L_{trinch}	m	439.21	205.87	134.45
Ancho de la instalación, H_{inst}	m	9.5	9.5	9.5
Largo de la instalación, L_{inst}	m	44	21	13.5
Área requerida ICS horizontal, A_{inst}	m^2	418	199.5	128.25

Se obtienen la L_{trinch} requerida para cada configuración, además de mantener la propuesta de configuración establecida en la sección 3.1.3.3, a partir de la figura 59, en la que se define la separación entre trincheras S_{tr} y la separación entre tubos S iguales $S_{tr} = S$, e igual a $0.5[m]$, por lo cual se tiene un ancho igual a $9.5[m]$ a partir de tener un total de 10 trincheras. El largo de trinchera instalado L_{inst} es el parámetro que se obtiene, con lo cual se calcula el área requerida de instalación, como se resume en la Tabla 47.

En el caso del clima templado, en el punto definido, las características se ven en la Tabla 48.

Tabla 48. Parámetros climáticos de Ciudad Universitaria, CDMX (elaboración propia).

Parámetro	Valor promedio	Unidades
Temperatura ambiental (bubo seco), T_{amb}	15.21	$^{\circ}C$
Temperatura de bulbo húmedo, T_{BH}	10.47	$^{\circ}C$
Temperatura de rocío, $T_{rocío}$	5.73	$^{\circ}C$
Presión atmosférica, P_{amb}	74.64	kPa
Humedad relativa, H_r	60.77	%
Velocidad del viento, v_{aire}	2.42	m/s
Radiación solar, G_s	14.44	W/m^2
Humedad del suelo, f	0.41	—

De nuevo se sigue el procedimiento de la sección 2.3, para obtener T_s a partir de la ecuación (31). De nuevo se presenta la temperatura máxima del suelo a las profundidades requeridas para la instalación del ICS horizontal.

Tabla 49. Parámetros de la temperatura del suelo, clima templado (elaboración propia).

Parámetro		Valor promedio	Unidades
Presión de evaporación, P_{vap}		30.31	hPa
Emisividad del suelo, ε_s		0.90	—
Absortividad del suelo, β_s		0.88	—
Coeficiente convectivo del aire sobre el suelo, h_s		14.90	$W/m^2 \cdot K$
Coeficiente convectivo debido a la humedad, h_H		21.36	$W/m^2 \cdot K$
Coeficiente convectivo efectivo, h_e		25.53	$W/m^2 \cdot K$
Coeficiente de radiación promedio, h_{rad}		4.35	$W/m^2 \cdot K$
Temperatura del cielo promedio, $T_{cielo,p}$		-5.17	$^{\circ}C$
Temperatura del suelo superficial, T_s	$d = 0[m]$	13.21	$^{\circ}C$
Temperatura máxima del suelo a diferentes profundidades, $T_{s,max}$	$d = 1.0[m]$	21.65	$^{\circ}C$
	$d = 1.5[m]$	20.18	
	$d = 2.0[m]$	18.96	

Por último, se obtiene la L_{trinch} para cada configuración, con las mismas condiciones de operación de la BCG y las mismas propiedades del suelo, la misma tubería de PEAD requerida y se llega a los resultados que se presentan en la Tabla 50.

Tabla 50. Características del ICS horizontal, tres configuraciones, clima templado (elaboración propia).

Parámetros geométricos del ICS horizontal				
Configuración		2TPT	4TPT	6TPT
Tubería del ICS horizontal PEAD SDR11		DN32	DN20	DN20
Caudal de agua en el ICS, \dot{V}_a	L/s	0.4574	0.2287	0.1524
Resistencia térmica de la trinchera, R_{trinch}	$W/m \cdot K$	0.1837	0.0819	0.0503
Temperatura máxima del suelo, T_s	$^{\circ}C$	18.96	19.57	20.26
Longitud del ICS horizontal, L_{trinch}	m	254.10	117.88	75.75
Ancho de la instalación, H_{inst}	m	9.5	9.5	9.5
Largo de la instalación, L_{inst}	m	25.5	12	8
Área requerida ICS horizontal, A_{inst}	m^2	242.25	114	76

En la Tabla 51 se reúnen los resultados de cada tipo de clima, con el valor de la temperatura y humedad relativa anual promedio, los cuales son característicos de cada tipo de clima, se presenta el valor de T_s obtenido, las longitudes de trinchera L_{trinch} y las áreas requeridas de instalación para cada configuración del ICS horizontal.

Tabla 51. Variación de la longitud de trinchera por cambio de clima (elaboración propia)

Resumen de resultados									
Clima	H_r	T_{amb}	T_s	2TPT		4TPT		6TPT	
	%	°C	°C	L_{trinch}	A_{inst}	L_{trinch}	A_{inst}	L_{trinch}	A_{inst}
				<i>m</i>	<i>m</i> ²	<i>m</i>	<i>m</i> ²	<i>m</i>	<i>m</i> ²
Seco	35.14	19.13	17.59	439.21	418.00	205.87	199.5	134.45	128.25
Cálido	79.18	27.79	17.40	431.55	423.65	193.88	185.25	126.77	121.60
Templado	60.77	15.21	13.21	254.10	242.25	117.88	114.0	75.75	76.0

En el caso del clima seco (Ciudad Juárez, Chihuahua) se observa una temperatura por debajo de los 20[°C], pero una humedad relativa muy baja, por debajo de las condiciones de confort, de 50%, las cuales son las características particulares del clima seco. El factor de vaporización f se encuentra en un valor 0.22, el cual indica que el suelo solo retiene 20% del agua evaporada por el calor externo, lo cual aumento la T_s para ser el clima del que se obtiene el valor mayor, de 17.59[°C]. En este clima se tiene la longitud de trinchera mayor en las tres configuraciones. En la Figura 84 se grafican los resultados de la Tabla 51, mostrando la tendencia creciente del modelo al incrementar T_s .

El caso del clima cálido es el correspondiente con el clima del sitio donde se propone el ICS horizontal de la sección 3.1.3.3, en donde se observa que la T_s es menor al caso del clima seco, solo por 0.19[°C], lo cual es una diferencia mínima, lo cual se debe a que se tienen las temperaturas anuales más altas, además del valor más elevado de la radiación solar G_s . Estas condiciones del clima indican una temperatura del suelo elevada, a pesar de contar con la mayor humedad de los tres climas y un factor de vaporización f de 0.8.

En el caso del clima templado (Ciudad Universitaria, CDMX), se cuenta con el caso de temperaturas menores registradas, tanto en la T_{amb} y en la T_s , siendo de 13.21[°C], alrededor de 4[°C] por debajo de los valores obtenidos en los otros climas. Se ve que la humedad es mayor a 50%, pero sin llegar a la elevada humedad del caso del clima cálido, además de tener un factor de vaporización de 0.41, el cual se indica en la sección 2.3 como un valor típico utilizado en suelos comunes. Al tener la T_s menor, se dimensionan las longitudes de trinchera menores, llegando a obtenerse longitudes alrededor de un 40% más pequeñas requeridas en los otros climas.

En la Figura 84 se observa con claridad la tendencia de crecimiento de la longitud L_{trinch} al incrementar el valor de T_s , la cual se representa a partir de una ecuación lineal $y = m \cdot x + b$, en donde se cuenta con una pendiente positiva para las tres configuraciones.

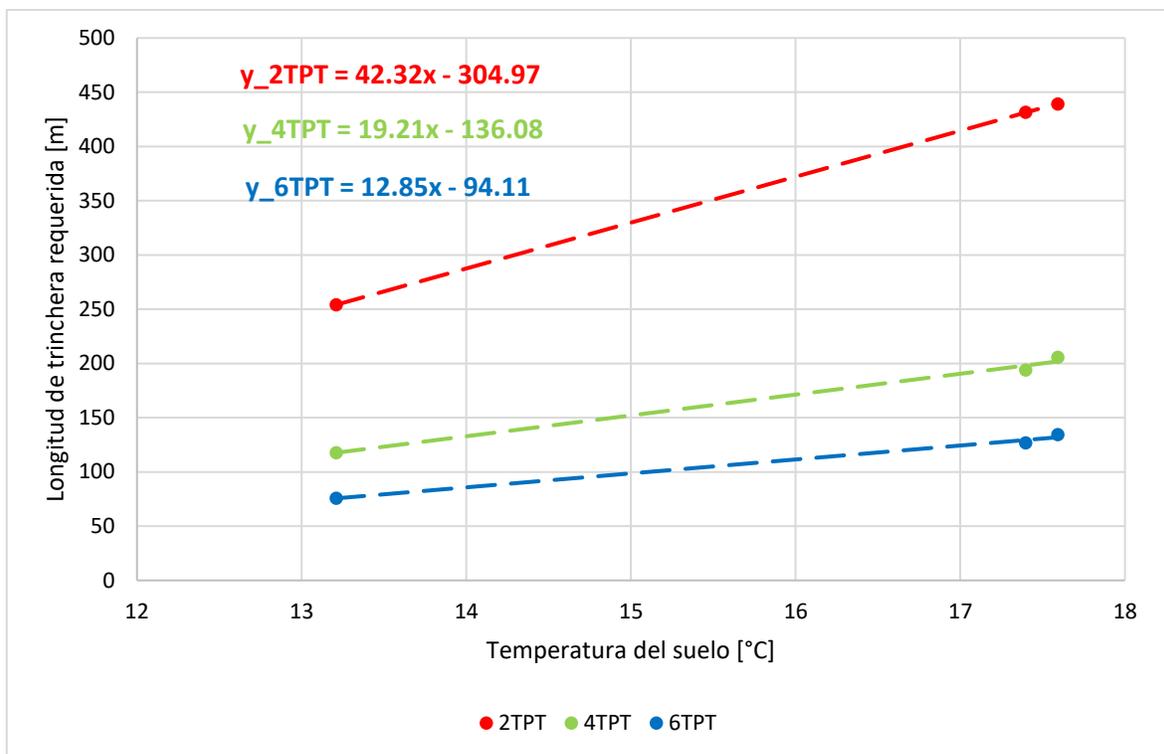


Figura 84. Variación de la longitud de trinchera por cambio de clima (elaboración propia).

Los modelos conseguidos son particulares de la tubería utilizada, con los diámetros y caudales que se ven en las Tabla 47 y en la Tabla 50, por lo cual, a pesar de representar una estimación para conocer la longitud de un ICS horizontal a partir de la temperatura del suelo, funciona como una aproximación inicial para determinar el tamaño aproximado que requeriría una instalación.

4.2.3. Materiales de construcción

En los parámetros de diseño del ICS se estableció el uso de tubería de PEAD SDR11 PN16 como la elegida para las propuestas, tanto en la configuración horizontal como vertical, por lo cual las condiciones de diseño se basaron en las propiedades de este tipo de tubería, en los que se incluye el diámetro interno del flujo de agua, el diámetro externo y la conductividad térmica del material.

En esta sección se hará un análisis del cambio en la longitud de diseño del ICS horizontal al cambiar el material propuesto. El cambio del material modifica también parámetros como la velocidad del flujo de agua y la tasa de transferencia de calor en la tubería. Se consideran las mismas condiciones de diseño del ICS horizontal, además del arreglo propuesto en la figura 59, en el que se distribuye el caudal de agua de cada nivel en tres vías para los tres niveles, a

su vez que se divide en cada nivel en dos vías, a partir de una configuración en la que se parte la L_{trinch} en diez trincheras, con una separación entre los centros de los tubos de $0.5[m]$, por lo que se tiene un ancho de $H_{inst} = 9.50[m]$.

- **Cobre**

Se partirá con el uso de tubería de cobre, en la que se cuentan con tres categorías diferentes: tipo M, L y K. La información de los diámetros presentados se obtiene del catálogo de productos de NACOBRE (s.f.), en donde se especifica que el uso de tubería para transportar agua potable corresponde a la tubería tipo M, mientras que el tipo L también incluye el uso de gases a presión, mientras que el tipo K es para uso industrial, de flujos sometidos a grandes presiones.

Para seleccionar el tamaño ideal de diámetro interno se recuerda el procedimiento realizado en la sección 3.1.1.3, donde se estableció que, con el caudal requerido de la BCG, el diámetro interno ideal para una velocidad de $1[m/s]$ es $D_{int,ideal} = 0.034[m]$, por lo cual se busca la tubería más próxima al valor requerido, siendo el caso de la tubería de $1\frac{1}{4}$ ” la requerida.

Dentro del catálogo (Nacobre, s.f.) se observa que una tubería de $1\frac{1}{4}$ ” adecuada sería tipo M, además de ser tubería rígida. Cuando el caudal se divide se tiene el uso de diámetros menores, los cuales se aproximan a partir del caudal requerido. En el caso de un diámetro de 1 ” o menor se decide utilizar tubería de cobre flexible tipo L.

Tabla 52. Tubería de cobre tipo M para el sistema (elaboración propia).

Tubería de cobre tipo M						
$D_{nominal}$	D_{ext}	D_{int}	A_t	\dot{V}_a	v_a	\dot{m}_a
<i>in</i>	<i>m</i>	<i>m</i>	<i>m²</i>	<i>m³/s</i>	<i>m/s</i>	<i>kg/s</i>
1 1/4	0.0349	0.0328	0.0008	0.00091	1.08	0.9093
1	0.0286	0.0260	0.0005	0.00046	0.86	0.4546
3/4	0.0222	0.0199	0.0003	0.00030	0.98	0.3031
5/8	0.0191	0.0169	0.0002	0.00023	1.02	0.2273
1/2	0.0159	0.0138	0.0002	0.00018	1.22	0.1819
3/8	0.0127	0.0109	0.0001	0.00015	1.63	0.1515

En la Tabla 52 se obtienen las características del sistema de circulación requerido para el ICS horizontal a partir de la tubería de cobre tipo M para el caso del caudal completo, y con el resto de las tuberías de tipo L. Se presenta los diámetros nominales, el área interna y la velocidad del flujo de agua a partir del caudal requerido. Se observa que la velocidad del agua se mantiene lo más cerca posible del valor ideal.

A partir de la información hidráulica del sistema es posible determinar la resistencia térmica del tubo debido a la convección del flujo interno y a la conducción entre las paredes del

mismo. El procedimiento se detalla en la sección 3.1.1.3, en donde se obtiene el número de Reynolds y el coeficiente convectivo para cada caso, con lo cual se tiene la resistencia debida a la convección. En el caso de la resistencia térmica debida a la conducción se encuentra en función de la conductividad térmica, la cual para el cobre es de $401[W/m \cdot K]$ (Cengel, Y. A., 2007).

Tabla 53. Resistencia térmica de la tubería de cobre (elaboración propia).

Resistencia térmica de tubo de cobre tipo M y tipo L							
$D_{nominal}$	Re	f	Nu	h_{int}	R_{conv}	R_{cond}	R_{tubo}
in	–	–	–	$\frac{W}{m^2 \cdot K}$	$\frac{m \cdot K}{W}$	$\frac{m \cdot K}{W}$	$\frac{m \cdot K}{W}$
1 1/4	49265.09	0.0210	277.00	5253.69	0.00185	0.000025	0.00187
1	31024.61	0.0234	186.43	4453.52	0.00275	0.000037	0.00278
3/4	27006.56	0.0243	165.46	5160.94	0.00309	0.000043	0.00314
5/8	23874.61	0.0250	148.76	5469.17	0.00344	0.000047	0.00349
1/2	23339.62	0.0251	145.87	6553.51	0.00351	0.000054	0.00356
3/8	24651.34	0.0248	152.93	8708.35	0.00335	0.000060	0.00341

Con los parámetros determinados se obtiene la longitud de trinchera a partir del procedimiento detallado en la sección 3.1.3, en donde se mantiene la configuración del sistema propuesto, presentado en la figura 59, en el que el flujo por nivel se divide en dos líneas, además de contar con una separación de trincheras de $0.50[m]$, con un número fijo de 10 trincheras, por lo cual se mantiene el mismo ancho de instalación para cada una de las configuraciones.

Tabla 54. Características de cada configuración del ICS horizontal, cobre (elaboración propia).

Propuestas de diseño del ICS horizontal en diferentes configuraciones				
Configuración		2TPT	4TPT	6TPT
Tubería del suministro, rígida tipo M		1 1/4''	1 1/4''	1 1/4''
Tubería del ICS horizontal, flexible tipo L		1''	5/8''	3/8''
Caudal de agua en el ICS, \dot{V}_a	L/s	0.4574	0.2287	0.1525
Velocidad del agua en el ICS, v_a	m/s	0.8592	1.0176	1.6274
Flujo másico del agua en el ICS, \dot{m}_a	kg/s	0.4546	0.2273	0.1515
Resistencia térmica de trinchera, R_{trinch}	$W/m \cdot K$	0.1997	0.0830	0.0579
Temperatura máxima del suelo, T_s	$^{\circ}C$	22.97	23.59	24.32
Longitud del ICS horizontal, L_{ICS}	m	362.76	158.92	118.52
Número de trincheras, N_{trinch}	-	10.00	10.00	10.00
Ancho de la instalación, H_{inst}	m	9.50	9.50	9.50
Largo de la instalación, L_{inst}	m	36.50	16.00	12.00
Área requerida ICS horizontal, A_{inst}	m^2	346.75	152.00	114.00

En la Tabla 24 se observan los resultados de la longitud de trinchera y el área de instalación requerida para cada configuración del ICS horizontal.

En este caso se observan longitudes que no varían mucho de las obtenidas en la sección 3.1.3.3, las cuales se presentan en la Tabla 24, contando con una reducción de alrededor de un 10%. El principal cambio observado es en la resistencia térmica del tubo, ya que, al tener un material con una mayor capacidad de transferir calor, como lo es el cobre en comparación con el PEAD, la resistencia térmica debida a la conducción en el tubo es muy pequeña, por lo que la mayor resistencia al flujo de calor se debe a la convección del fluido.

- **Acero**

En este caso se utilizará tubería de acero tipo STD, el cual se utiliza principalmente en sistemas de gas y agua, compuesto por acero ASTM A53. Los diámetros de este tipo de acero se obtienen del catálogo de Grupo Vemacero, C. A. (s.f.).

De nuevo se inicia con el diámetro ideal de $D_{int,ideal} = 0.034[m]$ para elegir el tubo principal de distribución del flujo de agua, el cual corresponde de nuevo al de 1 ¼”, por lo cual se estima la velocidad del flujo de agua a partir de las divisiones del caudal.

Tabla 55. Tubería de acero STD para el sistema (elaboración propia).

Tubería de acero STD, acero ASTM A53							
$D_{nominal}$	D_{ext}	Espesor	D_{int}	A_t	\dot{V}_a	v_a	\dot{m}_a
in	m	m	m	m ²	m ³ /s	m/s	kg/s
1 1/4	0.0422	0.00356	0.0351	0.0010	0.00091	0.95	0.9093
1	0.0334	0.00338	0.0266	0.0006	0.00046	0.82	0.4546
3/4	0.0267	0.00287	0.0210	0.0003	0.00030	0.88	0.3031
1/2	0.0213	0.00277	0.0158	0.0002	0.00023	1.17	0.2273
1/2	0.0213	0.00277	0.0158	0.0002	0.00018	0.94	0.1819
1/2	0.0213	0.00277	0.0158	0.0002	0.00015	0.78	0.1515

En la Tabla 55 se obtienen las características del sistema de circulación requerido para el ICS horizontal. Se presenta los diámetros nominales, el área interna y la velocidad del flujo de agua a partir del caudal requerido. Se observa que la velocidad del agua se mantiene lo más cerca posible del valor ideal. El diámetro nominal menor es de ½”, por lo cual se considera esta tubería para los casos de menor caudal, generando una menor velocidad del flujo, pero que se encuentra aún dentro del rango estimado en la sección 3.1.3.

Los parámetros térmicos del tubo se obtienen a partir del mismo procedimiento visto en la sección 3.1.1.3, por lo que se debe definir la conductividad térmica del acero, la cual es igual a $50[W/m \cdot K]$ (L. G. Pipes and tubes, s.f). Los resultados se presentan en la Tabla 56.

Tabla 56. Resistencia térmica de la tubería de acero (elaboración propia).

Resistencia térmica de tubo de cobre tipo M y tipo L							
$D_{nominal}$	Re	f	Nu	h_{int}	R_{conv}	R_{cond}	R_{tubo}
in	–	–	–	$\frac{W}{m^2 \cdot K}$	$\frac{m \cdot K}{W}$	$\frac{m \cdot K}{W}$	$\frac{m \cdot K}{W}$
1 1/4	46050.50	0.0214	261.48	4635.76	0.00196	0.000073	0.00203
1	30320.04	0.0236	182.79	4267.30	0.00280	0.000090	0.00289
3/4	25691.02	0.0246	158.49	4702.60	0.00323	0.000096	0.00333
1/2	25625.82	0.0246	158.14	6240.52	0.00324	0.000120	0.00336
3/8	20500.65	0.0260	130.35	5143.87	0.00393	0.000120	0.00405
1/4	17083.88	0.0272	111.17	4386.97	0.00460	0.000120	0.00472

De nuevo se prosigue con el cálculo de la longitud de trinchera y con el área de instalación requerido para cada configuración, a partir del modelo propuesto en la figura 59, con un total de 10 trincheras con una separación de 0.5[m].

Tabla 57. Características de cada configuración del ICS horizontal, acero (elaboración propia).

Propuestas de diseño del ICS horizontal en diferentes configuraciones				
Configuración		2TPT	4TPT	6TPT
Tubería del suministro, tipo STD, 1 1/4''		1 1/4''	1 1/4''	1 1/4''
Tubería del ICS horizontal, tipo STD		1''	1/2''	1/2''
Caudal de agua en el ICS, \dot{V}_a	L/s	0.4574	0.2287	0.1525
Velocidad del agua en el ICS, v_a	m/s	0.8206	1.1724	0.7816
Flujo másico del agua en el ICS, \dot{m}_a	kg/s	0.4546	0.2273	0.1515
Resistencia térmica de trinchera, R_{trinch}	$W/m \cdot K$	0.1915	0.0794	0.0473
Temperatura máxima del suelo, T_s	$^{\circ}C$	22.97	23.59	24.32
Longitud del ICS horizontal, L_{ICS}	m	347.74	152.20	96.89
Número de trincheras, N_{trinch}	-	10.0	10.0	10.0
Ancho de la instalación, H_{inst}	m	9.50	9.50	9.50
Largo de la instalación, L_{inst}	m	35.00	15.50	10.0
Área requerida ICS horizontal, A_{inst}	m^2	332.50	147.25	95.0

La Tabla 57 presenta los resultados de la longitud de trinchera y el área de instalación con el uso de tubería de acero, para el ICS horizontal.

La resistencia térmica debida a la conducción en el tubo es más pequeña que en el uso del PEAD, debido a tener una conductividad térmica más elevada. Si bien k_{acero} es alrededor de un cuarto del valor de k_{cobre} , se tienen longitudes de trinchera más pequeñas en este caso,

debido principalmente a que el diámetro externo de la tubería de acero es mayor que en el caso de la tubería de cobre, lo cual disminuye la resistencia térmica de trinchera.

El resumen de los resultados de las dos modificaciones, en comparación con los resultados del diseño propuesto, se presenta en la Tabla 58, en el que se presenta la resistencia térmica de trinchera, la longitud de trinchera y el área de instalación requerida.

Tabla 58. Variación de la longitud de trinchera por el cambio del material de la tubería (elaboración propia).

Resumen de resultados										
Tipo de tubo	k_{tubo}	2TPT			4TPT			6TPT		
		R_{trinch}	L_{trinch}	A_{inst}	R_{trinch}	L_{trinch}	A_{inst}	R_{trinch}	L_{trinch}	A_{inst}
	$\frac{W}{m \cdot K}$	$\frac{m \cdot K}{W}$	m	m^2	$\frac{m \cdot K}{W}$	m	m^2	$\frac{m \cdot K}{W}$	m	m^2
PEAD	0.41	0.2333	423.65	403.75	0.1012	193.88	185.25	0.0619	126.77	123.50
Cobre	401	0.1997	362.76	346.75	0.0830	158.92	152.00	0.0579	118.52	114.00
Acero	50	0.1915	347.74	332.50	0.0794	152.20	147.25	0.0473	96.89	95.00

La principal observación que se hace es que el diseño con tubería PEAD es la que determina las L_{trinch} más elevadas, para las tres configuraciones. En el caso de las tuberías con materiales metálicos se observa que la tubería de cobre, a pesar de contar con la k_{tubo} mayor de los tres materiales, no presenta la R_{trinch} más pequeña; es la R_{trinch} de la tubería de acero la menor y la que presenta longitudes menores. En la Figura 85 se observa cómo es la variación de las longitudes a partir del cambio en la resistencia térmica de trinchera.

Como se observó en la ecuación (68), la resistencia térmica de trinchera se encuentra en función de dos resistencias térmicas intermedias, R_{sf} y R_a , las cuales presentan un modelo diferente a partir de la configuración indicada, que se presentan de la ecuación (70) a la ecuación (75). En estos se tiene especial atención en las características geométricas del modo en el que se instala el ICS horizontal, en especial del radio de trinchera, separación entre los tubos y el radio externo del tubo. Contar con un radio externo mayor disminuye la resistencia térmica de trinchera, ayudando a determinar longitudes de trinchera menores. Sin embargo, el uso de los diámetros mayores se limita a través de la continuidad del fluido, al buscar tener una velocidad más cercana a la ideal, lo que requiere del uso de tubería de diámetros menores.

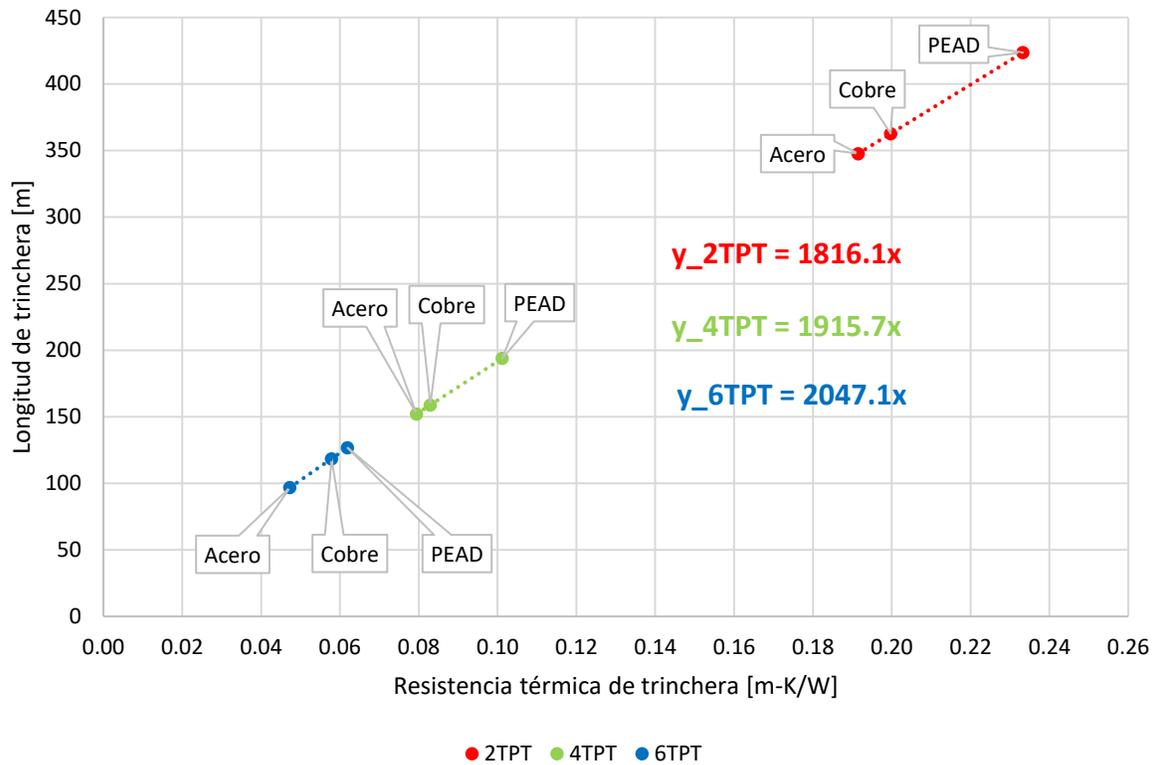


Figura 85. Variación de la longitud de trinchera por cambio del material de la tubería (elaboración propia).

La tubería de acero es la de diámetros externos mayores, por lo cual tiene la resistencia térmica de trinchera y las longitudes menores de trinchera, como se ve en la Tabla 58, teniendo en la configuración 6TPT un área de instalación de $95[m^2]$. Este resultado nos indicaría que la elección más viable en el diseño del ICS horizontal es la opción de utilizar tubería de acero de las características que se ven en la Tabla 55, con lo cual se llegaría a reducir el área de instalación requerida alrededor de un 22%, en comparación con el modelo seleccionado con tubería PEAD.

Una vez que se define el sistema a detalle se pueden esperar ciertas complicaciones para el uso de las tuberías metálicas, las cuales, como se verán, pueden llegar a limitar el uso de este tipo de tubería. A partir de los siguientes puntos se irán desglosando.

- Diseño de la instalación:** en la sección 3.2 se realizó el diseño general del sistema, donde se incluyó la propuesta de la instalación del ICS horizontal 6TPT en tres niveles, en la que se sigue el arreglo presentado en la figura 59, a la vez que se conserva el arreglo por trincheras. En este caso se estableció el uso de un cabezal de suministro del flujo de agua y uno de retorno, figura 61, el cual se compone de accesorios de PEAD SDR11, en el que se tiene uso de codos, tees y válvulas. El cambio a otro tipo de tubería requiere de establecer si se usarán los cabezales en la

misma configuración, o si estos son propuestos con una tubería plástica, para seguir a una conexión de la tubería metálica.

- **Potencia de bombeo:** las pérdidas de presión en el sistema se realizaron en la sección 3.2.2, en las que se toma en cuenta todo accesorio requerido en el sistema, al incrementar el número de accesorios aumenta las pérdidas y aumenta la potencia de bombeo requerida. Al contar con una tubería plástica que es posible de conseguir a longitudes de hasta 200[m], se redujo el uso de conexiones termo fusionadas.

En el caso de contar con el uso de una tubería metálica, es seguro requerir del uso de coples u otros accesorios para conseguir los trayectos largos de la instalación. Al final de cada trinchera se tiene un retorno en U, el cual con la tubería plástica es posible sin necesidad de codos u otro accesorio; en el caso de la tubería de cobre se estableció el uso de tubería flexible, lo cual ayudaría a reducir el uso de codos, lo cual no es posible en el caso de la tubería de acero, la cual requeriría de un mayor número de uniones. Un mayor número de uniones aumentan la posibilidad de fugas del sistema, lo cual presenta efectos adversos en el desempeño del sistema.

- **Precio:** en la Tabla 59 se tiene el precio unitario de las tres tuberías propuestas para el diseño del ICS horizontal, donde se indica la longitud de venta del producto y el precio unitario del mismo, en dólares sobre metros. Para tener un margen de comparación se elige la configuración 6TPT, la cual fue la seleccionada para detallar en la instalación en sección 3.2, y en este caso también se elige esta configuración para la L_{trinch} que se presentan, los cuales se obtienen de la Tabla 58. La L_{tubo} refiere a la longitud de tubería requerida en la trinchera, lo cual en la configuración 6TPT es igual a seis veces la L_{trinch} . La L_{tubo} indica el total de tubería para el ICS horizontal, sin considerar en su totalidad las líneas de suministro, las cuales se obvian en este apartado.

La información es recolectada de diferentes proveedores de cada tipo de tubería. En el caso de la tubería PEAD SDR11 se obtiene de la empresa **Kangyu**. Para la de cobre se toma información del proveedor **Refrimundo**, la cual vende el producto de marca IUSA. Para la tubería de acero se toma la referencia el precio de la empresa **Gnee Steel**. Se ajusta el índice de cada uno a dólar/metro ($\$/m$), por lo cual el precio presentado se encuentra en dólares.

Tabla 59. Precio de tubería para la instalación del ICS horizontal (elaboración propia).

Precio de tubería			Caso 6TPT		
Tipo de tubo	Longitud	Precio unitario	L_{trinch}	L_{tubo}	Precio tubería
	m	$\$/m$	m	m	\$
PEAD SDR11 DN20	200	0.18	126.77	760.64	136.92
Cobre 3/8"	15	3.01	118.52	711.11	2140.44
Acero 1/2"	6	0.98	96.89	581.34	570.86

El precio unitario de la tubería de PEAD es el más bajo de los tres, llegando a ser menos que la quinta parte de un dólar por metro. En el caso de las tuberías metálicas los precios unitarios son mucho mayores, al igual que las longitudes de venta son mucho menores en comparación con la venta de PEAD SDR11, como se había mencionado en el punto anterior, lo cual ya requiere de la consideración de coples y uniones para conseguir la configuración por trincheras.

En el precio de la tubería se observa lo mismo, que se tiene un menor precio para el PEAD SDR11, mientras que las tuberías metálicas incrementan en gran medida el precio, siendo la tubería de cobre la más cara, llegando a un precio de alrededor de 2,140 dólares solo para el material requerido en el ICS horizontal, sin contar las líneas de suministro.

Como se ve en la Tabla 58, la propuesta con tubería de acero es la que requiere de un área menor de instalación, a la vez que es la que requiere de una mayor inversión, costando más de cuatro veces más que la propuesta con tubería PEAD. Como se vende en longitudes de 6.0[m], se requiere de uniones complementarias para llegar a la longitud de instalación L_{inst} .

Al considerar el factor del precio del material se puede observar porque es más común el uso de tubería PEAD para este tipo de instalaciones, en las que se requieren de líneas de agua muy grandes y en configuraciones particulares, por lo cual es requerido no solo un material en el que no se tengan problemas con el flujo de agua, además de viable para proponer un proyecto rentable.

4.3. Conclusiones del capítulo.

A partir de los apartados en los que se plantea el análisis del sistema del ICS horizontal se llegan a varias observaciones, las cuales se abordan a partir del análisis sobre el propio rendimiento del ICS horizontal propuesto en la sección 3.2 y con las variaciones que se pueden generar a través de las condiciones de diseño.

Como se comentó al inicio del capítulo, las condiciones de diseño del ICS horizontal se abordan a partir del escenario menos favorable, que en este caso corresponde al día en el que se tiene la mayor temperatura del suelo, como se ve en la figura 51, en donde se debe asegurar que el sistema seguirá disipando energía para cumplir con el proceso de aire acondicionado, lo cual definió a su vez las condiciones de operación de la BCG y las temperaturas de entrada y salida en la BC del flujo de agua.

Al tener una variación de la temperatura del suelo también se llega a presentar una variación del rango del calor que es posible disipar en el ICS horizontal, en donde se observa que, a partir de las condiciones de diseño, el día más caliente del año es aquel en el que el sistema

disipa la menor cantidad de energía, mientras que en el día más frío se tiene la mayor disipación de energía del sistema, como se ve en la figura 72, teniendo la posibilidad de disipar hasta $50,000[W]$, manteniendo las temperaturas de entrada y salida de la BCG constantes.

El sistema llega a presentar variaciones en las temperaturas, lo cual se plantea a través de la figura 73, en la que, a partir del cambio de la temperatura del suelo en la profundidad del sistema, se tiene un cambio en la temperatura del flujo de agua, en relación con el calor que es condensado. La relación de temperaturas de la figura 73 se refleja en el calor condensado en la BC en la figura 74. Es a partir de estas relaciones de temperatura que se observan las variaciones en el calor condensado y el calor evaporado por el equipo, con una relación que se aprecia por el COP_{ref} y su variación en un año.

La figura 78 refleja cómo puede variar el COP_{ref} a lo largo de un año, con un rango de operación no óptimo, el cual sale del rango de operación del sistema. En los casos en los que la temperatura del agua se encuentra por encima de los $38[^\circ C]$ se tienen las condiciones más favorables de operación, donde en los días más calientes el $COP_{ref} > 3$, y llegan a valores de hasta 7.7 en los días de más fríos del año. En los casos con temperaturas del agua menores a $37[^\circ C]$, en los días fríos se registran condiciones óptimas, pero en los días más calientes el $COP_{ref} < 3$. Se observan series en los que en los días más fríos apenas se tiende a un valor COP_{ref} alrededor de 3.0, mientras que en los días más calientes se tienen situaciones donde no se cumple con el requerimiento del sistema. El flujo de agua debe estar a temperaturas mayores a $38[^\circ C]$ para asegurar un rendimiento adecuado del sistema.

Se plantearon tres modificaciones principales en el diseño del sistema, partiendo de la modificación del tipo de suelo, a través del cambio del material a través del uso de diferentes tipos de rocas. El modelo para determinar la longitud de trinchera requerida requiere tanto de la conductividad térmica del suelo (para conocer la resistencia térmica a la conducción en el medio) como de la difusividad (para determinar la variación de las temperaturas en el suelo a lo largo del año). El comportamiento esperado es que ante valores mayores de difusividad se tengan las longitudes menores de L_{trinch} . En general, se observa esta tendencia con los cambios del tipo de suelo, como se ve en la Figura 80. También es posible observar que a pesar de ser ésta una tendencia general, no es absoluta con los diferentes tipos de rocas propuestos.

La conductividad térmica del suelo es relevante, pero no siempre a mayores valores de conductividad se tienen L_{trinch} menores, debido a la capacidad térmica volumétrica del suelo, lo cual se refleja en la difusividad.

El cambio de las condiciones climáticas afecta en la temperatura superficial del suelo, la cual se utiliza como base para el perfil térmico del suelo, lo cual en líneas generales nos indicaría

que a medida que se incrementa la temperatura del suelo también lo hace la longitud requerida para el ICS horizontal. Esta tendencia se observa en la Tabla 51 y en la Figura 84, donde se ve que el clima seco es el menos favorable y en el que se estima una temperatura del suelo mayor. El clima seco, en comparación con el clima cálido, registra T_{amb} menores, pero al tener menor humedad el suelo se tiende a la temperatura T_s mayor. El clima cálido requiere de L_{trinch} aun grandes, lo cual se observa en el caso 6TPT, en donde ambos casos indican L_{trinch} mayores a los 120[m].

El caso del clima templado registró la T_{amb} menor, por lo tanto, la T_s menor, lo cual establece el escenario donde se requiere de la L_{trinch} menor, siendo el caso 6TPT una longitud de 76[m], lo cual es alrededor un 40% menor que la longitud del sistema del ICS horizontal propuesto. El clima templado, o aquel con un valor de T_s bajo, es el ideal para tener un sistema más compacto y factible.

En el caso de proponer una tubería con un material diferente al PEAD SDR11 se llega principalmente a las observaciones siguientes: el uso de tubería metálicas reduce la L_{trinch} del ICS horizontal, por lo tanto, también el área de instalación. La comparación entre las longitudes de trinchera para cada caso se presenta en la Tabla 58. El incremento en la conductividad térmica del material es uno de los aspectos notables, al ser el cobre el que tiene el mayor valor de k_{tubo} , lo cual reduce la resistencia térmica debida a la conductividad entre las paredes del tubo, pero que a la vez no modifica la resistencia térmica del suelo en cada configuración, ya que ésta depende en mayor medida de las características de la trinchera propuesta para el sistema, como se ve en la Figura 85.

En cuestiones del análisis general, el uso del PEAD SDR11 es el menos favorable al requerir las la L_{trinch} mayores de los tres tipos de tubería presentados. En cuestiones prácticas, se tienen observaciones diferentes, al observar que el uso de tubería metálica ya sea cobre o acero, se tiene limitación en la venta de esta tubería a longitudes pequeñas, además de precios mucho más elevados, lo cual puede llegar a cuadruplicar el precio de la instalación, como se ve en la Tabla 59. Por cuestiones del rendimiento térmico el PEAD SDR11 es, de forma aparente, el menos adecuado para el sistema del ICS horizontal, pero es el más práctico para poder realizar las instalaciones de longitudes grandes que requiere este tipo de sistemas.

5. CONCLUSIONES GENERALES

En este trabajo se propuso un sistema de disipación de calor subterráneo acoplado a un equipo de refrigeración, el cual requirió de un diseño térmico para determinar las dimensiones de la configuración propuesta y así también se estima el área de instalación requerido. Los detalles del ICS seleccionado se detallan en la sección 3.2, en donde se especifican las dimensiones generales del intercambiador, en una configuración horizontal de trincheras que contiene seis tubos cada uno, o 6TPT.

Se especificó que la selección del sistema corresponde a aquel que resulte más viable en su instalación, ya que este tipo de sistemas requieren de áreas muy grandes para configuraciones horizontales, o en el caso de los verticales, excavaciones de pozos de gran profundidad. El desarrollo del sistema del ICS requirió del entendimiento del principio de operación del ciclo de refrigeración bajo el cual opera la BCG, además de principios de transferencia de calor y de diseño de IC, lo cual se exploró a detalle en el capítulo 1 y capítulo 2.

Se observó que uno de los principales beneficios del uso de sistemas de climatización basados en la BC es la alta eficiencia, lo cual se ejemplificó con los valores de COP elevados. Se distingue a la BCG como la configuración más eficiente, al aprovechar las temperaturas constantes del suelo para cumplir los procesos térmicos del sistema, requiriendo de un menor consumo de energía eléctrica que en el caso de las BC fuente aire.

En la Tabla 3 se observa el rango de COP esperado para las distintas configuraciones de la BC, en la que el caso de la BCG es el más alto, en un rango de 3.5 a 4.0. Este rango se tomó como punto de comparación para el sistema propuesto, el cual se analizó su rango de eficiencia con el sistema completo, en la sección 3.2.4, donde se obtuvo que, para el proceso de refrigeración, se cuenta con un $COP_{ref} = 3.62$, el cual se encuentra dentro del rendimiento esperado de este tipo de sistemas.

En las cuestiones de diseño se planteó un sistema particular para distinguir entre un ICG y un ICS, lo cual se explica en el capítulo 2, en el que a partir del proceso térmico se distinguen. En el caso de absorber calor, se define un ICG, el cual aprovecha el calor de baja entalpía del suelo; el caso de disipar calor indica que es preferible un suelo más frío, lo cual mejora la transferencia de calor, por lo que se le designa con el nombre de ICS a este tipo de sistemas.

A partir de las condiciones de diseño del sistema acoplado al suelo se especificó que se requiere de un suministro de aire acondicionado en todo el año, por lo cual se parte del diseño del sistema como un ICS. Se seleccionó como equipo de suministro una BC de fuente agua de la marca Bosch Thermotechnology, modelo RF060, la cual determinó las características del flujo de agua que sale de la BCG y que entra al ICS, especificadas en la Tabla 11. Se plantearon cinco propuestas como sistemas de disipación para el sistema.

Se desarrollaron dos propuestas de sistema vertical: de un pozo y un sistema de tres vías compuesto por nueve pozos. En la sección 3.1.2.3 se detallan las características de cada propuesta. Ambas propuestas requerían de la excavación de un pozo mayor a $100[m]$, lo cual hace que se traten de sistemas poco viables debido al uso de máquinas excavadoras de alto rendimiento, las cuales no son accesibles, en especial en un proyecto de escala pequeña como el propuesto.

Se desarrollaron tres propuestas de sistema horizontal: se definió el uso de las trincheras con tubería recta por las condiciones de uso posterior del suelo, el cual implicaba que el uso de un ICS tipo slinky o espiral se verían afectados por las solicitaciones superiores. Se definieron tres configuraciones: 2TPT, 4TPT y 6TPT, las cuales sus características y detalles se presentan en la sección 3.1.3.3. Las tres propuestas requieren de un área mayor de instalación, el cual sobrepasa los $400[m^2]$ en la configuración 2TPT, se aproxima los $200[m^2]$ en la configuración 4TPT y se encuentra alrededor de los $120[m^2]$ en la configuración 6TPT. Si bien son sistemas de gran tamaño en espacio de área de utilización, son más factibles por tener una profundidad máxima de $2[m]$.

Como se había mencionado, la propuesta elegida y detallada fue la horizontal de 6TPT.

Con las condiciones del diseño propuesto se siguió con el análisis del rendimiento del sistema, con dos planteamientos principales: cambios en las condiciones de operación del sistema y cambios en los parámetros de diseño del ICS horizontal y cómo repercuten en la longitud de diseño y el área de instalación requerida del sistema.

En primer lugar, se tiene el análisis del sistema propuesto a partir del cambio de las condiciones climáticas del entorno y cómo modifican la temperatura del suelo, modificando a la vez el desempeño del sistema. Como la condición de diseño establecida fue a la mayor temperatura del suelo como la temperatura de diseño para establecer la LMTD del sistema, por lo tanto, en la condición más adversa presentada el sistema cumpliría con el desempeño del calor condensado. En el resto de los días del año se observó que el sistema es capaz de disipar una mayor cantidad de calor si se consideran constantes las temperaturas de entrada y salida del flujo de agua en el sistema.

La variación de la temperatura del flujo de agua que entra en el sistema a partir de las modificaciones del clima se ve en la Figura 73, al igual que se relaciona con el calor total disipado en el suelo. Este análisis muestra que se pueden llegar a condiciones adversas de operación, las cuales se reflejan en el caso de una $T_{BC,ent}$ muy baja, en la que el rango de calor condensado es menor del requerido por el sistema, como se ve en la Figura 74, en la que el área entre las rectas y por debajo de la línea punteada no se encuentra en el rango requerido, llegan incluso al caso en el que el flujo de calor cambia de signo, lo cual indica que el ICS horizontal no disipa calor, sino que lo absorbe del suelo.

De la Figura 74, que a la vez resuelva la ecuación (91), se determina que al mantener la operación de la BCG constante, con el cambio del clima la temperatura de entrada del flujo de agua se encuentra en el rango $25[^\circ C] \leq T_{BC,ent} \leq 38[^\circ C]$, teniendo la temperatura más baja, $T_{BC,ent} = 25[^\circ C]$ en el día más frío del año, mientras que la temperatura más alta, $T_{BC,ent} = 38[^\circ C]$, en el día más cálido. Esta variación nos indicaría que la temperatura de salida del agua se mantiene constante. En el caso de las variaciones de ambas temperaturas se puede encontrar en los rangos intermedios que se definen en las figuras.

A partir de las variaciones del clima, el calor condensado en la BC varía de la forma en como se muestra en la Figura 75. A partir del balance de energía del sistema se obtuvo el calor evaporado, el cual indica el calor que se extrae del recinto para el servicio de aire acondicionado, el cual se presenta en la Figura 77. De la relación entre el calor condensado y el evaporado se define el *COP* del sistema y cómo varía, el cual se define en la Figura 78, en la que a partir de la temperatura del flujo de agua se obtiene el rendimiento de la BCG. En ciertas circunstancias se puede llegar a tener un valor de hasta 8.6, el cual corresponde a una serie donde la temperatura del agua se encuentra alrededor de los $40[^\circ C]$, indicando el caso de mayor rendimiento estimado del sistema.

El análisis nos indica de forma general que el sistema del ICS horizontal es más eficiente y tiene un mayor rango de disipación de calor en los días de climas fríos, porque se tiene un suelo a menores temperaturas, en el que se mejora la transferencia de calor. Como se estableció en el proceso de diseño del ICS horizontal, la temperatura ambiental es relevante en este tipo de modelos, lo cual se ha analizado y ha mostrado mejoras en el funcionamiento de la BCG, o incluso empeorarlo bajo las condiciones de operación adversas, las cuales son más comunes en los días cálidos del año.

Se plantea el uso del sistema en un supuesto en el que se requiere de un servicio de calefacción de la BCG, por lo que el ICS horizontal absorbe energía del suelo, la cual suministra al recinto. En este caso se toma como referencia la temperatura mínima del suelo según el perfil térmico del suelo, como punto de operación del sistema. Dentro de la BC, el equipo condensador opera ahora como evaporador, por lo cual se modifica su rango de operación. Con el sistema propuesto se muestra que se puede absorber del suelo calor igual a $1.34[TR]$, con una temperatura del flujo de agua a la BCG igual a $10[^\circ C]$ y $6.68[^\circ C]$ en la salida. El suministro es de $2.52[TR]$, lo cual nos indica un $COP_{cal} = 2.13$. El calor absorbido corresponde al día más frío del año, por lo cual puede ser estimado que en otros días el sistema es capaz de absorber mucho más calor del suelo, incrementado a su vez el calor suministrado.

En el aspecto de las modificaciones de los parámetros de diseño se llegan a diferentes conclusiones a partir del tipo de modificación realizada.

En primer lugar, se plantea el cambio del tipo de suelo en el que se instala el ICS horizontal, determinando la variación de la longitud final del diseño. En este caso se plantea la relación de la longitud de trinchera y la difusividad del suelo, la cual es a su vez un valor que se obtiene de la relación de la conductividad térmica y la capacidad calorífica volumétrica, ecuación (16), en la que se tiene una tendencia en que a medida que incrementa el valor de α_s , disminuye el valor de L_{trinch} . Esta relación se debe a que una mayor difusividad aumenta la velocidad de la transferencia de calor, además que indica una mayor conductividad térmica del suelo, lo cual disminuye la resistencia térmica del suelo en la interacción con la tubería, definida para el ICS horizontal como resistencia de trinchera R_{trinch} .

Si bien la relación inversamente proporcional de L_{trinch} con α_s es notable, solo indica la tendencia, ya que no todos los casos igualan el comportamiento, como se ve en la Figura 80, o de forma más clara en la Figura 81, en la que hay situaciones en las que se tienen longitudes mayores con difusividades mayores, lo cual se debe al valor de la conductividad térmica.

Un valor mayor de difusividad del suelo no asegura siempre una longitud de trinchera menor, como se ve en la Tabla 43, en el caso de un suelo compuesto por grava seca, en el que la difusividad es mayor que la turba, pero en el modelo se obtiene una longitud mayor que la turba, en las tres configuraciones del ICS horizontal.

Es ideal contar con un suelo de características como de la halita o de la caliza, pero al no ser posible en todo caso, se debe de adaptar a las condiciones presentadas. Los modelos lineales sirven como una aproximación a la longitud final del diseño contando sólo con la difusividad del suelo, estimando además el área de instalación a partir de la configuración del ICS horizontal propuesto y si se hace viable o no la implementación de este tipo de sistema.

En segundo lugar, se observó la variación de L_{trinch} a partir de las condiciones climáticas del entorno, lo cual a su vez se puede relacionar con el cambio del punto de instalación del sistema. En el caso del diseño inicial, correspondiente a un clima cálido, de altas temperaturas y alta humedad. Se hizo el análisis en otros dos climas, correspondientes a uno seco (alta temperatura y baja humedad) y un clima templado (temperatura y humedad intermedias). En la Tabla 51 y en la Figura 84 se presentan los resultados de este análisis

Se observa principalmente que a partir de la temperatura promedio del suelo se modifica la longitud de trinchera del ICS horizontal de forma directa, siendo que a mayor valor de T_s , mayor es L_{trinch} . Esto se debe a que en los suelos de climas con mayores temperaturas se espera a su vez mayor temperatura en el suelo, lo cual requiere de sistemas más grandes para asegurar la disipación del calor de la BCG; es por esto por lo que no se ve tanta diferencia en el caso del clima seco y cálido, ya que en ambos se llegan a obtener T_s por encima de los 17[°C]. En el caso del clima templado se llegó a la propuesta más compacta, al contar con

una T_s igual a $13.21[^\circ\text{C}]$, lo cual nos indica que el caso ideal de diseño corresponde a un clima templado y el escenario menos favorable corresponde a un clima seco.

Por último, se tomó en consideración el caso del cambio del material de la tubería del ICS horizontal, lo cual tiene un efecto directo en la resistencia a la conducción en la pared del tubo, pero a su vez modifica la resistencia térmica de trinchera por el cambio de los diámetros internos y externos de la tubería. El material de la tubería del ICS horizontal propuesto es PEAD con relación SDR11. En el análisis se plantea el uso de tubería flexible de cobre y de tubería de acero tipo STD.

Los resultados se resumen en la Tabla 58, presentado la longitud de trinchera en función de la resistencia térmica de trinchera en la Figura 85. Lo que es más notable es que el uso de las tuberías metálicas reduce el valor de L_{trinch} para las tres configuraciones del ICS horizontal, en especial el caso de la tubería de acero, la cual es la que presenta las L_{trinch} menores. Como se había resaltado, si bien es posible el planteamiento de un sistema de un ICS con el uso de la tubería metálica, se encuentran también muchos problemas en la práctica de una instalación de este tipo, los cuales se enlistaron en la sección 4.2.3. En resumen, debido a que las tuberías de acero y cobre se venden en longitudes menores y tienen un mayor precio, se dificulta su uso para un ICS debido a que, al tener una instalación de magnitudes altas, se requeriría el uso de varias secciones de tubos unidos por coples o por fusión, lo cual incrementa el precio y la dificultad de realizar la instalación.

Si bien el PEAD SDR11 no es el material más eficiente para la transferencia de calor, es el más práctico principalmente por su precio y la posibilidad de ser adquirido en grandes longitudes, lo cual disminuye el uso de coples o demás elementos en el sistema.

El análisis de los parámetros que modifican la longitud del ICS horizontal se basa en gran medida en la relación de la longitud L_{trinch} con la resistencia del suelo en la configuración R_{trinch} , esta última dependiendo de una gran cantidad de factores, en los que el más relevante es el tipo de suelo, lo cual modifica en mayor medida la longitud final del sistema, llegan en los mejores casos a tener una L_{trinch} cerca de los $200[m]$ en una configuración 2TPT, la cual es la que siempre requiere de la mayor longitud de diseño, mientras que en la configuración 6TPT la L_{trinch} es alrededor de $70[m]$.

En cuanto al diseño propuesto, las condiciones de diseño no se encuentran dentro de las más óptimas que el análisis presentó, ya que por el tipo de suelo no se llegaba a tener una difusividad del suelo alta para reducir L_{trinch} , al igual que se la ubicación del espacio climatizado se encuentra en una región de clima cálido, lejos del caso ideal del clima templado. Aun así, en el desarrollo de este trabajo se logró plantear un sistema que cumpliera con el requerimiento de calor disipado para asegurar el suministro de aire acondicionado, lo cual lo hace viable como opción para hacer más eficiente un sistema HVAC.

REFERENCIAS

- Alegría, A. (27 de enero de 2024). La sequía también reduce generación de energía hidroeléctrica. *La jornada*, disponible en: <https://www.jornada.com.mx/noticia/2024/01/27/economia/la-sequia-tambien-reduce-generacion-de-energia-hidroelectrica-340>, consultado el 20/11/2024, 12:30 horas., *Economía*. Obtenido de <https://www.jornada.com.mx/noticia/2024/01/27/economia/la-sequia-tambien-reduce-generacion-de-energia-hidroelectrica-340>
- Aresti, L., Christodoulides, P., & Florides, G. (2018). A review of the design aspects of ground heat exchangers. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, volumen 92, pp. 757-773. doi:<https://doi.org/10.1016/j.rser.2018.04.053>.
- Armstead, H. H. (1973). What is geothermal energy? pp.15—18.
- Aviña Jiménez, H., Pérez González, E., & Alarcón Flores, R. (2023). General information on geothermal energy. *IntechOpen*. doi:10.5772/intechopen.107226
- Badache, M., Eslami-Nejad, P., Ouzzane, M., Aisoun, Z., & Lamarche, L. (2016). A new modeling approach for improved ground temperature profile determination. *Renewable Energy*, volumen 85, pp. 436-444. doi:<https://doi.org/10.1016/j.renene.2015.06.020>.
- Blancarte Lizárraga, W. (2001). Efecto Peltier. *Instrumentación para el control de procesos industriales*. Obtenido de <https://descargas.cetronic.es/EstudioPeltier.pdf>
- Bloomquist, R. G. (2003). Geothermal sapce heating. *Geothermics*, Volumen 32, pp. 513-526.
- Borges de Padua G., J. (2024). *Cambio climático en América Latina y el Caribe*. Obtenido de <https://www.iadb.org/es/noticias/cambio-climatico-en-america-latina-y-el-caribe>
- Bosch. (2024). *RF Model Series. Residential Water Source Heat Pumps*. BTC 771508301 A.
- British Geological Survey. (2023). *The greenhouse effect*. Discovering Geology – Climate change. Obtenido de <https://www.bgs.ac.uk/discovering-geology/climate-change/how-does-the-greenhouse-effect-work/>
- Brumbaugh, J. E. (2004). *HVAC Fundamentals: Air-Conditioning, Heat Pumps and Distribution Systems* (4a ed., Vol. 3). Canadá: Wiley Publishing, Inc.
- CAF. (2023). *Efectos del cambio climático en América Latina y el Caribe*. Banco del desarrollo de América Latina y el Caribe. Obtenido de

<https://www.caf.com/es/actualidad/noticias/2023/11/efectos-del-cambio-climatico-en-america-latina-y-el-caribe/>

- Cárdena, M., & Orozco, S. (2023). *Los desafíos de la mitigación del cambio climático en América Latina y el Caribe: algunas propuestas de acción*. Obtenido de <https://www.undp.org/es/latin-america/publicaciones/los-desafios-de-la-mitigacion-del-cambio-climatico-en-america-latina-y-el-caribe-algunas-propuestas-de-accion>
- Carrizales Martínez, R. (2011). Guía para seleccionar intercambiadores de calor. *Revista Académica de Investigación*(6).
- Castillo, N. (2022). *Energía nuclear, usos y desafíos*. Obtenido de Ciencia UNAM-DGDC: Energía nuclear, usos y desafíos - Ciencia UNAM
- Cengel, Y. A. (2007). *Transferencia de calor y masa*. (3a ed.). MCGRAW-HILL/INTERAMERICANA EDITORES, S.A. DE C.V.
- Cengel, Y. A., & Boles, M. A. (2012). *Termodinámica*. (Vol. Séptima edición). MCGRAW-HILL/INTERAMERICANA EDITORES, S.A. DE C.V.
- Chiasson, A. D. (2016). *Geothermal Heat pump and Heat Engine Systems: Theory and practice*. ASME-Wiley. doi:<https://doi.org/10.1115/1.861HPEQ>
- Cognitive Market Research. (2023). *South America Heat Pumps Market Report 2024*. Recuperado el marzo de 2024, de Cognitive Market Research: <https://www.cognitivemarketresearch.com/regional-analysis/south-america-heat-pumps-market-report>
- Coherent Market Insights. (2023). *Geothermal Heat Pumps Market Analysis*. Recuperado el marzo de 2024, de Coherent, Market Insights: <https://www.coherentmarketinsights.com/market-insight/geothermal-heat-pumps-market-5863>
- Comisión Económica para América Latina y el Caribe. (2009). *Cambio climático y desarrollo en América Latina y el Caribe: una reseña*. (J. L. Samaniego, Ed.)
- Comisión Económica para América Latina y el Caribe. (2015). *Objetivos de desarrollo del Milenio*. CEPAL. Obtenido de <https://www.cepal.org/es/temas/objetivos-de-desarrollo-del-milenio-odm/objetivos-desarrollo-milenio>
- Crane. (1980). *Flow of fluids through valves, fittings and pipe*. edition. Technical paper No. 410.
- Creux, L. (1905). Rotary Engine. US Patent No. 801182A.

- Cui, Y., Zhu, J., Twaha, S., Chu, J., Bai, H., Huang, K., . . . Soleimani, Z. (2019). Techno-economic assessment of the horizontal geothermal heat pump systems: A comprehensive review, *Energy Conversion and Management*. *Energy conversion and management*, volumen 191, pp. 208-236. doi:<https://doi.org/10.1016/j.enconman.2019.04.018>
- Danfoss. (2021). *Thermostatic expansion valves. Type TGE*. Data sheet: AI246186497192en-001001.
- Etemad, S., & Nieter, J. (1989). Design optimization of the scroll compressor. *International Journal of Refrigeration*, volumen 12(3), pp. 146-150. doi:[https://doi.org/10.1016/0140-7007\(89\)90029-7](https://doi.org/10.1016/0140-7007(89)90029-7)
- European Heat Pump Association. (2024). *Market data - European Heat Pump Association*. Obtenido de <https://www.ehpa.org/market-data/>
- European Heat Pump Association. (2024). *Market data - European Heat Pump Association*. Obtenido de <https://www.ehpa.org/market-data/>
- Fact.MR. (2022). *Geothermal heat pumps market analysis by technology*. Recuperado el marzo de 2024, de Fact.MR: <https://www.factmr.com/report/geothermal-heat-pumps-market>
- Fanelli, M., & Dikson, M. H. (2004). ¿Qué es la energía geotérmica? (U. d. Traducción de Alfredo Lahsen, Ed.) *Istituto di Geoscienze e Georisorse*.
- Fleming, J. R. (1999). Joseph Fourier, the ‘greenhouse effect’, and the quest for a universal theory of terrestrial temperatures. *volume* 23(2), pp. 72-75. doi:[https://doi.org/10.1016/S0160-9327\(99\)01210-7](https://doi.org/10.1016/S0160-9327(99)01210-7)
- Flores Saucedo, L. (2019). *Diseño de sistemas térmicos*. México: Universidad Nacional Autónoma de México, Facultad de Ingeniería.
- Fourier, J. J. (1878). *Analytical Theory of Heat* (Vol. 17). (A. Freeman, Trad.) London: Cambridge Warehouse.
- Freedman, V. L., Waichler, S. R., Mackley, R. D., & Horner, J. A. (2012). Assessing the thermal environmental impacts of an groundwater heat pump in southeastern Washington State. *Geothermics*, volumen 42, pp. 65-77. doi:<https://doi.org/10.1016/j.geothermics.2011.10.004>.
- Fundación Red de Energía. (2011). *Manual técnico: Refrigeración comercial* (1a ed.). San José, Costa Rica: Biomass Users Networks.

- Galindo, A. (2024). *¿Qué es la energía nuclear? La ciencia de la energía nucleoelectrica*. Obtenido de Organismo internacional de energía atómica. Ciencia Nuclear en detalle: <https://www.iaea.org/es/newscenter/news/que-es-la-energia-nuclear-la-ciencia-de-la-energia-nucleoelectrica>
- García Gutiérrez, A., & Martínez Estrella, I. (2012). Estado actual de desarrollo de las Bombas de Calor Geotérmico. *Geotermia*, *Volumen 25*(2).
- García Zárraga, J. (2009). *La bomba de calor*. San Juan de Aragón, Estado de México.: Tesis de licenciatura, UNAM.
- Gaur, A. S., Fitiwi, D. Z., & Curtis, J. (2021). Heat pumps and our low-carbon future: A comprehensive review. *Energy Research & Social Science*, *ISSN 2214-6296*, <https://doi.org/10.1016/j.erss.2020.101764>, *volume 71*, Vol. 71. doi:<https://doi.org/10.1016/j.erss.2020.101764>
- Genchi, Y., Kikegawa, Y., & Inaba, A. (2002). CO2 payback–time assessment of a regional–scale heating and cooling system using a ground source heat–pump in a high energy–consumption area in Tokyo. *Applied Energy*, *volumen 71*(3), pp. 147-160. doi:[https://doi.org/10.1016/S0306-2619\(02\)00010-7](https://doi.org/10.1016/S0306-2619(02)00010-7)
- Grand View Research. (2022). *Geothermal Heat Pump Market Size, Share & Trends Analysis Report by type (Open Loop, Closed Loop), by application (Residential, commercial, industrial), by region, and segment Forecasts, 2024 - 2030*. Recuperado el marzo de 2024, de Grand View Research: <https://www.grandviewresearch.com/industry-analysis/geothermal-heat-pumps-market#:~:text=The%20global%20geothermal%20heat%20pump,growth%20over%20the%20forecast%20period>
- Grand View Research. (2023). *Heat Pump Market Size, Share & Trends Analysis Report By technology (Air source, water source), by capacity (Up to 10 kW, 10 to 20 kW), by operation type (Electric, Hybrid), by application, by region, and segment Forecasts, 2024 - 2030*. Obtenido de <https://www.grandviewresearch.com/industry-analysis/heat-pump-market>.
- Grupo Intergubernamental de Expertos sobre el Cambio Climático. (2007). *Climate Change 2007 – The Physical Science Basis. Contribution of Working Group I to the Fourth Assessment Report of the IPCC*. Cambridge University Press. Obtenido de https://www.ipcc.ch/site/assets/uploads/2018/05/ar4_wg1_full_report-1.pdf
- Guiza Florez, A. A. (2018). *Intercambiadores de calor de tubo en espira, variables que afectan su normal comportamiento*. Obtenido de <https://www.researchgate.net>

- Gutierrez, L., & Lippmann, M. (2016). Mexico: Thirty-three years of production in the Los Azufres geothermal field. *Geothermal Power and Generation*, p. 717.
- Hellström, G. (1991). *Ground heat storage: thermal analyses of duct storage systems*. Tesis de doctorado, monografía, Universidad de Lund.
- HVAC Mirage. (s.f). *Inverter Multi-Split Systems. Universal outdoor & indoor units*. Recuperado el mayo de 2024, de <https://hvacmirage.us/products/multizone/>
- Incropera, F. P., & DeWitt, D. P. (1999). *Fundamentos de transferencia de calor*. (4a ed.). México: Prentice Hall,.
- Industrial Quick Search. (2020). *Shell and Tube Heat Exchangers*. Recuperado el junio de 2024, de <https://www.iqsdirectory.com/articles/heat-exchanger/shell-and-tube-heat-exchangers.html>
- Jóhannesson, T., & Chatenay, C. (2014). Direct Use of Geothermal Resources. Short Course VI on Utilization of Low- and Medium-Enthalpy Geothermal Resources and Financial Aspects Utilization.
- Kakac, S., & Liu, H. (2002). *Heat exchangers: selection, rating and thermal design*. (2a ed.). USA: Imprenta CRC.
- Kavanaugh, S., & Rafferty, K. (2014). *Geothermal Heating and Cooling. Design of Ground-Source Heat Pump Systems*. Atlanta: ASHRAE. Obtenido de Supplemental Files for Geothermal Heating and Cooling: Design of Ground-Source Heat Pump Systems (ashrae.org)
- Kays, W. M., & London, A. L. (2018). *Compact Heat Exchangers*. (3a ed.). Medtech, Scientific International.
- Kern, D. Q. (1965). *Process Heat Transfer*. International Student Edition: McGraw-Hill International Book Company.
- Kim, M.-J., Lee, S.-R., Yoon, S., & Jeon, J.-S. (2017). An applicable design method for horizontal spiral-coil-type ground heat exchangers. *Geothermics*, volumen 72, pp. 338-347. doi:<https://doi.org/10.1016/j.geothermics.2017.12.010>
- Krarti, M., López-Alonzo, C., Claridge, D. E., & Kreider, J. F. (1995). Analytical model to predict annual soil surface temperature variation. *Journal of solar Energy Engineering*, vol. 117/91.
- Kusuda, T., & Achenbach, P. R. (1965). *Earth temperatura and termal diffusivity at selected stations in the United States*. National Bureau of Standars Report. Prepared for the Office of Civil Defense. U. S. Department of the Army. DTIC Document.

- Lamarche, L. (2019). Horizontal ground heat exchangers modelling. *Applied Thermal Engineering*, volumen 155, pp. 534-545. doi:<https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2019.04.006>
- Laue, H. J. (2006). Heat pumps. *Landolt-Börnstein - Group VIII Advanced Materials and Technologies*, http://dx.doi.org/10.1007/10694796_58, 3c, pp. 605-626.
- Lienhard IV, J. H., & Lienhard V, J. H. (2020). *A Heat Transfer Textbook* (5a ed.). Cambridge Massachusetts: PHLogiston Press.
- Lindal, B. (1973). Industrial and other applications of geothermal energy. *Geothermal Energy*, pp.135—148.
- Lund, J. W., & Toth, A. N. (2021). Direct utilization of geothermal energy 2020 worldwide review. *Geothermics*, Volume 90. doi:<https://doi.org/10.1016/j.geothermics.2020.101915>.
- Marcelino Mejía, L. L. (2022). *Evaluación Termoeconómica de Intercambiadores de Calor para Sistemas ORC Operados con Recursos de Baja y Media Entalpía*. Ciudad de México: Tesis de licenciatura, Ciudad Universitaria.
- Mehta, M. K. (2022). *Evolution of heat exchangers*. Recuperado el junio de 2024, de Kinam Engineering Industries.: <https://kinam.in/evolution-of-heat-exchangers-2/>
- Mines, G., Nathwani, J., Richard, C., Hanson, H., & Wood, R. (2015). Geothermal Plant Capacity Factors, 40th Workshop on Geothermal Reservoir Engineering. *Geothermal Plant Capacity Factors, disponible en: <https://indigitallibrary.inl.gov/sites/sti/sti/6582262.pdf>*, (págs. pp. 26-28). PROCEEDINGS, Fourtieth Workshop on Geothermal Reservoir Engineering, Stanford University, Stanford, California. Obtenido de <https://www.osti.gov/servlets/purl/1178377>.
- Mitchell, J. F. (1989). The ‘greenhouse’ effect and climate change. *Reviews of geophysics*, volume 27(1), pp. 115-139. doi:<https://doi.org/10.1029/RG027i001p00115>
- Mohtasham, J. (2015). Review Article-Renewable Energies. *Energy Procedia*, <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2015.07.774>, volumen 74, pp. 1289-1297. doi:<https://doi.org/10.1016/j.egypro.2015.07.774>.
- Naciones Unidas. (2015). *Naciones Unidas*. Versión en español. Obtenido de https://unfccc.int/sites/default/files/spanish_paris_agreement.pdf

- Ninikas, K., Hytiris, N., Emmanuel, R., Aaen, B., & McMillan, S. (2014). A renewable heat solution for water ingress in the Glasgow subway tunnel system. *Energy and Sustainability*, pp. 161-171. doi:10.2495/ESUS140141
- Nordik Radiant. (s.f.). *Brazed plates heat exchanger 3/4" – 50 plates*. Recuperado el junio de 2024, de Nordik Radiant: <https://nordikradiant.com/collections/heat-exchangers/products/nordik-radiant-ecpl-050-034-3-4-inch-brazed-50-plates-heat-exchanger>
- Núñez, I. (2015). Generación eólica y solar fotovoltaica: ¿Qué tan variables son? *Breves de energía, BdE 03/15*. Obtenido de <https://www.brevesdeenergia.com/wp-content/uploads/2015-02-24-generacion-eolica-y-solar-fotovoltaica-que-tan-variables-son.pdf>
- Ortega-Farias, S., Antonioletti, R., & Oliosio, A. (2000). Net radiation model evaluation at an hourly time step for Mediterranean conditions. *Agronomie, volumen 20*, pp. 157-164.
- Pahud, D. (2002). Geothermal energy and heat storage. *SUPZI – DCT – LEEE*.
- Prieto, G. (2015). *El clima de México a través de los mapas*. Recuperado el septiembre de 2024, de Geografía infinita: <https://www.geografiainfinita.com/2015/07/el-clima-de-mexico-a-traves-de-los-mapas/>
- Pu, L., Xu, L., Qi, D., & Li, Y. (2018). Structure optimization for horizontal ground heat exchanger. *Applied Thermal Engineering, volumen 136*, pp. 131-140. doi:<https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2018.02.101>.
- Quadri, N. (s.f.). *Ahorro Energético Y Aprovechamiento De La Energía En La Climatización De Edificios*. Recuperado el marzo de 2024, de TermoSistemas: <http://www.termsistemas.com.ar/sitio/vernota.php?nota=331>
- Rantanen, M., & Laaksonen, A. (2024). The jump in global temperatures in September 2023 is extremely unlikely due to internal climate variability alone. *npj Climate and Atmospheric Science, no. 7*, artículo 34. doi:<https://doi.org/10.1038/s41612-024-00582-9>
- Said, S., Habib, M., Mokheimer, E., Al-Shayea, N., & Sharqawi, M. (2009). Horizontal Ground Heat Exchanger Design for Ground-Coupled Heat Pumps. *Ecologic vehicles, renewable energies*, pp. 1-8. Obtenido de https://www.researchgate.net/publication/233530173_Horizontal_Ground_Heat_Exchanger_Design_for_Ground-Coupled_Heat_Pumps
- Sánchez, M. (2023). *¿Cuánto consume un radiador eléctrico?* Obtenido de habitissimo: <https://proyectos.habitissimo.es/proyecto/consumo-radiador-electrico>

- Sarbu, I., & Sebarchievici, C. (2014). General review of ground-source heat pump systems for heating and cooling of buildings. *Energy and Buildings*, volumen 70, pp. 441-454. doi:<https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2013.11.068>
- Sciacovelli, A., Guelpa, E., & Verda, V. (2014). Multi-scale modeling of the environmental impact and energy performance of open-loop groundwater heat pumps in urban areas. *Applied Thermal Engineering*, volumen 71(2), pp. 780-789. doi:<https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2013.11.028>.
- SEER. (s.f.). *NORMA EUROPEA EN EL ETIQUETADO DE EQUIPOS DE REFRIGERACIÓN*. Obtenido de <https://eur-lex.europa.eu/legal-content/ES/TXT/PDF/?uri=CELEX:32011R0626>
- SENER. (2018). *Reporte de Inteligencia Tecnológica: Usos directos del calor geotérmico*.
- Serrano, A. B. (2023). *Bomba de calor geotérmica para calefacción y refrigeración ¿Cómo funciona?* Obtenido de Calor y frío: <https://www.caloryfrio.com/energias-renovables/geotermia/bomba-de-calor-geotermica-funcionamiento-instalacion.html>
- Serth, R. W. (2007). *Process heat transfer. Principles and applications*. Kingsville, Texas, USA: Academic Press, Elsevier.
- Sodagar-Abardeh, J., Ebrahimi-Moghadam, A., Farzaneh-Gord, M., & Norouzi, A. (2020). Optimizing chevron plate heat exchangers base don the second law of thermodynamics and genetic algorithm. *Journal of Thermal Analysis and Calorimetry*, volumen 139, pp. 3563-3576. Obtenido de <https://link.springer.com/article/10.1007/s10973-019-08742-3>
- Sprsun. (06 de 12 de 2022). *Simple Diagram & Operation of Heat Pumps Pump up Your Heat Pump Knowledge*. Recuperado el mayo de 2024, de SPRSUN: Heat Pump Manufacturer Since 1999: <https://sprsunheatpump.com/Simple-Diagram-Operation-of-Heat-Pumps-Pump-up-Your-Heat-Pump-Knowledge-id41518747.html>
- Super Radiator Coils. (2021). *Heat Pump Basics: How do Heat Pumps Work & What are Some Common Types?* Recuperado el marzo de 2024, de Super Radiator Coils: <https://www.superradiatorcoils.com/blog/heat-pump-basics>
- ThermoWorks. (s.f.). *Infrared Emissivity Table*. Recuperado el agosto de 2024, de <https://www.thermoworks.com/emissivity-table/>
- Tigre. (2019). *Catálogo de productos. Polietileno de alta densidad para conducción de agua potable y riego*. catálogo, Bolivia.

- Torres, B. (2023). *México, entre las Top 6 naciones con potencial geotérmico UNAM Global*. UNAM Global. Obtenido de https://unamglobal.unam.mx/global_revista/mexico-entre-las-top-6-naciones-con-potencial-geotermico/
- Verma, V., Meena, C. S., Thangavel, S., Kumar, A., Choudhary, T., & Dwivedi, G. (2023). Ground and solar assisted heat pump systems for space heating and cooling applications in the northern region of India – A study on energy and CO2 saving potential. *Sustainable Energy Technologies and Assessments*, 59. doi:<https://doi.org/10.1016/j.seta.2023.103405>.
- Wark, K., & Richards, D. E. (2001). *Termodinámica* (sexta ed.). McGRAW-HILL.
- Zogg, M. (2008). History of Heat Pumps - Swiss Contributions and International Milestones. *Swiss Federal Office of Energy*. Obtenido de www.zogg-engineering.ch/publi/HistoryHP.pdf

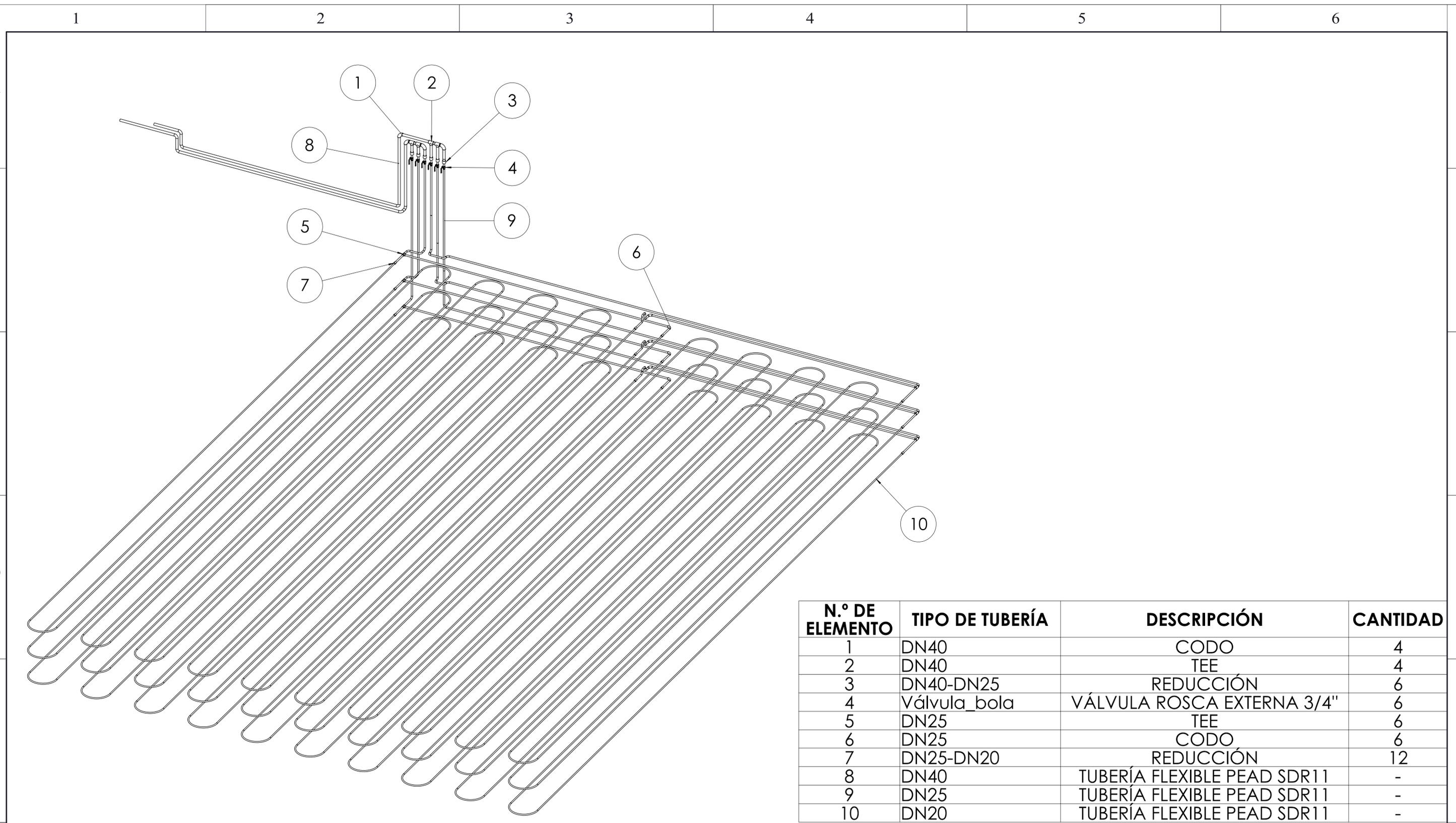
APENDICE

Planos de fabricación del ICS horizontal diseñado en la sección 3.2.

La lista de planos es la siguiente:

1. Ensamble general, vista isométrica.
2. Detalle de instalación de las trincheras, igual en los tres niveles.
3. Detalle de la tubería de distribución y retorno del flujo de agua a las trincheras.
4. Detalle de la tubería de distribución y retorno, cabezales elevaciones.
5. Detalle y vista isométrica, cabezales y sistema de distribución suministro y retorno.

Los planos presentan a detalle el modelo diseñado en un clima cálido. Para el resto de los climas se cuentan con configuraciones iguales, con modificación en la longitud de las trincheras para su construcción, según lo que se indique en la sección 4.2.2.



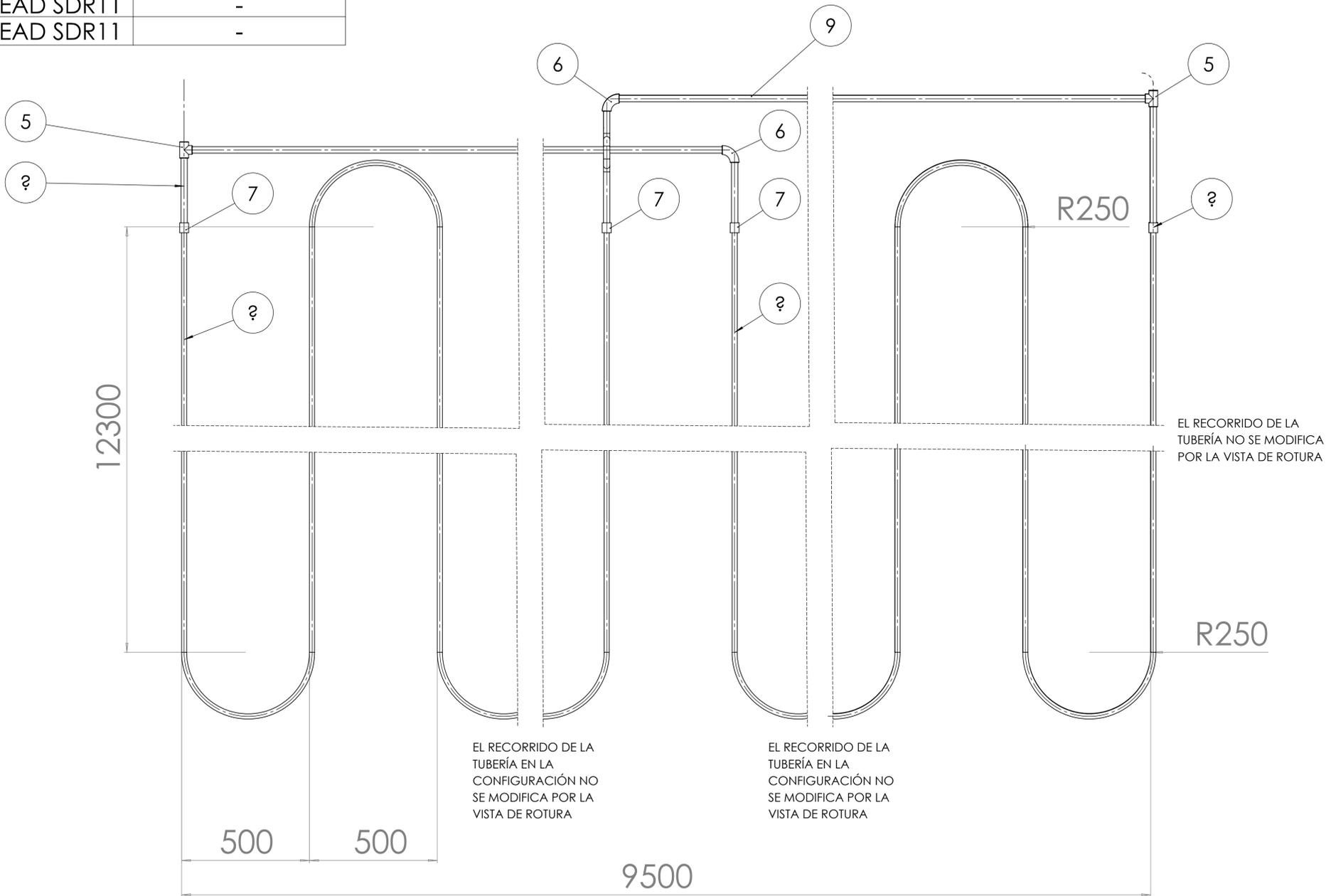
N.º DE ELEMENTO	TIPO DE TUBERÍA	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD
1	DN40	CODO	4
2	DN40	TEE	4
3	DN40-DN25	REDUCCIÓN	6
4	Válvula_bola	VÁLVULA ROSCA EXTERNA 3/4"	6
5	DN25	TEE	6
6	DN25	CODO	6
7	DN25-DN20	REDUCCIÓN	12
8	DN40	TUBERÍA FLEXIBLE PEAD SDR11	-
9	DN25	TUBERÍA FLEXIBLE PEAD SDR11	-
10	DN20	TUBERÍA FLEXIBLE PEAD SDR11	-

CUADRO DE REVISIONES.				DOCUMENTOS DE REFERENCIA.					CUADRO DE FIRMAS/CONSTRUCCIÓN			PROYECTO: ASESORÍA EN EL DESARROLLO DE LA INGENIERÍA DE DETALLE DE LOS SISTEMAS DE INSTALACIÓN DE BOMBAS DE CALOR GEOTÉRMICAS			
REV.	FECHA:	DESCRIPCIÓN:	POR:	REV.	APROB.	No. DE DOCUMENTO:	NOMBRE:		REALIZÓ:	FECHA:	APROBÓ:	PLANTA:	NOMBRE DEL DOCUMENTO:		
A	05/12/2024	Se emite para comentarios	D.S.M.					David Sánchez	14/03/2024		SAN MIGUEL COZUMEL				
DIBUJO ELABORADO EN MÉXICO, CDM. POR IESM FECHA: 14/03/2024 "ESTE DOCUMENTO CONTIENE INFORMACIÓN CONFIDENCIAL Y PROPIETARIA, QUE NO DEBE SER PUBLICADA Y DIBULGADA A OTROS, REPRODUCIDA Y/O UTILIZADA PARA OTRO PROPOSITO QUE NO SEA PARA EL CUAL FUE ELABORADO, SIN PERMISO PREVIO ESCRITO POR IESM Y GIZ"								Acotación		mm	PROY. No. BCGH		DIBUJO: BCGCH-M-PI-03-03-03		REV.
								ESCALA:	1:30	PROYECTO:	BCGH	LUGAR:	CIUDAD DE MÉXICO, CDMX	1/5	

N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD
	DN25	TEE	6
	DN25	CODO	6
	DN25-DN20	REDUCCIÓN	12
	DN25	TUBERÍA FLEXIBLE PEAD SDR11	-
	DN20	TUBERÍA FLEXIBLE PEAD SDR11	-

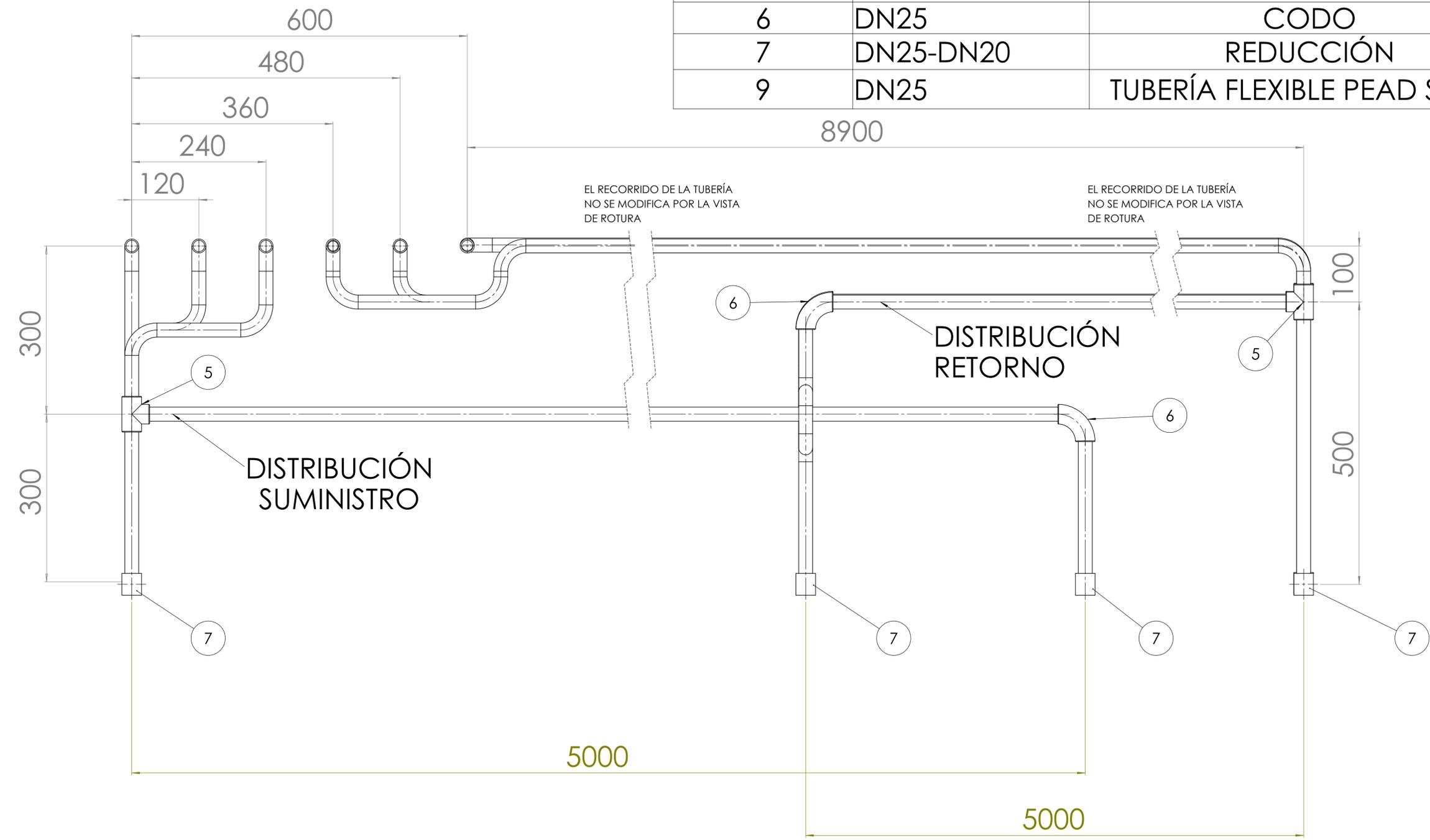
EL SISTEMA CUENTA CON UN TOTAL DE DIEZ TRINCHERAS, CON LA SEPARACIÓN INDICADA Y EL LARGO ACOTADO

VISTA SUPERIOR, REPRESENTA A LOS TRES NIVELES



CUADRO DE REVISIONES.				DOCUMENTOS DE REFERENCIA.				CUADRO DE FIRMAS/CONSTRUCCIÓN			PROYECTO:							
REV.	FECHA:	DESCRIPCIÓN:	POR:	REV:	APROB:	No. DE DOCUMENTO:	NOMBRE:	REALIZÓ:	FECHA:	APROBÓ:	PLANTA:	ASESORÍA EN EL DESARROLLO DE LA INGENIERÍA DE DETALLE DE LOS SISTEMAS DE INSTALACIÓN DE BOMBAS DE CALOR GEOTÉRMICAS						
A	05/12/2024	Se emite para comentarios	D.S.M.					David Sánchez	14/03/2024	D.S.M.	SAN MIGUEL COZUMEL							
<small>*ESTE DOCUMENTO CONTIENE INFORMACIÓN CONFIDENCIAL Y PROPIETARIA, QUE NO DEBE SER PUBLICADA Y DIBULGADA A OTROS, REPRODUCIDA Y/O UTILIZADA PARA OTRO PROPOSITO QUE NOSEA PARA EL CUAL FUE ELABORADO, SIN PERMISO PREVIO ESCRITO POR IESM Y GIZ*</small>								Acotación		mm		PROY. No.		BCGH		DIBUJO: BCGCH-M-PI-03-03-03		REV.
								ESCALA: 1:30		PROYECTO: BCGH		LUGAR: CIUDAD DE MÉXICO, CDMX		1/5		A		

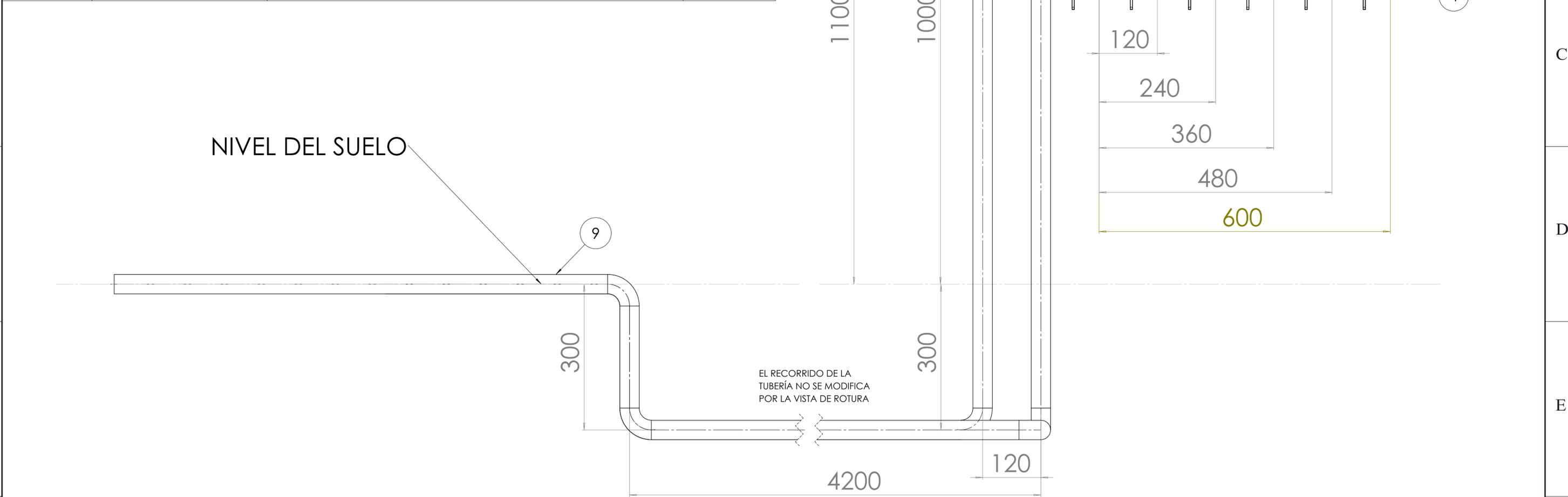
N.º DE ELEMENTO	TIPO DE TUBERÍA	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD
5	DN25	TEE	6
6	DN25	CODO	6
7	DN25-DN20	REDUCCIÓN	12
9	DN25	TUBERÍA FLEXIBLE PEAD SDR11	-



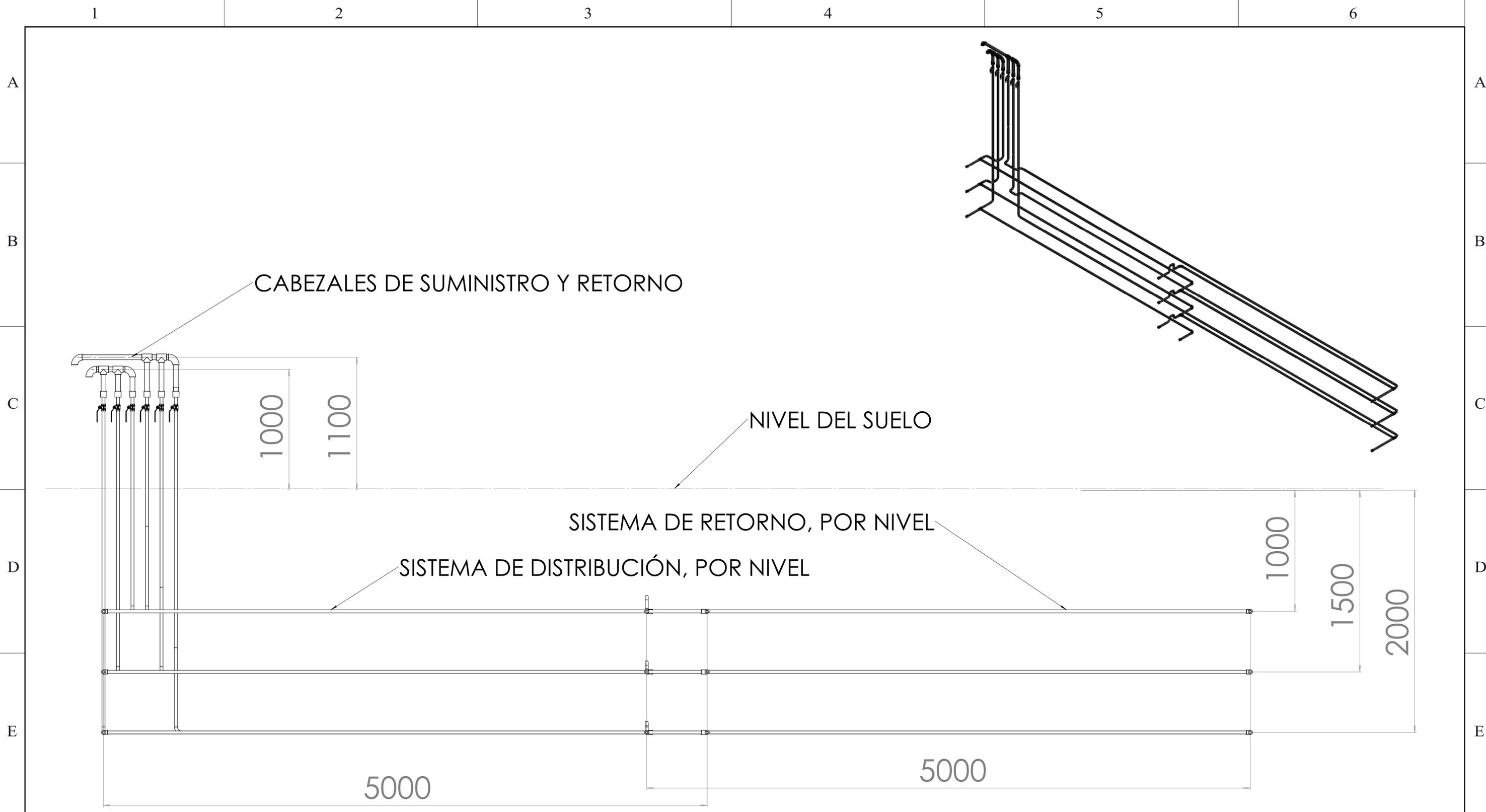
CUADRO DE REVISIONES.						DOCUMENTOS DE REFERENCIA.		CUADRO DE FIRMAS/CONSTRUCCIÓN			PROYECTO:					
REV.	FECHA:	DESCRIPCIÓN:	POR:	REV:	APROB:	No. DE DOCUMENTO:	NOMBRE:	REALIZÓ:	FECHA:	REVISÓ:	APROBÓ:	PLANTA:	NOMBRE DEL DOCUMENTO:			
A	05/12/2024	Se emite para comentarios	D.S.M.					David Sánchez	14/03/2024			SAN MIGUEL COZUMEL	PLANO DE INSTALACIÓN DEL ICS (GENERAL)			
DIBUJO ELABORADO EN MÉXICO, CDM. POR IESM								FECHA: 14/03/2024		Acotación		mm	PROY. No.	BCGH	DIBUJO: BCGCH-M-PI-03-03	REV.
"ESTE DOCUMENTO CONTIENE INFORMACIÓN CONFIDENCIAL Y PROPIETARIA, QUE NO DEBE SER PUBLICADA Y DIBULGADA A OTROS, REPRODUCIDA Y/O UTILIZADA PARA OTRO PROPOSITO QUE NOSEA PARA EL CUAL FUE ELABORADO, SIN PERMISO PREVIO ESCRITO POR IESM Y GIZ"								ESCALA: 1:30		PROYECTO: BCGH		LUGAR:	CIUDAD DE MÉXICO, CDMX	1/5	A	

CABEZAL DE RETORNO
CABEZAL DE SUMINISTRO

N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD
1	DN40	CODO	4
2	DN40	TEE	4
3	DN4025	REDUCCIÓN	6
4	Válvula_bola	VÁLVULA ROSCA EXTERNA 3/4"	6
5	DN25	TEE	6
6	DN25	CODO	6
7	DN25-DN20	REDUCCIÓN	12
8	DN40	TUBERÍA FLEXIBLE PEAD SDR11	1
9	DN25	TUBERÍA FLEXIBLE PEAD SDR11	1



CUADRO DE REVISIONES.						DOCUMENTOS DE REFERENCIA.		CUADRO DE FIRMAS/CONSTRUCCIÓN			PROYECTO:							
REV.	FECHA:	DESCRIPCIÓN:	POR:	REV:	APROB:	No. DE DOCUMENTO:	NOMBRE:	REALIZÓ:	FECHA:	REVISÓ:	APROBÓ:	PLANTA:	ASESORÍA EN EL DESARROLLO DE LA INGENIERÍA DE DETALLE DE LOS SISTEMAS DE INSTALACION DE BOMBAS DE CALOR GEOTÉRMICAS					
A	05/12/2024	Se emite para comentarios	D.S.M.					David Sánchez	14/03/2024			SAN MIGUEL COZUMEL	SAN MIGUEL COZUMEL					
												PLANO DE INSTALACIÓN DEL ICS (GENERAL)						
								DIBUJO ELABORADO EN MÉXICO, CDM. POR IESM		FECHA: 14/03/2024		NOMBRE DEL DOCUMENTO:		PLANO DE INSTALACIÓN DEL ICS (GENERAL)				
								"ESTE DOCUMENTO CONTIENE INFORMACIÓN CONFIDENCIAL Y PROPIETARIA, QUE NO DEBE SER PUBLICADA Y DIBULGADA A OTROS, REPRODUCIDA Y/O UTILIZADA PARA OTRO PROPOSITO QUE NO SEA PARA EL CUAL FUE ELABORADO, SIN PERMISO PREVIO ESCRITO POR IESM Y GIZ"		ACOTACIÓN		mm		PROY. No. BCGH		DIBUJO: BCGCH-M-PI-03-03		REV. A
								ESCALA: 1:30		PROYECTO: BCGH		LUGAR: CIUDAD DE MÉXICO, CDMX		1/5				



CUADRO DE REVISIONES.						DOCUMENTOS DE REFERENCIA.	
REV.	FECHA:	DESCRIPCIÓN:	POR:	REV:	APROB:	No. DE DOCUMENTO:	NOMBRE:
A	05/12/2024	Se emite para comentarios	D.S.M.				

IESM INGENIERÍA, MANTENIMIENTO Y EVALUACIÓN DE SISTEMAS

giz Deutsche Gesellschaft für Internationale Zusammenarbeit (GIZ) GmbH

DIBUJO ELABORADO EN MÉXICO, CDM. POR IESM FECHA: 14/03/2024

"ESTE DOCUMENTO CONTIENE INFORMACIÓN CONFIDENCIAL Y PROPIETARIA, QUE NO DEBE SER PUBLICADA Y DIBUJADA A OTROS, REPRODUCIDA Y/O UTILIZADA PARA OTRO PROPOSITO QUE NO SEA PARA EL CUAL FUE ELABORADO, SIN PERMISO PREVIO ESCRITO POR IESM Y GIZ"

CUADRO DE FIRMAS/CONSTRUCCIÓN			PROYECTO:	
REALIZÓ:	David Sánchez	D.S.M.	PLANTA:	ASESORÍA EN EL DESARROLLO DE LA INGENIERÍA DE DETALLE DE LOS SISTEMAS DE INSTALACION DE BOMBAS DE CALOR GEOTÉRMICAS
REVISÓ:			NOMBRE DEL DOCUMENTO:	SAN MIGUEL COZUMEL
APROBÓ:				PLANO DE INSTALACIÓN DEL ICS (GENERAL)
ACOTACIÓN:	mm	PROY. No.	BCGH	DIBUJO: BCGH-M-PI-03-03
ESCALA:	1:30	PROYECTO:	BCGH	CIUDAD DE MÉXICO, CDMX
				1/5
				REV. A