



UNIVERSIDAD DE
COSTA RICA

FACULTAD DE INGENIERÍA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA

**DISEÑO DEL SISTEMA DE CLIMATIZACIÓN
PARA LAS HABITACIONES DEL HOTEL
RECREO VERDE MEDIANTE EL
APROVECHAMIENTO DEL POTENCIAL
GEOTÉRMICO**

TRABAJO FINAL DE GRADUACIÓN SOMETIDO A LA CONSIDERACIÓN DE LA

UNIVERSIDAD DE COSTA RICA

COMO PARTE DE LOS REQUISITOS
PARA ASPIRAR AL TÍTULO Y GRADO DE

LICENCIATURA EN INGENIERÍA MECÁNICA

FELIPE BAZO ROLDÁN
SEBASTIÁN MURILLO MURILLO

CIUDAD UNIVERSITARIA RODRIGO FACIO
4 DE JULIO DE 2022

Hoja de tribunal

Este proyecto de graduación fue aceptado por la Comisión de Trabajos Finales de Graduación de la Escuela de Ingeniería Mecánica de la Universidad de Costa Rica, como requisito parcial para optar por el grado y título de Licenciatura en Ingeniería Mecánica.

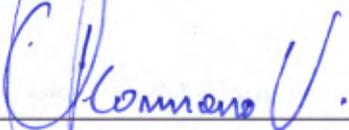
Director de la Unidad Académica
Dr. Pietro Scaglioni Solano
Director Escuela de Ingeniería Mecánica



Asesor director
Dr. Pedro Casanova Treto
Escuela de Ingeniería de Biosistemas - INII



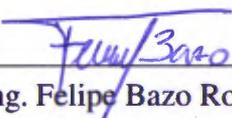
Asesora interna
Dra. Kattia Solís Ramírez
Escuela de Ingeniería de Biosistemas



Asesor externo
Ing. Geovanni Carmona Villalobos
Escuela de Ingeniería de Biosistemas



Docente curso Proyecto II
MSc. Juan Gabriel Monge Gapper
Escuela de Ingeniería Mecánica



Ponente
Ing. Felipe Bazo Roldán



Ponente
Ing. Sebastián Murillo Murillo

Índice general

Hoja de tribunal	i
Índice de ilustraciones	vii
Índice de cuadros	ix
Abreviaturas	x
Resumen	xi
1. Introducción	1
1.1. Descripción general	1
1.2. Objetivos	2
1.2.1. Objetivo general	2
1.2.2. Objetivos específicos	2
1.3. Justificación	2
1.4. Antecedentes	3
1.5. Alcance y limitaciones	4
2. Fundamentos del confort térmico para acondicionamiento de espacios	5
2.1. Refrigeración y Calefacción	5
2.1.1. Energía	5
2.1.2. Ciclos termodinámicos	6
2.1.3. Desempeño del sistema	10
2.2. Tipos de bombas de calor	12
2.2.1. Bombas de calor aerotérmicas	12
2.2.2. Bombas de calor hidrónicas	13
2.2.3. Bombas de calor geotérmicas	13
2.3. Transferencia de Calor	15
2.3.1. Método Efectividad - NTU	18
2.3.2. Análisis para intercambiadores de tipo <i>slinky</i>	19
2.4. Teoría del confort térmico	22
2.4.1. Normativa	22
2.4.2. Control de la humedad y la temperatura	23
2.5. Diseño mecánico	25
2.5.1. Sistema Hidráulico: Diseño y Selección	25
2.5.2. Tecnología VRF: Diseño y Selección	27
2.6. Cálculo de carga térmica	29
2.6.1. Método de carga térmica por diferencia de temperaturas	30
2.6.2. Método Series Radiación Tiempo (SRT)	30

3. Utilización del recurso geotérmico	32
3.1. Origen y caracterización de la fuente	32
3.1.1. Teoría de las placas tectónicas	34
3.1.2. Sistemas geotérmicos	34
3.2. Aprovechamiento de los sistemas hidrotermales	38
3.2.1. Hidráulica	38
3.2.2. Clasificación de aguas	40
3.2.3. Obtención de la energía	42
3.3. Aplicaciones de los aprovechamientos geotérmicos	43
3.3.1. Uso indirecto: producción de energía eléctrica	44
3.3.2. Usos directos	46
3.4. Configuraciones de BCG	52
3.4.1. Circuitos abiertos	52
3.4.2. Circuitos cerrados	53
3.5. Implicaciones y beneficios	58
3.5.1. Beneficios técnicos	58
3.5.2. Beneficios energéticos	59
3.6. Estudio Financiero de Proyectos	60
3.6.1. Valor Actual Neto (VAN)	61
3.6.2. Tasa Interna de Retorno (TIR)	61
3.6.3. Tasa Mínima Aceptable de Retorno (TMAR)	62
4. Metodología	63
4.1. Registro de variables climatológicas del entorno de la localización geográfica: Venecia, San Carlos	63
4.2. Caracterización de los recintos: medidas, construcción y ocupación	65
4.3. Cálculo de carga térmica	69
4.4. Análisis de transferencia de calor en el intercambiador de calor	72
4.4.1. Caracterización del sistema pozo-intercambiador	73
4.4.2. Análisis energético	75
4.5. Diseño mecánico	78
4.5.1. Selección de equipo de A/C	79
4.5.2. Diseño del sistema hidráulico	81
4.6. Análisis financiero	86
5. Resultados y Discusión	88
5.1. Modificaciones constructivas	88
5.2. Cálculo de carga térmica	90
5.3. Selección de equipo	94
5.4. Diseño de la red hidráulica	98
5.5. Análisis Operacional	104
5.5.1. Calefacción con pozo geotérmico	105
5.5.2. Enfriamiento con pozo geotérmico	106
5.5.3. Solución para enfriamiento	107
5.6. Estudio financiero	110

5.6.1. Costo de inversión	110
5.6.2. Análisis de costos de operación	113
5.6.3. Análisis de sensibilidad	115
6. Conclusiones	119
7. Recomendaciones	121
Referencias Bibliográficas	122
Anexos	128
Cálculo de carga térmica	128
Diseño sistema de circuito de refrigerante VRF	129
Diseño sistema de circuito hidráulico	131
Análisis financiero	136

Índice de figuras

2.1. Diferencias entre un refrigerador, que extrae calor de un medio frío, y una bomba de calor, que suministra calor a un medio caliente. Fuente: [4]	6
2.2. Esquema de componentes y de un ciclo de refrigeración por compresión de vapor. Fuente: [4]	7
2.3. Esquema de una bomba de calor en modo calefacción y enfriamiento. Fuente: [4]	8
2.4. Proceso del ciclo de absorción de vapor.	10
2.5. Fuente de energía utilizada según bombas de calor instaladas en España. Fuente: Adaptado de [7]	13
2.6. BC tipo agua-agua. Fuente: Adaptado de [10]	14
2.7. Esquema de componentes y funcionamiento de una bomba de calor geotérmica en modo calefacción. Fuente: [11]	14
2.8. Red de resistencias térmicas para intercambiador de tubo.	16
2.9. Parámetros para la configuración de intercambiador tipo bobina o <i>slinky</i> . Fuente: [15]	20
2.10. Diagrama de confort térmico utilizando los parámetros dictados en la norma ANSI/ASHRAE 55 para un met=1.1. Fuente: Adaptado de [20]	24
2.11. Distintas alternativas de sistemas VRF.	28
2.12. Diagrama de circuito hidráulico propuesto por el fabricante Samsung para unidades “DVM S Water”. Fuente: [23]	29
2.13. Procedimiento general para método SRT. Fuente: [30]	31
3.1. Estructura interna de la Tierra. Fuente: Adaptado de [32]	33
3.2. Distribución y dinámica de las placas tectónicas terrestres. Fuente: [36]	34
3.3. Esquema de las tres etapas de la circulación hidrotermal submarina a través de la corteza oceánica. Fuente: [38]	36
3.4. Manifestaciones geotérmicas debido a la presencia de un sistema magmático. Fuente: [39]	37
3.5. Zona de insaturación y saturación del subsuelo. Fuente: [41]	39
3.6. Caracterización hidráulica de los acuíferos y pozos. Fuente: Adaptado de [42] .	40
3.7. Escala de pH. Fuente: [45]	41
3.8. Diversas aplicaciones según la temperatura del recurso geotérmico. Fuente: [32]	44
3.9. Proyección de la distribución de las isotermas a 2 km de profundidad basado en la información de pozos geotérmicos. Fuente: [50]	45
3.10. Comparación global de los usos directos geotérmicos en TJ/año, de los años 1995, 2000, 2005, 2010, 2015 y 2020. Fuente: Adaptado de [1]	47

3.11. Configuraciones de circuitos abiertos: a) sin intercambiador de calor y b) con intercambiador de calor para uso no directo del fluido geotérmico.	53
3.12. Circuito cerrado de configuración horizontal aplicado en hogares. Fuente: [66] .	54
3.13. Circuito cerrado de configuración horizontal tipo <i>slinky</i> . Fuente: [67]	54
3.14. Variación de las temperaturas en el subsuelo para distintas profundidades a lo largo de un año. Fuente: Adaptada de [15]	55
3.15. Esquema de arreglo de sondas geotérmicas verticales para un edificio comercial. Fuente: [70]	57
3.16. Diagrama comparativo entre el COP y el trabajo de operación de tecnologías de BCG (GSHP) y de BCA (ASHP) para distintos refrigerantes. Fuente: [8]	60
4.1. Isopletas de T_{bh} (curvas gruesas negras) vs HR% y T obtenidas de Eq (4.1). Fuente: Adaptado de [77]	64
4.2. Disposición de cabañas para 4 personas del Hotel Recreo Verde.	65
4.3. Interior de cabinas con capacidad para 6 personas.	66
4.4. Identificación de zonas de fuga de aire en cabinas del Hotel Recreo Verde. . . .	67
4.5. Vista de planta de habitaciones para 4 personas. Dimensiones en cm	68
4.6. Vista de planta de habitaciones para 6 personas. Dimensiones en cm	68
4.7. Temperaturas de Pozo PO-03 según su profundidad. Fuente: Adaptado de [58]	74
4.8. Diagrama del sistema Pozo-Intercambiador. Fuente: Adaptado de [79]	75
4.9. Interfaz del <i>DVM-Pro System Design Software</i> para la selección de equipos. Fuente: Adaptado de [22]	80
4.10. Interfaz del <i>DVM-Pro System Design Software</i> para el diseño del circuito de refrigerante. Fuente: Adaptado de [22]	81
4.11. <i>Strainer</i> tipo yee para proteger el intercambiador de placas de la UE. Fuente: Adaptado de [81]	83
5.1. Construcción del techo de las habitaciones del Hotel Recreo Verde.	88
5.2. Propuesta de construcción para el techo de las habitaciones del Hotel Recreo Verde.	89
5.3. Resultados de cargas térmicas para enfriamiento en las habitaciones de 4 personas.	91
5.4. Resultados de cargas térmicas para enfriamiento en las habitaciones de 6 personas.	92
5.5. Resultados de cargas térmicas para calefacción en las habitaciones de 4 personas.	93
5.6. Resultados de cargas térmicas para calefacción en las habitaciones de 6 personas.	93
5.7. Unidad interior pared alta Samsung AM012KNQDCH/AZ. Fuente: [22]	96
5.8. Detalle y características técnicas de la selección de UE AM120HXWAFR/AA. Fuente: [22]	97
5.9. Distribución interna de los componentes de las unidad exteriores Samsung DVM S Water. Fuente: [81]	98
5.10. Esquema unifilar del circuito hidráulico.	99
5.11. Simbología para la el diagrama unifilar de la figura 5.18	99
5.12. Software de selección Taco Selection Tools, en el menú de opciones para la posible selección de bombas. Fuente: [91]	101
5.13. Software de selección Taco Selection Tools, en el menú de características de una bomba recirculadora en específico. Fuente: [91]	102

5.14. Bomba recirculadora Taco Comfort Solutions 00e VR15M y su curva característica de operación. Fuente: [92]	103
5.15. Detalle conexión de la red hidráulica a la unidad exterior, según recomendación del fabricante. Fuente: [81]	103
5.16. Software de selección Taco Selection Tools, en el menú de características de la bomba recirculadora VR15H. Fuente: [91]	108
5.17. Bomba recirculadora Taco Comfort Solutions 00e VR15H y su curva característica de operación. Fuente: [92]	108
5.18. Esquema unifilar del circuito hidráulico para calefacción y enfriamiento	110
5.19. Contraste de los costos de inversión inicial para el sistema BCG y el sistema DX.	112
5.20. Contraste de los costos de operación para el año 1 del sistema BCG y el sistema DX.	114
5.21. Análisis de sensibilidad para la tasa de interés.	116
5.22. Análisis de sensibilidad para diferencia de costo en la inversión inicial.	117
5.23. Análisis de sensibilidad para costo de energía, \$/kWh.	118
7.1. Esquema de distribución del sistema mecánico propuesto general.	129
7.2. Esquema de distribución del sistema mecánico de tuberías de refrigerante. Fuente: Modificado de [22].	130

Índice de cuadros

4.1.	Toma de aforo para pozo PO-01. Fuente: [58]	73
4.2.	Parámetros de entrada del pozo geotérmico PO-01 y tubo en U	76
4.3.	Propiedades de los fluidos del sistema intercambiador-pozo	76
4.4.	Ventajas y desventajas de las opciones de materiales para intercambiador vertical en U.	77
4.5.	Conductividad térmica y rugosidad media para tubería de HDPE.	78
5.1.	Resistencias térmicas totales para construcción de las habitaciones.	89
5.2.	Condiciones de temperatura en mayo para enfriamiento, al percentil 2.0	90
5.3.	Condiciones de temperatura en enero para calefacción, al percentil 98.0	91
5.4.	Cargas térmicas de diseño con y sin mejoras en construcción de habitaciones	94
5.5.	Coeficientes de convección para el intercambiador de HDPE en el pozo.	104
5.6.	Resistencias Térmicas Calculadas	104
5.7.	Parámetros en operación para calefacción al 50% de carga	105
5.8.	Parámetros en operación para enfriamiento al límite de carga	106
5.9.	Parámetros en operación para enfriamiento al 100% de carga	109
5.10.	Parámetros en operación para enfriamiento al 60% de carga	109
5.11.	Costos de inversión para sistema de BCG.	110
5.12.	Costos de inversión para sistema DX.	111
5.13.	Contraste de consumos energéticos BCG vs. DX: bajo condiciones de 60% de carga de enfriamiento, circuito pasando por el río, 50% de carga de calefacción, pasando por el pozo	113
5.14.	Resultados para indicadores financieros para condiciones base del proyecto.	115
7.1.	Materiales para nueva configuración de techo	128
7.2.	Listado de puntos anotados en el levantamiento topográfico de la figura 7.1	130
7.3.	Análisis y caracterización de la transferencia de calor entre el flujo interno del intercambiador en U y el flujo del pozo, para enfriamiento.	131
7.4.	Análisis y caracterización de la transferencia de calor entre el flujo interno del intercambiador tipo <i>slinky</i> y el flujo del río, para enfriamiento con una carga del 100%.	132
7.5.	Análisis y caracterización de la transferencia de calor entre el flujo interno del intercambiador tipo <i>slinky</i> y el flujo del río, para enfriamiento con una carga del 60%, condición de diseño.	133

7.6. Análisis y caracterización de la transferencia de calor entre el flujo interno del intercambiador en U y el flujo del pozo, para calefacción con una carga del 50%, condición de diseño.	134
7.7. Tratamiento químico recomendado por el fabricante Samsung para el circuito cerrado de agua. Fuente: [81].	135
7.8. Desglose de presupuesto para el suministro e instalación del sistema BCG. . . .	136
7.9. Desglose de presupuesto para el suministro e instalación del sistema DX. . . .	137
7.10. Costos anuales de operación del sistema BCG.	138
7.11. Costos anuales de operación del sistema DX.	138
7.12. Resumen de inversión inicial adicional y los ahorros anuales del sistema BCG sobre el sistema DX.	138

Abreviaturas

- GIZ** *Deutsche Gesellschaft für Internationale Zusammenarbeit*, en español Agencia de Cooperación Alemana
- HVAC** *Heating, Ventilation and Air Conditioning*, en español Calentamiento, Ventilación y Acondicionamiento de Aire
- ASHRAE** *American Society of Heating, Refrigerating y Air-Conditioning Engineers, Inc.*, en español Sociedad Americana de Ingenieros en Calentamiento, Ventilación y Acondicionamiento de Aire
- ANSI** *American National Standards Institute*, en español Instituto Nacional Americano de Estándares.
- AC** Aire acondicionado
- AEA** Alianza en Energía y Ambiente con Centroamérica
- SICA** Sistema de Integración Centroamericana
- BCG** Bomba de calor geotérmica
- BCA** Bomba de calor aerotérmica
- MW** Megavatio
- Wh** Vatio-hora
- Btu/h** *British Thermal Unit per hour*, unidad de transferencia de calor cuyo factor de conversión a vatios es de aproximadamente $3.412 \text{ Btu/h} = 1 \text{ W}$
- MBH** millar de Btu/h, unidad de transferencia de calor equivalente a 1000 Btu/h
- TR** Tonelada de Refrigeración
- ICE** Instituto Costarricense de Electricidad
- RSN** Red Sismológica Nacional (Costa Rica)
- COP** *Coefficient of performance*, en español Coeficiente de desempeño
- EER** *Energy efficiency rating*, en español Índice de eficiencia energética
- VRF** *Variable refrigerant flow*, en español Flujo variable de refrigerante
- UE** Unidad exterior
- UI** Unidad interior
- DX** *Direct expansion*, en español Sistema de expansión directa
- EEV** *Electronic expansion valve* en español Válvula de expansión electrónica

Resumen

En este trabajo se presenta la síntesis del diseño de un aprovechamiento geotérmico mediante el uso directo de la energía, específicamente bajo el uso de una bomba de calor para el acondicionamiento de habitaciones hoteleras. Se estudió la viabilidad técnica mediante el diseño mecánico e hidráulico de un sistema VRF. Para realizar este diseño, se calcularon las cargas térmicas de las habitaciones mediante el método SRT, además de proponer optimizaciones en la construcción de los espacios. Se contemplaron dos tipos de habitación presentes en el hotel, y se caracterizó la ocupación de las mismas así como los equipos presentes que aportan carga térmica.

En el diseño mecánico, se utilizó un levantamiento topográfico del hotel. Se propuso una red de refrigerante para conectar la unidad exterior bomba de calor geotérmica y las unidades interiores de aire acondicionado de las habitaciones. También se estudió la distribución del circuito hidráulico que intercambia calor con el pozo geotérmico y la fuente hídrica que actúa como sumidero, para lograr cumplir con los requerimientos de operación del sistema hidráulico y de climatización. Esto se alcanzó con intercambiadores tipo *slinky* y vertical de tubo en U.

A partir del desarrollo de la tecnología, se realizó un estudio financiero mediante un flujo de caja diferencial para evaluar viabilidad de la implementación de la tecnología propuesta contra una opción tradicional tipo *minisplit* de expansión directa. En este estudio, también se incluyó un análisis de sensibilidad, donde se variaron factores: tasa de interés, costo de la energía e inversión inicial. De este se concluyó que el proyecto muestra la mayor sensibilidad al costo de inversión inicial.

1. Introducción

El potencial de la energía geotérmica se ha ido revelando al avanzar el crecimiento industrial de las civilizaciones durante el último siglo. Debido al ingenioso diseño de visionarios, ingenieros, científicos e investigadores, la explotación de la misma se ha diversificado en formas que no se pensaban cuando su único uso era el más trivial de todos: calentar espacios fríos. Sin embargo, como se evidenciará más adelante, en el reporte del Congreso Mundial de Energía Geotérmica 2020 se reportan 88 países haciendo uso de la energía de manera directa (cuando en 1995 solamente 28 países contaban con el desarrollo de esta tecnología), y que la potencia termal instalada para estos usos directos se estima que está creciendo en una tasa compuesta del 8.73 % anualmente [1]. En este último reporte se destaca también que la energía geotérmica utilizada directamente en el marco global es del 58.8 % en bombas de calor geotérmicas de suelo, tecnología con la cual se tratará a profundidad en este estudio, a pesar de que en Costa Rica existe escasa o nula literatura sobre esta rápidamente creciente industria.

1.1. Descripción general

Se desarrollará la propuesta de un sistema mecánico para la implementación de bombas de calor geotérmicas con el fin de acondicionar las habitaciones del Hotel Recreo Verde en Venecia de San Carlos, Alajuela, Costa Rica. Con este proyecto se espera sentar los precedentes de la utilización del recurso geotérmico para climatización de espacios en el sector turístico del país, ya que es un área de aprovechamiento poco explorada en la región.

Como preámbulo al diseño, se evidencia una revisión bibliográfica del tema base y también se da un acompañamiento de docentes e investigadores de la Escuela de Ingeniería de Biosistemas de la Universidad de Costa Rica y del Instituto de Investigaciones en Ingeniería (INII), instituto al cual este proyecto está inscrito. Este proyecto es auspiciado por la GIZ (*Deutsche Gesellschaft für Internationale Zusammenarbeit*), en español Agencia de Cooperación Alemana, ente internacional encargado del desarrollo de esta iniciativa, y con este patrocinio se presentarán las propuestas generadas a los propietarios del Hotel Recreo Verde.

Dentro de las variables de interés de este estudio está la caracterización del recurso geotérmico disponible con el que cuenta el hotel, el cual es primordialmente accedido mediante pozos; así como los parámetros climatológicos y el diseño de las habitaciones existentes. Con base en esto, se diseñará un sistema mecánico que logre incorporar la tecnología necesaria para esta aplicación en específico.

1.2. Objetivos

Se buscarán las cargas térmicas de las habitaciones para luego mediante un estudio energético determinar las condiciones de operación del sistema mecánico propuesto.

Finalmente, se presentará un estudio financiero del proyecto y se buscará proponer las bases de un diseño que podría ser adaptado en otras instalaciones similares que cuenten con el mismo recurso energético. Este trabajo servirá como base para futuros planes de implementar la propuesta planteada concretada en un proyecto de desarrollo para el Hotel Recreo Verde.

1.2. Objetivos

1.2.1. Objetivo general

Diseñar un sistema que garantice las condiciones de confort térmico en las habitaciones del Hotel Recreo Verde mediante el uso directo de la geotermia de baja entalpía.

1.2.2. Objetivos específicos

- Determinar las cargas térmicas de las habitaciones del hotel.
- Diseñar el circuito hidráulico para el sistema de climatización.
- Establecer un rango de temperaturas óptimas de agua para las aplicaciones de confort térmico en conjunto al sistema propuesto.
- Elaborar un estudio financiero de la implementación del sistema propuesto.

1.3. Justificación

El potencial geotérmico que se tiene en el planeta es un recurso latente, cuya explotación se ha diversificado de forma importante en los últimos años con el fin de expandir su uso aparte de la producción de energía eléctrica. Costa Rica, se ha caracterizado por ser uno de los países de la región centroamericana con mayor aprovechamiento de este recurso para producción de energía eléctrica, sin embargo no se han desarrollado otras aplicaciones de la geotermia aún conociendo la privilegiada ubicación del país dentro del Cinturón de Fuego del Pacífico. Con esto, se evidencia el interés que ha tenido la nación por aprovechar indirectamente el calor del subsuelo para la producción de energía, pero pese a ello se deben implementar también los usos directos del recurso que provean ahorros energéticos, como el uso de bombas de calor y en procesos industriales para poder lograr un aprovechamiento completo del recurso existente.

Trabajos como el realizado por la GIZ bajo el nombre de *Fomento de la Geotermia en Centroamérica* han impulsado la iniciativa de investigadores y equipos interdisciplinarios para estudiar estos aprovechamientos, abriendo el espacio para proyectos piloto como el presente en este estudio [2]. El mismo busca generar diseños adaptados a los recursos disponibles en el país con el fin de poder estudiar los usos directos de esta energía geotérmica, específicamente en

1.4. Antecedentes

este caso, para el acondicionamiento de espacios mediante el uso de bombas de calor. Debido al poco desarrollo tecnológico de esta aplicación en Costa Rica, el trabajo permitirá contrastar tecnologías actuales y comunes contra una propuesta de esta naturaleza, donde el Hotel Recreo Verde se dispone como partícipe del proyecto, habilitando su infraestructura e instalaciones. Se destaca que esta oportunidad permite presentar un diseño y un escenario objetivo y realista de esta aplicación en el sector turístico del país.

Se considera pertinente generar información y conocimiento respecto a esta temática para poder plantear futuras implementaciones de la tecnología en el área de acondicionamiento de espacios, con el fin de conseguir sistemas seguros, eficientes y de bajo impacto ambiental por medio de esta energía renovable. Existe en la literatura un registro de la implementación de bombas de calor geotérmicas para el acondicionamiento de espacios en distintos países, pero debido a las características del recurso, cada caso de estudio es completamente distinto. Por esta razón no es posible replicar exactamente los diseños previos que se han realizado en diversas latitudes y surge la necesidad de que por medio de este proyecto, se tropicalice el desarrollo de estas tecnologías en el país.

1.4. Antecedentes

En la medida que progresa el sector turístico del país, se presentan continuamente nuevas instalaciones para alojar a nacionales y extranjeros que visitan y se movilizan en diversos focos del territorio nacional. El crecimiento de esta industria implica instalaciones que a menudo se pueden diseñar de la mano con un enfoque de ingeniería responsable y amigable con el ambiente, aprovechando los recursos naturales disponibles. Prescindir de estas oportunidades es ignorar el avance tecnológico disponible, además de frenarlo y potencialmente por ello tener mayores costos de operación y de consumo de electricidad. En Costa Rica, se ha estimado que un valor cercano al 50 % de la energía eléctrica consumida en el sector hotelero corresponde a la operación de los equipos de acondicionamiento de aire, por lo que mejoras en estos sistemas, significarían importantes beneficios económicos y añadirían un valor agregado por el uso de una energía considerada como renovable [3].

Como se comenta en la justificación de este trabajo, una de las principales iniciativas de realizar esta investigación es que se ha evidenciado mediante revisión bibliográfica que ha habido una falta de iniciativa de implementar los usos directos como el aprovechamiento del calor subterráneo para usos industriales, uso conjunto con bombas de calor, y secado industrial. Se reporta en [1], para el año 2020 un uso de la geotermia en Costa Rica exclusivamente para producción de energía eléctrica y balneología.

Finalmente se destaca que previo al inicio de este estudio ya el proyecto fomentado por la GIZ tenía un adelanto en diversos aspectos, como por ejemplo el contacto con los representantes del hotel beneficiado, y la coordinación con los investigadores y estudiantes que participarán activamente en el desarrollo del estudio. Se considera que la iniciativa y el fomento de parte de la Universidad de Costa Rica, y las buenas relaciones con los representantes de la GIZ son antecedentes que fundan las bases de este estudio.

1.5. Alcance y limitaciones

Como alcances de este TFG, se busca destacar que específicamente se tratará con la geotermia con un enfoque de intercambio de calor cuyo sumidero sean los pozos geotérmicos ya presentes, y no con intercambio de calor directo con el suelo como se puede utilizar en otros sistemas. Con esto, se aclara que se utilizarán bombas de calor geotérmicas (BCG) en el diseño para el acondicionamiento de espacios, y no otros equipos como chillers de absorción que son también utilizados en la industria.

El diseño será capaz de suplir acondicionamiento del espacio de las habitaciones tanto para enfriamiento como para calefacción de las mismas. El análisis económico realizado, será utilizado como parámetro comparativo entre distintos posibles diseños y tecnologías que se le podrían presentar a los propietarios del hotel, así como el costo de la implementación de la tecnología seleccionada. Se aclara que este no será un estudio de factibilidad económica ya que se necesitaría una recolección de datos y estudio del hotel que están fuera del alcance de este trabajo.

Esto no presenta una problemática para el desarrollo del trabajo, ya que como se comentó anteriormente en el último párrafo de la sección 1.3 de este documento, el proyecto tiene como principal iniciativa generar investigación y conocimiento en el ámbito nacional.

El trabajo concluirá con el planteamiento del diseño del sistema, su estudio energético y económico correspondiente, mas no a la etapa de implementación e instalación debido a la disponibilidad de tiempo y recursos.

Se considera de antemano que ambos estudiantes que participarán protagonizando el presente Trabajo Final de Graduación tienen las capacidades pertinentes para llevar a cabo todas las responsabilidades y deberes para hacer una investigación de calidad con el fin de optar por el grado académico en cuestión. Se desea destacar que se parte de que este proyecto es parte de uno de mayor escala, en el cual participan también activamente una gran cantidad de otros estudiantes, profesores e investigadores de otras disciplinas que podrán colaborar de manera indirecta en aspectos como obtención, interpretación y análisis de datos.

También se destaca que debido a la situación actual debido a la pandemia por el COVID-19 se ha dificultado la posibilidad de hacer visitas presenciales a la zona para recopilar datos geológicos, de clima y de características constructivas de los espacios a estudiar. También se ha visto limitado el progreso de los investigadores del INII respecto al estudio de caracterización de los pozos geotérmicos por esta misma razón.

2. Fundamentos del confort térmico para acondicionamiento de espacios

2.1. Refrigeración y Calefacción

Es importante recalcar que los procesos por los que se dan en equipos como las BC y equipos de acondicionamiento de aire, en general están regidos por los principios de ciclos de calefacción y refrigeración según sea cada caso en específico. Conocer como operan estos equipos es fundamental para comprender las distintas variantes en configuraciones y equipo que se pueden proponer para mejorar la eficiencia de los sistemas aprovechando cada uno de los recursos disponibles.

2.1.1. Energía

De las bases de la termodinámica, se sabe que existen varias leyes que rigen la transferencia de calor entre los cuerpos. La primera y que podría parecer la más trivial, se conoce como la **ley cero de la termodinámica**, que define que si dos cuerpos se encuentran en equilibrio térmico con un tercero, estos están en equilibrio térmico entre sí también [4]. Esta premisa define el concepto físico y fundamental de la temperatura, ya que cuando existe un diferencial de la misma entre dos cuerpos, es que las demás leyes de la termodinámica definen el flujo de calor.

Posteriormente, partiendo del concepto del flujo de calor, se puede comenzar a interpretar la base de la interacción de energía entre diversos cuerpos, que se dicta mediante la **primera ley de la termodinámica**. También conocida como el principio de la conservación de la energía, define que la energía total presente en un sistema es la propiedad integral que lo define termodinámicamente, ya que cuando se delimitan sus fronteras, “el cambio de energía total durante un proceso adiabático debe ser igual al trabajo neto realizado” [4]. Note que este trabajo realizado puede presentarse mediante algunas de las diversas formas de energía: térmica, eléctrica, mecánica o incluso química, pero sin cambiar el principio de la conservación de la energía.

Los mecanismos de transferencia de energía a través de las fronteras de un sistema pueden darse mediante tres principales métodos: transferencia de calor, transferencia de trabajo, o transferencia de masa, la cual lleva energía consigo misma.

2.1.2. Ciclos termodinámicos

Conociendo cómo el calor fluye de un punto con temperatura más alta hacia uno con menor temperatura, se facilita el entendimiento de los ciclos termodinámicos que dictan la operación de los ciclos de refrigeración y calefacción. A grandes rasgos lo que se busca es mover el calor de un punto a otro, específicamente de un foco caliente a un foco frío (o al menos de menor temperatura). Los conceptos de calefacción o enfriamiento requieren los mismos tres elementos básicos, los cuales son: un foco caliente, un sumidero y una fuente de energía externa.

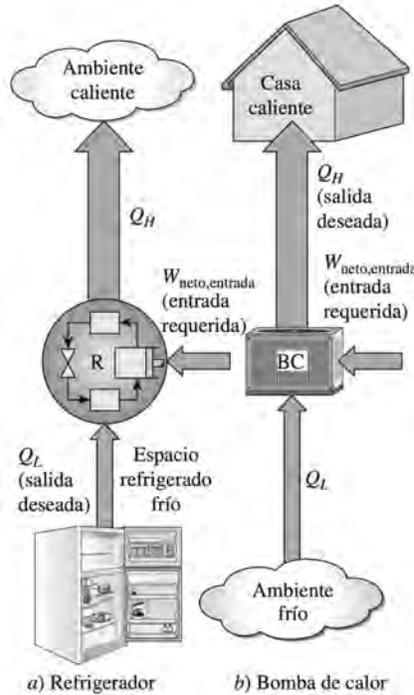


Figura 2.1: Diferencias entre un refrigerador, que extrae calor de un medio frío, y una bomba de calor, que suministra calor a un medio caliente. Fuente: [4]

Como se muestra en la figura 2.1, la única diferencia que existe entre ambos procesos, es donde se ubicarán el sumidero y la fuente de calor. Para la refrigeración, se tiene el espacio a enfriar al cual se le remueve calor que luego es rechazado en el sumidero, el cual es un ambiente de mayor temperatura que el espacio a acondicionar. En la calefacción, se aprovecha calor de un foco a baja temperatura (comparado con el sumidero caliente) para luego rechazar este calor a un medio más caliente el cual es el espacio a calentar [4]. El trabajo externo que se puede apreciar en la figura 2.1 es necesario para que sea posible lograr los flujos de transferencia de calor en las direcciones deseadas para cada caso. Para lograr que estos ciclos desempeñen de la manera deseada, es necesaria la implementación de fluido térmicos o refrigerantes que cumplen con una serie de propiedades como: punto de ebullición, calor específico, calor latente, para poder transferir calor en amplio de rango de temperaturas según lo requiera su aplicación.

Ciclo por compresión de vapor

Cuando se busca el acondicionamiento de espacios, típicamente los equipos para esta aplicación implementan un tipo particular de ciclo que se denomina ciclo de refrigeración por compresión de vapor. Este ciclo se aprovecha de las propiedades previamente mencionadas de los refrigerantes para establecer los flujos de calor que busca el sistema. El ciclo por compresión de vapor, en su forma más simplificada, se puede dividir en cuatro etapas por las que atraviesa el fluido refrigerante o caloportador. Si se compara la figura 2.1 y la figura 2.2, se puede apreciar que es este ciclo de compresión de vapor es el encargado de mover los flujos de calor a los espacios a acondicionar.

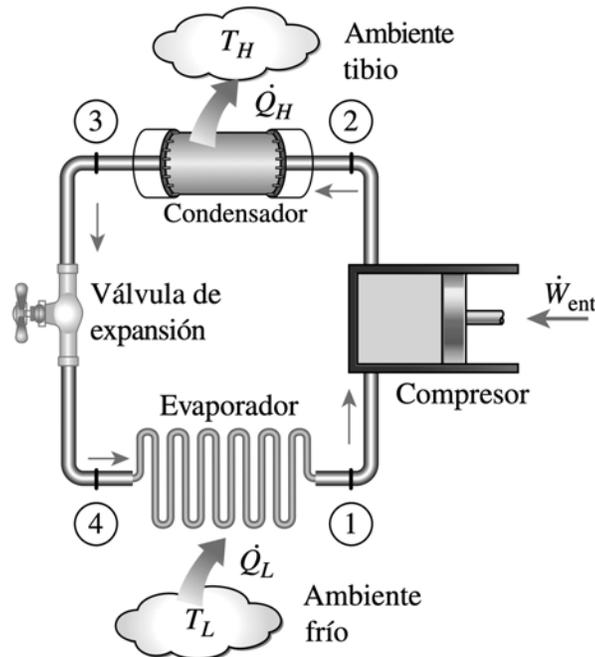


Figura 2.2: Esquema de componentes y de un ciclo de refrigeración por compresión de vapor. Fuente: [4]

La figura 2.2 muestra los estados que sigue el refrigerante además de los componentes mecánicos básicos necesarios en este ciclo. El refrigerante en el estado 1, está en estado de vapor que es succionado por un compresor (elemento que consume energía para suministrar trabajo al sistema) que se encarga de aumentar la presión y temperatura del refrigerante en el estado 2. Entre el estado 2 y 3, el refrigerante cambia de fase de vapor a fase líquida al rechazar calor en el condensador. Una vez en el estado 3, el refrigerante está en fase líquida y pasa por una válvula de expansión, que se encarga de disminuir la presión y temperatura antes de que el refrigerante ingrese al evaporador. Entre los puntos 4 y 1 el refrigerante se evapora al absorber calor del evaporador [5].

La expresión \dot{W}_{ent} expresa la potencia de entrada neta que requiere el compresor, que es el único requerimiento de energía mecánica que requiere el ciclo de refrigeración. Así también, \dot{Q}_H es la tasa de calor que se rechaza a un ambiente de mayor temperatura, específicamente a una

temperatura T_H . El ambiente frío actúa como foco, absorbiendo el calor \dot{Q}_L a una temperatura T_L .

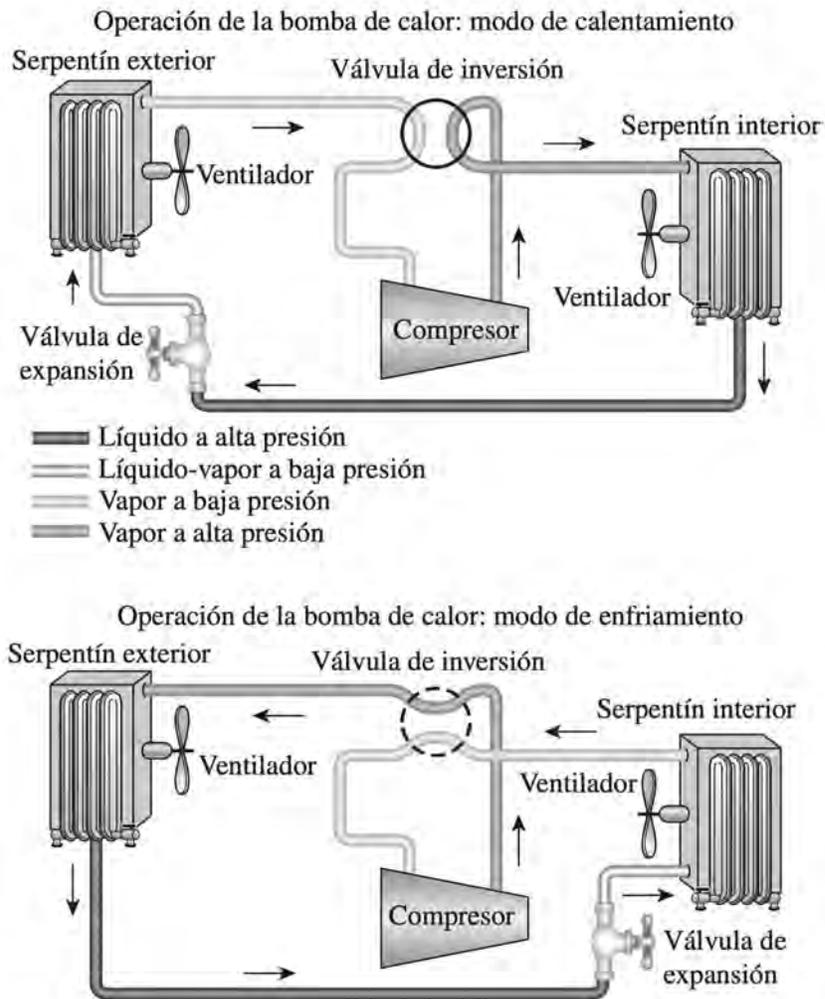


Figura 2.3: Esquema de una bomba de calor en modo calefacción y enfriamiento. Fuente: [4]

Estos cuatro estados que describen de forma básica el ciclo de compresión de vapor para el ciclo de refrigeración, es el mismo en el caso de las BC, con la única diferencia de que ahora este equipo tiene la capacidad de efectuar calefacción y enfriamiento. Esto es posible debido a la válvula de inversión que es un elemento adicional incluido en el ciclo. Como se puede observar en la figura 2.3, la introducción de la válvula de inversión permite que se varía el flujo del refrigerante según sea la necesidad del acondicionamiento del espacio. Los demás componentes básicos explicados en el ciclo de compresión de vapor se mantienen, con la única diferencia de que ya no se hace diferenciación entre el condensador y el evaporador, sino que ahora se denominan serpentín exterior y serpentín interior. La razón por la cual se hace ahora esta distinción, se debe a la condición de cambiar el sentido del ciclo. Analizando el serpentín interior que se encuentra dentro del área a acondicionar, cuando este está operando en modo enfriamiento, actúa como un evaporador ya que absorbe el calor del espacio a acondicionar y por ende evaporando el flui-

do refrigerante. Caso contrario sucede cuando opera en modo calefacción, donde el serpentín interior actúa como condensador al rechazar el calor del ciclo en el espacio a acondicionar, generando así una condensación del refrigerante para que pueda repetirse el ciclo. Ambos casos se pueden ver detalladamente en la figura 2.3.

Lo mismo sucede con el serpentín exterior en cuanto a su variación en funcionalidad según sea el modo de operación de la bomba de calor. Diferentes tecnologías y configuraciones de las bombas de calor se aprovechan de la posibilidad de variar los medios con los que interactúa el serpentín exterior para la transferencia de calor. Estas variantes definen el sistema en cuanto al uso de los recursos disponibles que impacta directamente el desempeño del mismo.

Ciclo por absorción de vapor

Este ciclo se podría entender como una variación al ciclo de compresión de vapor previamente explicado. Tiene los mismos componentes que los mostrados en la figura 2.2 con la principal excepción de que el compresor se sustituye por un proceso químico de absorción y generador como se muestra en la figura 2.4. Se puede decir que el ciclo de absorción por esta característica, es un ciclo operado por calor ya que la mayor parte de la energía externa que necesita para completarse proviene de calor agregado. Esto no quiere decir que el sistema pueda operar sin requerir consumo de energía eléctrica, ya que se necesita para poder operar una bomba en la etapa de compresión térmica, pero si es porcentualmente menor con respecto a un ciclo de compresión de vapor [6].

Otra particularidad de estos sistemas, es que necesitan soluciones absorbentes para poder transportar el calor en el ciclo. Debido a que se tiene una etapa de compresión térmica, ya no se usan fluidos refrigerantes sino una mezcla de solución absorbente con una como portadora y refrigerante. Para casos en los que se trabaja por encima del punto de congelamiento del agua, se utiliza bromuro de litio como solución absorbente y agua como refrigerante. Para temperaturas de acondicionamiento de aire donde el equipo se encuentra expuesto a temperaturas menores al punto de congelamiento, se utiliza amoníaco como refrigerante y agua como absorbente [6].

La operación del ciclo sigue los mismos principios que el ciclo de compresión de vapor por lo que entender la etapa de compresión térmica es clave para este proceso. Una fuente de calor externa evapora el agua de la solución y comprime el vapor de agua para que se tenga una alta presión y temperatura, esto sucede en el generador. Luego el vapor a alta temperatura se condensa en el condensador. Pasa entonces por la válvula de expansión de la etapa de compresión térmica que reduce la presión y temperatura de vaporización del líquido condensado. Este líquido a baja presión pasa por el evaporador donde al absorber calor se evapora y genera el enfriamiento del espacio a acondicionar. El vapor entra a la etapa de absorción donde se vuelve a tener la solución absorbente/refrigerante. La solución es bombeada hasta el generador donde se mantiene el ciclo [5]. Esta explicación del proceso se refiere al modo de operación en enfriamiento específicamente. Si se busca aplicar el ciclo para calefacción, opera del mismo modo solo que varían los manejos de calor.

Debido a los elementos extra que requiere este sistemas, esta es una opción para el acondicionamiento de espacios que trae asociado un costo importante en comparación al ciclo de compresión de vapor. Su complejidad y poca utilización hace que darle servicio al sistema tenga una gran

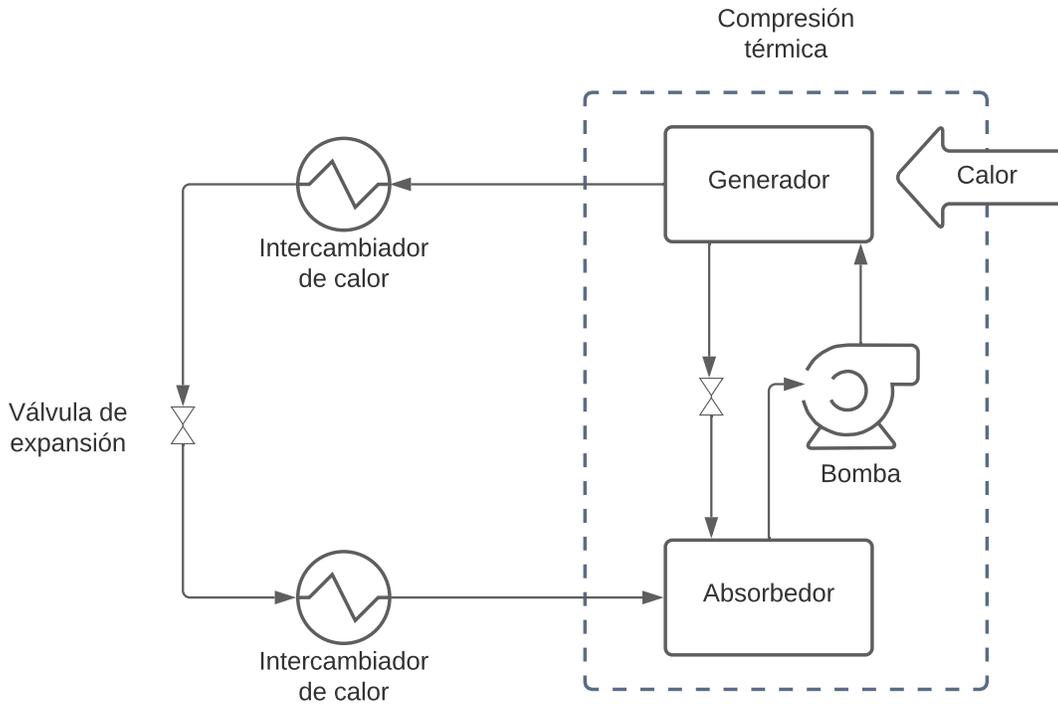


Figura 2.4: Proceso del ciclo de absorción de vapor.

dificultad, además de que requieren de más espacio para su instalación. Por estas razones la selección de un equipo que utilice este ciclo debe ser muy bien justificado [4]. Especialmente se puede considerar su implementación cuando se tiene una fuente de calor con un bajo costo como por ejemplo la energía geotérmica.

2.1.3. Desempeño del sistema

También de la termodinámica, se sabe que existe el ciclo de Carnot, el cual se compone de 4 procesos totalmente reversibles: flujos de calor isotérmicos de entrada y salida, y expansión y compresión isentrópica [4]. Por la naturaleza de los sistemas mecánicos, que operan bajo condiciones de transferencia de calor dadas o a velocidades de operación regidas por otros parámetros, se comprende que el ciclo de Carnot es inalcanzable. Sin embargo, el valor real de ingeniería del ciclo de Carnot es actuar como un estándar ideal contra el cuál comparar el desempeño de un sistema real.

De este ciclo usado como referencia, se comprende que la máquina térmica de Carnot define su eficiencia basada en la eficiencia térmica, dependiendo directamente de las temperaturas de la fuente y del sumidero. En la práctica, estos parámetros se verán también definidos por las características de operación del sistema y su entorno, como por ejemplo la temperatura a la que se maneja el refrigerante y así también de la temperatura del sumidero geotérmico de una BCG.

Como se definió en la sección 2.1.1, se tienen los flujos de calor \dot{Q}_H y \dot{Q}_L , así como también el trabajo neto de entrada del sistema. Del análisis de estos flujos de energía, podemos comprender

el desempeño de un sistema específico, dimensionado por el factor de coeficiente de desempeño (COP), por sus siglas en inglés, *coefficient of performance*.

$$\text{COP}_{\text{Refrigeración}} = \frac{\dot{Q}_L}{\dot{W}_{\text{neto,entrada}}} \quad (2.1)$$

$$\text{COP}_{\text{Bomba de calor}} = \frac{\dot{Q}_H}{\dot{W}_{\text{neto,entrada}}} \quad (2.2)$$

Se ha demostrado empíricamente que el COP mejora entre 2 y 4% por cada °C que se eleva la temperatura de evaporación o que disminuye la temperatura de condensación [4]. Los cuatro componentes asociados con el ciclo de refrigeración son de flujo estacionario debido a la naturaleza misma del ciclo constante, y los cambios de energía cinética son despreciables por la velocidad de flujo del refrigerante, al igual que la energía potencial del mismo. Como el evaporador y el condensador son intercambiadores de calor que no implican trabajo, y el compresor se puede suponer adiabático, las expresiones de COP se pueden reducir a las siguientes expresiones, tomando los mismos 4 puntos de la figura 2.2:

$$\text{COP}_{\text{Refrigeración}} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \quad (2.3)$$

$$\text{COP}_{\text{Bomba de calor}} = \frac{h_2 - h_3}{h_2 - h_1} \quad (2.4)$$

La razón principal para el interés de usar bombas de calor es que para proveer calefacción o enfriamiento, se necesita menos energía para movilizar calor de un foco frío a un foco caliente, que lo que se requeriría si se convirtiera directamente esa energía en calor. Explicado de otra forma, la potencia eléctrica requerida para hacer funcionar una BC es menor a la calefacción o enfriamiento entregado ($\text{COP}_{\text{Bomba de calor}} > 1$).

La diferencia en la determinación del COP para equipos de refrigeración y equipos bombas de calor, radica en la relación de \dot{Q}_L y \dot{Q}_H [4], tal que:

$$\text{COP}_{\text{Bomba de calor}} = \text{COP}_{\text{Refrigeración}} + 1 \quad (2.5)$$

Otro método de comparación para sistemas de acondicionamiento de aire es el índice de eficiencia energética (EER), por sus siglas en inglés, *energy efficiency rating*. Este índice indica eficiencia energética instantánea dada como el cociente de la tasa de remoción de calor del espacio enfriado por el equipo de enfriamiento, con respecto a la tasa de consumo de electricidad en operación uniforme [4]. Como se tiene este factor como un dato instantáneo, es más beneficioso categorizar el desempeño de un equipo por su SEER, el índice **estacional** comparable al anterior. Este factor se calcula de la misma relación, pero modificada a lo largo de una estación normal de uso, es decir, la cantidad total de calor disipado por una bomba térmica en Btu con respecto a la cantidad de electricidad consumida en Wh.

2.2. Tipos de bombas de calor

Tomando en consideración el alto consumo energético que implica el área de HVAC, se han impuesto estándares mínimos de eficiencia energética que cumplan con un SEER mínimo de 13, esperando que pueda ser tan alto como 21 [4]. También se debe destacar que entre mayor sea el diferencial de temperaturas entre el foco y el sumidero, menor será el COP; por lo que a una temperatura de sumidero externo fijo, disminuir la temperatura del foco o espacio a acondicionar disminuye la eficiencia y aumentan los costos de operación. Debido a la conversión entre unidades de calor entre el sistema inglés y el sistema métrico, la relación entre EER y COP es directamente de:

$$EER = 3.412 \text{ COP}_{\text{Refrigeración}} \quad (2.6)$$

2.2. Tipos de bombas de calor

Los equipos de BC, se rigen por los principios de operación explicados en la sección 2.1.2 que dictan su funcionamiento y aplicabilidad. Al estos equipos operar por el mismo principio, el factor diferenciador que genera los cambio en la clasificación de tipos de BC, se debe principalmente a los recursos con los que interactúan los equipos específicamente los intercambiadores de calor.

2.2.1. Bombas de calor aerotérmicas

Las bombas de calor aerotérmicas (BCA), consisten en equipos que utilizan la energía del aire para funcionar. Los equipos exteriores de los sistemas aerotérmicos buscan intercambiar calor con el aire externo. Son los tipos más utilizados en cuanto a bombas de calor en muchos países debido a su fácil instalación y conocimiento de la tecnología en comparación con los otros tipos disponibles en el mercado [7].

El aire, como recurso natural de muy fácil acceso y sin costo alguno, brinda grandes oportunidades para su aplicación. Uno de los problemas más importantes es la rápida variación que pueden tener las condiciones del aire exterior trayendo consigo una disminución en la eficiencia. Esto es más notorio en países con cambios estacionales importantes. Se ha determinado que cuando la temperatura ambiental desciende por debajo de los 7°C y la humedad relativa es mayor al 65% según cada ubicación donde se encuentre el equipo, estos sistemas de BCA tienden a experimentar congelamiento de las superficies del intercambiador de calor exterior lo que incurre en pérdidas de eficiencia importantes [8]. Como muestra la figura 2.5, inclusive conociendo la problemática que pueden dar estos sistemas en estaciones frías, por ejemplo, en países europeos como España se sigue teniendo una mucho mayor presencia de BCA instaladas sobre otros tipos [7].

Dentro de la misma clasificación de BCA, se pueden encontrar dos formas de configurar el sistemas para poder aprovechar el aire exterior como fuente de energía. El primero de estos es el sistema aire-aire que es básicamente como opera un aire acondicionado regular que interactúa con el aire exterior y en el recinto, la unidad interna mueve el aire a acondicionar para interactuar

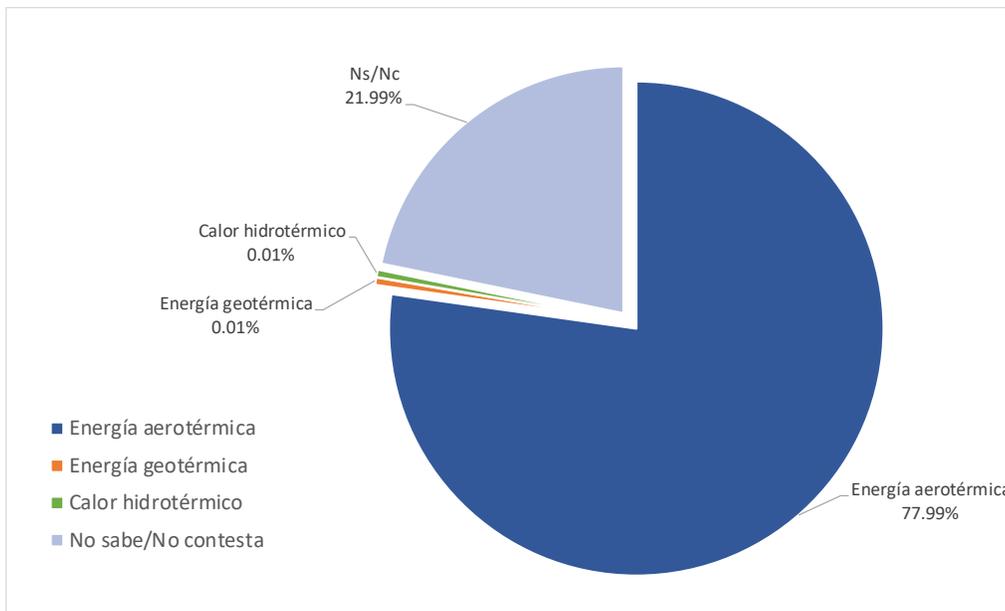


Figura 2.5: Fuente de energía utilizada según bombas de calor instaladas en España. Fuente: Adaptado de [7]

con el intercambiador de calor interno. Por otro lado se tienen las BCA de tipo aire-agua. En este caso la unidad exterior interactúa con el aire y la unidad interna está conectada a un sistema de agua utilizado normalmente en suelos radiantes y como fuente de agua caliente sanitaria (ACS) [9].

2.2.2. Bombas de calor hidrónicas

Siguiendo la caracterización de las BC en cuanto a su interacción con el medio de energía, lo que identifica a las bombas de calor hidrónicas es que aprovechan un recurso hídrico como fuente de energía. Al igual que en el caso anterior existen dos tipos, las agua-agua o agua-aire. Esta indicación según la forma de operación de las bombas busca identificar el recurso con el que interactúa la unidad exterior primero, seguido de indicar el recurso con el que interactúa la unidad interior.

La figura 2.6 muestra como una fuente de agua interactúa con el intercambiador de calor externo y el interno con circuito cerrado de agua que se utiliza para acondicionar por suelos radiantes o para generar ACS. Las BC de tipo agua-aire por otro lado, en vez del circuito cerrado de agua que muestra la figura 2.6, se tiene un ventilador que circula el aire del entorno interior para que transfiera calor con el intercambiador interno y lo acondicione según sean las necesidades.

2.2.3. Bombas de calor geotérmicas

El caso específico de las bombas de calor geotérmicas (BCG) son aún menos convencionales que las BC hidrónicas ya que requieren de una fuente particularmente difícil de acceder en comparación con las anteriormente mencionadas. Esta fuente de energía puede ser encontrada en pozos o en el suelo como se explica en la sección 3.1.2 pero implica una complejidad adicional

Bombas de calor geotérmicas

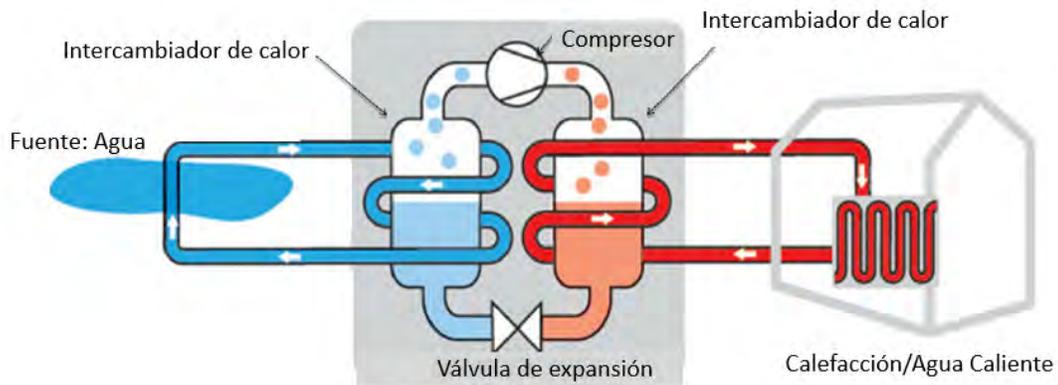


Figura 2.6: BC tipo agua-agua. Fuente: Adaptado de [10]

a la hora de su implementación. Note en la figura 2.7 donde se aprecia que el sumidero es la diferenciación principal entre una BCG de suelo y de pozo hidrotermal. En el primer caso, el punto de obtención o descarte de calor se compone por el propio terreno que se encuentra a una temperatura determinada y generalmente estable. En el segundo, este sumidero o fuente de calor es un acuífero o pozo.

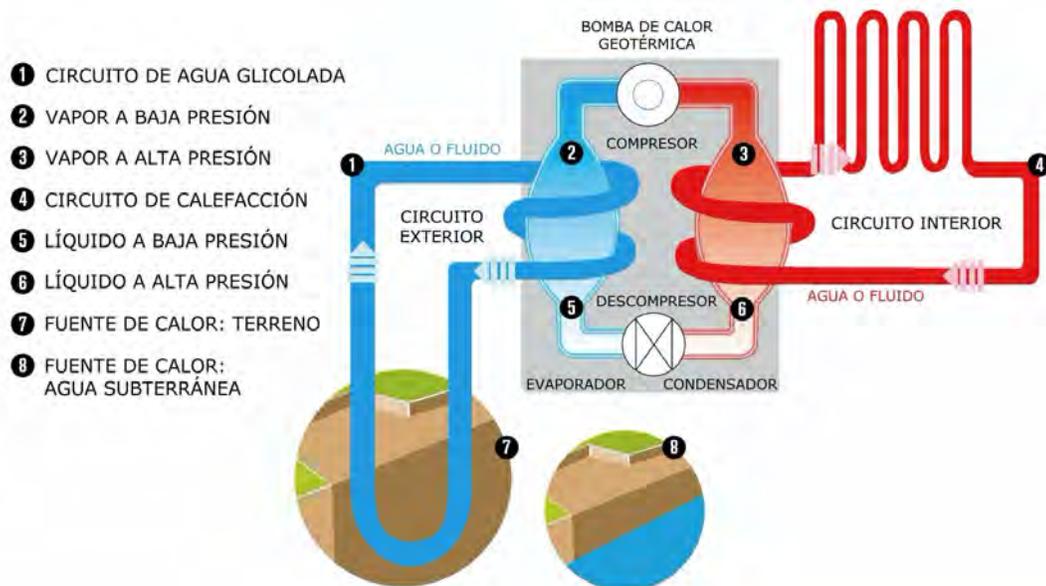


Figura 2.7: Esquema de componentes y funcionamiento de una bomba de calor geotérmica en modo calefacción. Fuente: [11]

Este tipo de aplicación específica de las BC, tiene una amplia variedad de forma de implementación según sea el recurso disponible y la tecnología a aplicar. Estas configuraciones son explicadas de manera detallada en la sección 3.4. No solamente las configuraciones en la interacción con el medio son amplias en las BCG, sino que nuevos estudios han sugerido de sistemas

2.3. Transferencia de Calor

que utilizan fuentes alternativas combinadas como por ejemplo la geotérmica con la solar para alcanzar mejores resultados en los desempeños de los sistemas [12]. Estos esfuerzos se han realizado con el fin de disminuir el consumo eléctrico y uso de combustibles fósiles para el acondicionamiento de espacios. Por la naturaleza de la fuente de energía en las BCG, estas tienden a tener mayores desempeños en temperaturas que le permitan trabajar en modo de calefacción.

La implementación de nuevos sistemas que aprovechen la energía de todas las maneras posibles es más común con los avances en el desarrollo de conocimiento e investigación que permite validar las mejoras en estas nuevas propuestas de diseño. No es necesario aplicar tecnologías fuera de las convencionales para alcanzar logros relevantes en los esfuerzos de mejorar sistemas y el aprovechamiento de energía como tal. Un ejemplo de esto es la idea de integrar en un solo circuito de refrigerante, la calefacción de ACS y acondicionamiento de espacios en un sistema de bomba de calor para potenciar el uso combinado del equipo y máximo aprovechamiento del sistema para abarcar varias aplicaciones con un solo equipo. Esto puede generar ahorros importantes en el consumo energético y la eficiencia del sistema como tal haciéndolo más atractivo para el usuario [13].

2.3. Transferencia de Calor

La transferencia de calor permite comprender el comportamiento del flujo de calor en un cuerpo dado según las diferentes propiedades y características de los cuerpos y espacio en el que se interactúa. Como se explica en la sección 2.1.2, esta transferencia de energía térmica se da en un sentido establecido. Dependiendo del tipo de transferencia de calor que se esté dando en un sistema ya sea radiación, conducción o convección, así varían los parámetros que afectan esta transferencia de energía. Por ejemplo para conducción entre las superficies de una pared se tiene la ecuación (2.7):

$$\dot{Q} = \frac{(T_1 - T_2)kA}{L} \quad (2.7)$$

Donde:

- A: área transversal de la pared (m²)
- k: conductividad térmica (W/m · °C)
- L: espesor de la pared (m)
- T₁: temperatura de referencia inicial (°C)
- T₂: temperatura de referencia final (°C)

En este caso presentado, las variables que afectan en la transferencia de calor por conducción en la pared son la conductividad térmica que depende del material de la misma, así como sus variables geométricas que en este caso son tanto el área superficial transversal como el espesor. Si se agrupan estas propiedades térmica y características físicas del sistema, se obtiene la resistencia térmica de un sistema. La resistencia térmica se puede definir como:

2.3. Transferencia de Calor

... la razón del potencial de arrastre ΔT con respecto a la tasa de transferencia correspondiente \dot{Q} [14].

Lo anterior indica que entre mayor sea la resistencia térmica, menor tasa de transferencia tendrá

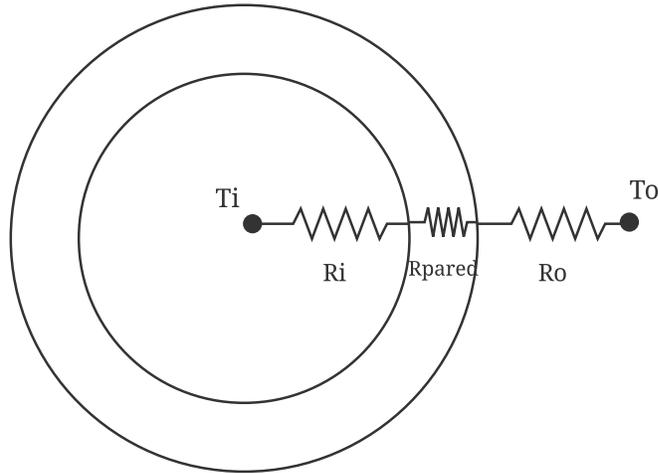


Figura 2.8: Red de resistencias térmicas para intercambiador de tubo.

Donde:

- T_i : temperatura interna ($^{\circ}\text{C}$)
- T_o : temperatura externa ($^{\circ}\text{C}$)
- R_i : resistencia térmica interna ($\text{m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C}/\text{W}$)
- R_o : resistencia térmica externa ($\text{m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C}/\text{W}$)
- R_{pared} : resistencia térmica de la pared del intercambiador ($\text{m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C}/\text{W}$)

Lo que se considera interior al tubo, es el fluido caloportador que viaja dentro del intercambiador de calor, la pared es el sistema físico del espesor del tubo en el intercambiador de calor y en cuanto al medio externo puede variar dependiendo del sistema. Tomando como referencia la figura 2.7, cuando el medio de calor del circuito externo es agua subterránea por ejemplo o un fluido en general, la resistencia total del sistema está dada por la ecuación (2.8) siguiendo el diagrama de resistencias térmicas de la figura 2.8.

$$R_{total} = R_i + R_{pared} + R_o = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{\ln(D_o/D_i)}{2\pi k L} + \frac{1}{h_o A_o} \quad (2.8)$$

Donde:

- A : área superficial del tubo (m^2)
- k : conductividad térmica del tubo ($\text{W}/\text{m} \cdot ^{\circ}\text{C}$)

2.3. Transferencia de Calor

- h : coeficiente de convección ($\text{W}/\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$)
- D : diámetro de la tubería (m)
- L : longitud de la tubería (m)

El coeficiente de convección aparece específicamente en este caso donde la transferencia de calor se está dando por medio de fluidos y el cuerpo físico de los tubos del intercambiador en el medio y por lo tanto se da un tipo de transferencia no solamente por conducción sino también por convección. Este coeficiente se puede definir como:

...la razón de la transferencia de calor entre una superficie sólida y un fluido por unidad de área superficial por unidad de diferencia de temperatura [14].

Este coeficiente puede ser determinado por la ecuación (2.9). Esta requiere la longitud característica del cuerpo sólido que está transfiriendo calor con el fluido.

$$h_{conv} = \frac{Nu \cdot k}{L_c} \quad (2.9)$$

Donde:

- Nu : número de Nusselt (adimensional)
- k : conductividad térmica ($\text{W}/\text{m}^\circ\text{C}$)
- L_c : longitud característica (m)
- h_{conv} : coeficiente de convección ($\text{W}/\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$)

Además de los parámetros relacionados a las propiedades físicas y dimensionales del cuerpo sólido involucrado en la transferencia de calor, el número de Nusselt introduce aquellas variables que se relacionan con las propiedades y condiciones del flujo presente en la transferencia de calor. Dependiendo de las condiciones del flujo así como las propiedades de este. Uno de los factores que permiten describir el estado en el que se encuentra el flujo es el número de Reynolds. Este valor adimensional permite describir el comportamiento el fluido con respecto a la superficie por la que viaja y es fundamental para determinar las condiciones de transferencia de calor que se puedan dar en un sistema. Según [4], el régimen de flujo se establece en las condiciones que si $Re < 2\ 300$ el flujo está en régimen laminar, si este tiene $Re > 4\ 000$ de forma conservadora se considera en flujo turbulento y un valor entre este rango se considera en estado de transición. Este valor adimensional está descrito por la ecuación (2.10):

$$Re = \frac{v \cdot D \cdot \rho}{\mu} \quad (2.10)$$

Donde:

- v : velocidad (m/s)
- D : diámetro hidráulico (m)
- ρ : densidad (kg/m^3)
- μ : viscosidad dinámica ($\text{kg}/\text{m} \cdot \text{s}$)

– Re : número de Reynolds

El análisis de intercambio de calor para la aplicación de sistemas de acondicionamiento de espacios son clave para un correcto diseño de los sistemas mecánicos. Como se mostrará en la sección 3.4 los diferentes configuraciones de intercambiadores pueden llevar análisis específicos dependiendo de las condiciones presentes. Existen distintos métodos que pueden ser aplicados según el tipo de intercambiador de calor además de las variables que se estén buscando en su diseño y operación como se presenta a continuación.

2.3.1. Método Efectividad - NTU

Este método de efectividad-NTU (Number of Transfer Units) o en español Número de Unidades de Transferencia, se utiliza con el principal objetivo de determinar las temperaturas de salida del intercambiador, para valores conocidos del diseño y parámetros operacionales del intercambiador de calor [14]. Este método permite desarrollar el análisis de las temperaturas de salida conociendo el tipo de intercambiador y área superficial de este así como las condiciones de entrada de los flujos. Para este desarrollo son necesarios dos parámetros fundamentales, los cuales son el Número de Unidades de Transferencia de Calor (NTU) y la efectividad del intercambiador (ϵ).

Dependiendo del tipo de intercambiador se generan una serie de ecuaciones que ligan la eficiencia del intercambiador según su diseño y propiedades tanto físicas como operacionales. Por ejemplo la ecuación de la efectividad del intercambiador de calor para la configuración de un paso por la coraza y dos pasos por los tubos corresponde a la siguiente [14]:

$$\epsilon = 2 \left\{ 1 + c + \sqrt{1 + c^2} \frac{1 + \exp \left[-NTU \sqrt{1 + c^2} \right]}{1 - \exp \left[-NTU \sqrt{1 + c^2} \right]} \right\}^{-1} \quad (2.11)$$

Donde:

$$NTU = U \cdot A_s / C_{min} \quad (2.12)$$

- NTU : número de unidades de transferencia
- U : factor global de transferencia de calor ($W/m^2 \cdot ^\circ C$)
- A_s : área superficial (m^2)
- C_{min} : razón de capacidad calorífica mínima entre el fluido caliente y el fluido frío ($W/^\circ C$)

Donde C se calcula como:

$$C = \dot{m} c_p \quad (2.13)$$

- \dot{m} : tasa de flujo másico (kg/s)
- c_p : calor específico ($kJ/kg \cdot ^\circ C$)

y donde la relación c es la relación de capacidades caloríficas del fluido con menor capacidad y el de mayor capacidad calorífica, tal que:

$$c = \frac{C_{min}}{C_{max}} \quad (2.14)$$

Esta relación de capacidades se obtiene al analizar el producto entre el flujo másico y capacidad calorífica tanto del fluido que está dentro de los tubos de intercambiador como el fluido que se moviliza por fuera de este. Una vez determinado la efectividad del intercambiador, se puede aplicar al flujo de calor máximo posible. Una vez encontrado el flujo de calor máximo, se aplica la eficiencia determinada por la ecuación (2.11) como se muestra en la ecuación (2.15)

$$\dot{Q} = \varepsilon \cdot \dot{Q}_{max} = \varepsilon \cdot C_{min} \cdot (T_{h,ent} - T_{c,ent}) \quad (2.15)$$

Donde:

- \dot{Q} : flujo de calor real del intercambiador (W)
- \dot{Q}_{max} : flujo de calor máximo del intercambiador (W)
- ε : efectividad del intercambiador
- $T_{h,ent}$: temperatura de entrada del fluido más caliente ($^{\circ}\text{C}$)
- $T_{c,ent}$: temperatura de entrada del fluido más frío ($^{\circ}\text{C}$)

Conociendo el flujo real del intercambiador, se utilizan las condiciones del fluido del intercambiador de calor para encontrar su temperatura de salida de la siguiente forma:

$$T_{c,salida} = T_{c,ent} + \frac{\dot{Q}}{C_c} \quad (2.16)$$

2.3.2. Análisis para intercambiadores de tipo *slinky*

Muchas aplicaciones para acondicionamiento de aire aprovechan distintos recursos para el manejo de calor de los espacios. Es posible utilizar tubería en configuración tipo *slinky*. Esta configuración permite grandes longitudes de tubería en espacios relativamente pequeños incrementando fácilmente su área de transferencia de calor. Se debe establecer la geometría del intercambiador donde se definen los parámetros críticos para su diseño como se muestra en la figura 2.9:

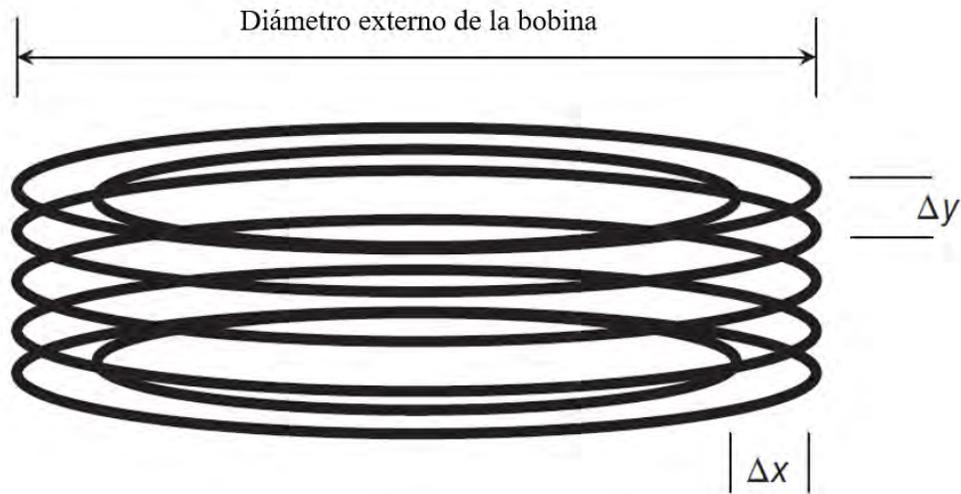


Figura 2.9: Parámetros para la configuración de intercambiador tipo bobina o *slinky*.

Fuente: [15]

Con estos parámetros es posible determinar la razón de paso dada en la siguiente ecuación:

$$RazonPaso = \frac{\Delta y}{\pi D_{bobina}} \quad (2.17)$$

Donde:

- Δy : distancia vertical de centro a centro en los tubo adyacentes (m).
- D_{bobina} : Diámetro externo de la bobina (m).

Según [16], el número de Nusselt interno para el flujo en el tubo tipo bobina se encuentra de la forma:

$$Nu_i = 0.152De^{0.431}Pr^{1.06}RazonPaso^{-0.277} \quad (2.18)$$

Donde:

- Nu_i : número de Nusselt del flujo en el interior de la tubería
- Pr : número de Prandtl
- $RazonPaso$: razón de paso del del intercambiador
- De : número de Dean

Para poder encontrar el número de Dean, se debe aplicar la siguiente fórmula que relaciona los parámetros dimensionales del intercambiador con las condiciones de flujo internas de este. Se da de por la siguiente forma como:

$$De = Re \sqrt{\frac{D_i}{D_{bobina}}} \quad (2.19)$$

Una vez determinado el número de Nusselt, es posible encontrar el coeficiente de convección interno del fluido con la ecuación (2.9). Para el caso de las condiciones térmicas en la sección exterior al tubo en *slinky*, estas van a depender del sistema con el que el intercambiador interactúe. Si se tiene un circuito cerrado en un cuerpo de agua, es posible utilizar una correlación para el número de Nusselt externo como indica [17]:

$$Nu_o = 0.16Ra^{0.264} \left(\frac{\Delta y}{D_o}\right)^{0.078} \left(\frac{\Delta x}{D_o}\right)^{0.223} \quad (2.20)$$

Donde:

- Nu_o : número de Nusselt del flujo en el exterior de la tubería
- Δy : distancia vertical de centro a centro en los tubo adyacentes (m).
- Δx : distancia horizontal de centro a centro en los tubo adyacentes (m).
- Ra : número de Rayleigh
- D_o : diámetro externo de la tubería (m)

Es importante aclarar que la relación anterior para encontrar el número de Nusselt, se acopla al caso en que se da la convección natural. Esto implica que cuerpos de agua que estén ejerciendo fluidos forzados sobre el intercambiador, se espera que tengan una importante mejoría en cuanto a su desempeño en la transferencia de calor y por ende un número de Nusselt mayor [17]. El número adimensional de Rayleigh para la ecuación (2.20) se obtiene como:

$$Ra = \frac{g\beta(T_{p,s} - T_{ca})D_o^3}{\nu\alpha} \quad (2.21)$$

Donde:

- $T_{p,s}$: temperatura en la superficie de la tubería (°C)
- T_{ca} : temperatura del cuerpo de agua (°C)

Todas las propiedades deben ser físicas del fluido externo deben ser evaluadas a la temperatura de la película exterior del tubo. De igual forma que en el caso del fluido interno, el coeficiente de convección externo se evalúa con la ecuación (2.9). Esto da paso a la obtención de las resistencias térmicas del intercambiador mediante la ecuación (2.8). Este intercambiador puede ser finalmente estudiado con el método Efectividad-NTU presentado en la sección anterior con la salvedad de que la ecuación (2.12) ya no va a contemplar una razón de transferencia de calor entre los fluidos, sino que solamente el productos del flujo másico y capacidad calorífica del fluido que pasa dentro del intercambiador de calor. Finalmente se calcula la efectividad del intercambiador como

$$\varepsilon = 1 - e^{-NTU} \quad (2.22)$$

2.4. Teoría del confort térmico

Esto se aplica al flujo de calor para encontrar el calor real disponible que se puede transferir entre el fluido el intercambiador y el cuerpo de agua se da por la siguiente ecuación

$$\dot{Q} = \varepsilon \cdot \dot{m}c_p(T_{ent} - T_{ca}) \quad (2.23)$$

2.4. Teoría del confort térmico

El fin esencial del acondicionamiento de espacios se basa en poder controlar variables que son relevantes para la sensación de confort en las personas. Las variables más relevantes y que se buscan controlar siempre son la humedad de los espacios y su temperatura, las cuales finalmente van a determinar una condición específica dentro del espacio.

2.4.1. Normativa

El estándar que rige las condiciones mínimas para el acondicionamiento de espacios buscando la comodidad para las personas usuarias, es el ANSI/ASHRAE 62. Esta normativa se compone por dos normas subsecuentes, el estándar 62.1 llamado *Ventilación para una Aceptable Calidad del Aire Interior* que marca las exigencias mínimas de ventilación y calidad de aire específicamente para evitar afectaciones a la salud de los ocupantes. Así, también el estándar 62.2, bajo el nombre *Ventilación y Calidad de Aire Interior Aceptable para Edificios Residenciales* define los requerimientos específicamente para dichas edificaciones donde especifica la filtración de partículas, sistemas en edificaciones multifamiliares. Por esto, por las aplicaciones específicas de este proyecto, la norma 62.1 es la de principal interés. Se debe notar que para aplicaciones de hotelería similares pero con edificaciones de múltiples habitaciones, se deberá de consultar con mayor profundidad la norma 62.2, recordando que no hay dos proyectos con las mismas condiciones. Ambas normativas fueron por última vez revisadas en el 2019.

El estándar ANSI/ASHRAE 62.1 comenta en detalle los procedimientos para la ventilación natural o mecánica (forzada) que debe asegurarse según variados lugares y actividades en los mismos, al igual que casos específicos donde se tenga un particulado de materia suspendido en el aire ya sea en formato líquido o sólido. La mayoría de las aplicaciones determinarán un requerimiento de inyección de aire exterior por la cantidad máxima de usuarios que podrían posiblemente ocupar el espacio en un momento dado, al igual que un requerimiento por un flujo de aire adicional por área de suelo de construcción. Debido a la naturaleza de algunos espacios donde se considera que la ocupación es muy transitoria, estos se enfocarán específicamente a determinar una carga de aire fresco dependiendo solamente del área de suelo de construcción, como en parqueos y corredores [18]. La cantidad de aire fresco externo se calcula como sigue en la ecuación (2.24).

$$V_{\text{aire externo}} = R_p \cdot P_z + R_a \cdot A_z \quad (2.24)$$

Donde:

Control de la humedad y la temperatura

- R_p : tasa de flujo de aire externo requerido por persona (cfm/persona)
- P_z : población en el espacio durante ocupación máxima
- R_a : tasa de flujo de aire externo requerido por unidad de área (cfm/m²)
- A_z : área de suelo de construcción del espacio

Los valores de R_p y R_a se encuentran en la tabla 6-1 de la norma versión 62.1-2019 para cada aplicación de diseño y de ocupación específica. En este mismo apartado, se tienen valores por defecto de ocupación estimada por área, los cuales ayudan a determinar una categoría para distintas densidades de usuarios para cada espacio. En caso de que no se pueda determinar el máximo de usuarios que podrían ocupar un espacio en un momento dado, se puede diseñar considerando esta densidad poblacional sugerida multiplicada por el área del espacio de diseño. Adicionalmente, en la misma tabla se determina una *clase de aire*, la cual está designada para especificar contaminantes u otros posibles riesgos que podrían estar suspendidos en el medio.

Como punto de referencia de la utilidad de tener tasas de ventilación para cada aplicación, se observa que la norma 62.1-2019 sugiere que para hoteles, moteles y dormitorios, en los espacios de habitación, se tiene un R_p de 5 cfm/persona, y un R_a de 0.06 cfm/ft². La densidad de ocupantes promedio se estima como 20 ocupantes por cada 1 000 ft², sin embargo, para esta aplicación se sabe que las habitaciones serán de 4 o 6 ocupantes por lo que esta densidad poblacional es un dato innecesario. La clase de aire es clase 1, lo que lo categoriza como aire con baja concentración de contaminantes, intensidad sensorial de irritación baja y odor inofensivo [18].

2.4.2. Control de la humedad y la temperatura

Dentro de los varios aspectos que influyen en el ambiente, los más importantes para que se pueda lograr una condición de comodidad corresponden al manejo correcto de la humedad y temperatura. Estos parámetros se pueden controlar por medio de distintos métodos, equipos o sistemas que se encargan de alcanzar un punto deseado que brinde las condiciones de acondicionamiento del espacio como los usuarios lo deseen. Para definir un concepto objetivo y medible para el confort humano, la norma ANSI/ASHRAE 55 llamada *Condiciones Térmicas Ambientales para la Ocupación Humana*, busca tomar en cuenta seis principales factores para encontrar condiciones óptimas para el bienestar. Estos seis parámetros son los siguientes:

- Tasa metabólica (met): la energía generada por el cuerpo de cada persona dependiendo de su actividad.
- Aislamiento por vestimenta (clo): aislamiento térmico de la ropa que está usando cada persona.
- Temperatura del aire: temperatura del aire circundante a la persona.
- Temperatura radiante: temperatura ponderada promedio de las superficies radiantes alrededor de cada persona.
- Velocidad del aire: velocidad de flujo del aire circundante a la persona.
- Humedad relativa: porcentaje de vapor de agua presente en el aire.

Control de la humedad y la temperatura

De estas condiciones, las primeras dos son parámetros personales de cada usuario y las siguientes son características del espacio. Se sabe que aunque se desee que sean lo más uniformes posibles, las condiciones espaciales varían dentro de un mismo recinto, ya sea por irradiación solar, ventilación local, distribución arquitectónica u otras variables. También, un mismo individuo puede tener deseos específicos para distintas partes de su cuerpo, como por ejemplo desear calentar sus pies al mismo tiempo que el resto de su cuerpo se encuentra en condiciones óptimas de confort. Así también las expectativas psicológicas respecto a sus deseos de acondicionamiento pueden variar su percepción de confort, por ejemplo, el tener control o no sobre la velocidad del aire puede generar inconformidades individuales de los usuarios.

Basándose en el concepto básico de la transferencia de calor, el balance de energía de un usuario toma en consideración todas las formas de transferencia de calor del cuerpo de un usuario para contrastarla con la tasa metabólica del mismo. Un método desarrollado en [19] para determinar el confort térmico es el PMV (inglés para *Predicted Mean Vote* el voto de los ocupantes en una escala de sensación térmica) que también puede relacionarse al parámetro PPD (inglés para *Predicted Percentage of Dissatisfied*, predicción del porcentaje de usuarios insatisfechos con las condiciones ambientales).

El PMV es un parámetro subjetivo que depende de las seis condiciones anteriormente comentadas, y que puede oscilar entre -3 y +3 en unidades enteras, correspondientes en orden a las categorías “frío”, “fresco”, “ligeramente fresco”, “neutro”, “ligeramente cálido”, “cálido” y “caluroso”. Dependientes de este valor, se tiene el parámetro PPD que es cuantificable al predecir la proporción de personas que estarán insatisfechas con las condiciones actuales [19]. En la figura 2.10 se puede observar para un caso específico de actividad metabólica $met=1.1$, las variaciones en velocidad de aire, temperatura de operación, y el control de las variables, categorizan la percepción del usuario en zonas nombradas como “confortable”, “muy caliente”, “muy frío” y “muy ventoso”.

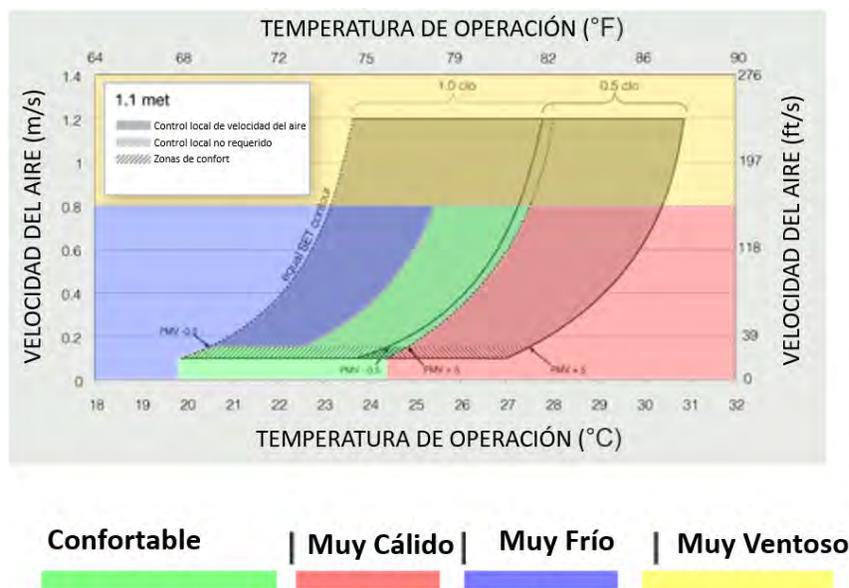


Figura 2.10: Diagrama de confort térmico utilizando los parámetros dictados en la norma ANSI/ASHRAE 55 para un $met=1.1$. Fuente: Adaptado de [20]

2.5. Diseño mecánico

Se debe de comprender que en los proyectos de bombas de calor geotérmicas, se tienen dos principales sistemas mecánicos: el sistema de acondicionamiento de aire, entendiéndose la bomba de calor geotérmica y sus unidades interiores; y el sistema encargado del manejo de la energía del recurso geotérmico. Si este recurso es por ejemplo hidro térmico, es necesario un sistema hidráulico que se encargará de la movilización del fluido para la transferencia de calor entre la BCG y el aprovechamiento. Esto implica que se deben considerar el diseño y construcción de dos sistemas independientes que funcionarán en conjunto para lograr la climatización de los espacios.

2.5.1. Sistema Hidráulico: Diseño y Selección

Bajo el entendimiento de la hidráulica, se sabe que las superficies por las cuales se puede realizar el trasiego de fluidos tienen una rugosidad dada, determinada como ϵ , que es la altura media de irregularidades de superficie y que usualmente es medida experimentalmente para ser relacionada directamente con un material y su proceso de manufactura [21]. La rugosidad se puede estudiar como un parámetro adimensional conocida como rugosidad relativa ϵ/D , la cual contempla el diámetro interno de una tubería o el diámetro hidráulico de un conducto no circular. Esta característica, afecta directamente la razón de flujo y la caída de presión relacionada de un proceso de trasiego.

La medición de datos experimentales de la rugosidad relativa generó la ecuación de Colebrook, válida para para el flujo turbulento en tuberías lisas y rugosas. Sin embargo, esta ecuación es implícita para el factor de fricción y requiere iteraciones o un software de resolución de ecuaciones, por lo que se cuenta con la ecuación modificada de Haaland, la cual da una aproximación explícita para el factor f que se encuentra en una desviación del 2% de los resultados exactos de la ecuación de Colebrook [21].

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2.0 \log \left(\frac{\epsilon/D}{3.7} + \frac{2.51}{\text{Re}\sqrt{f}} \right) \quad (2.25)$$

Para facilitar la lectura de los valores que resultan de esta ecuación, uno de los famosos insumos de ingeniería en el área de hidráulica, es la implementación del uso del diagrama de Moody, el cual representa el factor de fricción f para flujos en tuberías como una función del número de Reynolds y la rugosidad relativa. Es importante reconocer que los valores presentados en tablas comerciales y literatura académica son para tuberías nuevas y limpias, y es posible que la fricción aumente con el uso debido a acumulación de precipitados, corrosión y otros agentes sólidos. La incertidumbre de los valores comerciales de rugosidad relativa puede ser desde un $\pm 15\%$ hasta $\pm 60\%$ [21].

Ahora, en el proceso de diseño y selección de un circuito hidráulico, debe de reconocerse la información con la que se cuenta y las incógnitas buscadas. En el contexto de proyectos como el presente, usualmente se conoce un caudal definido para con este cumplir con la transferencia de una carga térmica dada a un ΔT definido. Por esto, la razón de flujo se puede dar como un valor

conocido. La distancia equivalente del circuito hidráulico usualmente también es un valor dado, que puede variar dependiendo de los accesorios, el arreglo y el diseño que se realice. Con esto, las incógnitas pueden ser la caída de presión buscada, o el diámetro de la tubería por utilizar. Estos problemas se presentan como retos de ingeniería, donde se genera un balance entre el costo adicional por una tubería de un mayor diámetro, a cambio de una disminución en el costo y potencia de bombeo.

$$\dot{W}_{eje\ bomba} = \frac{\rho \dot{v} g h_{bomba}}{\eta_{bomba}} \quad (2.26)$$

Donde:

- $\dot{W}_{eje\ bomba}$: potencia mecánica de bombeo (W)
- ρ : densidad del fluido por trasegar (kg/m^3)
- \dot{v} : flujo másico por trasegar (m^3/s)
- g : aceleración de la gravedad (m/s^2)
- h_{bomba} : cabeza de la bomba (m)
- η_{bomba} : eficiencia de conjunto motor-bomba

De la anterior ecuación, se comprende que el caudal y la cabeza de la bomba son directamente proporcionales a la potencia consumida por el equipo de bombeo. Así a su vez, se detalla que:

$$h_{bomba} = (z_2 - z_1) + h_L \quad (2.27)$$

Donde:

- z_2 y z_1 : elevaciones de los dos depósitos del volumen de control, destino y origen (m)
- h_L : pérdida de carga total en tuberías por fricción y accesorios (m)

Volviendo a los conceptos básicos de la hidráulica, se deben tener claros algunos otros conceptos de trasiego de fluidos para llevar a cabo la selección de una bomba. Se recuerda la diferencia analítica de sistemas en serie y en paralelo, buscando cumplir la conservación de la masa y el análisis de la caída de presión en el sistema. Adicionalmente, se enuncia que la pérdida de carga en un arreglo de tuberías tiende a crecer cuadráticamente al aumentar la razón de flujo, y el consumo de potencia y eficiencia variarán en conjunto [21]. Por esto, en todo proceso de selección de una bomba, se deben considerar las curvas del sistema o de demanda, las curvas características de la bomba para cada respectivo impulsor, y con esto buscar un óptimo punto de operación; lo más cerca del PME posible (punto de mejor eficiencia).

Adicionalmente, una buena práctica de ingeniería es buscar que en redes hidráulicas la caída de presión no exceda 4 ft w.g. cada 100 ft de tubería, y que la velocidad de flujo no sobrepase 10 ft/s. La primera premisa busca que no se eleve considerablemente la presión que debe elevar la bomba; y la segunda se enfoca en reducir la velocidad para evitar el ruido en la tubería y los efectos de la erosión. El elemento mecánico que se encargará de acoplar este sistema hidráulico con el recurso hidrotermal, va a ser un intercambiador de calor el cual se deberá analizar me-

diante un estudio de transferencia de calor como los presentados en la sección 2.3, con esto se tendrá completo el diseño del sistema encargado de manejar la energía del recurso geotérmico a las unidades de climatización.

2.5.2. Tecnología VRF: Diseño y Selección

Actualmente, se ha amplificado en el mercado la instalación de unidades VRF, las cuales, por sus siglas en inglés, indican “Flujo Variable de Refrigerante”. Esta tecnología permite que múltiples unidades interiores (UI) que están conectadas a una sola unidad exterior (UE), acondicionen espacios con solamente la respectiva carga térmica requerida. Un punto que se destaca de esta tecnología es que la carga total puede ser solamente una carga parcial de la capacidad nominal del sistema, lo que le permite ser sumamente modulable. Los equipos de esta naturaleza tienden a cumplir con esta tarea de manera más eficiente que sus contrapartes tradicionales de expansión directa.

En estos equipos, donde las UI son operadas y comandadas por uno o varios módulos de UE; mientras que cada UI regula el flujo de refrigerante mediante una válvula de expansión electrónica (EEV por sus siglas en inglés). Fabricantes como Samsung, diseñan sus sistemas permitiendo que cada sistema conecte sus UE a una red de UI que acumula una carga térmica total entre un 50% y un 130% de su capacidad nominal [22]. Los compresores de los equipos VRF tienden a operar bajo la ampliamente adoptada tecnología *inverter*, la cual alimenta los mismos con corriente directa, de forma que los controladores pueden modular ampliamente las velocidades de operación, respondiendo precisamente a los requisitos de flujo de refrigerante en cada UI.

Otra de las ventajas de los equipos VRF, es la amplia versatilidad que ofrecen al generar redes centralizadas del sistema. En edificios altos, o en aplicaciones donde la UE se encuentra distanciada de los espacios acondicionados, los equipos VRF se convierten de gran atractivo. Las distancias equivalentes de red de tubería pueden llegar a ser hasta 190 m con longitudes totales de 500 m, y con diferencias de alturas de hasta 50 m entre las UI y UE. Adicionalmente, en los circuitos de sistemas VRF, se tiene la oportunidad de incluir una amplia variedad de equipos interiores: de tipo cassette, tipo pared alta, tipo piso cielo, unidades fan coil (conocidas como unidades ductadas) y otros.

Generalmente, sistemas complejos como lo son los equipos VRF, son ofrecidas por defecto como configuraciones bombas de calor, las cuales, como ya se ha explicado en este documento, pueden invertir su ciclo de refrigeración. Junto con esto, los fabricantes han ideado dos principales familias de sistemas VRF: equipos enfriados por aire, y equipos enfriados por agua, como se puede observar en la figura 2.11. Estos últimos son los equipos buscados para utilizarse en este trabajo: bombas de calor que intercambian energía térmica hacia o desde un circuito hidráulico.



(a) VRF enfriado por aire. Fuente: [22]



(b) VRF enfriado por agua. Fuente: [23]

Figura 2.11: Distintas alternativas de sistemas VRF.

En ocasiones, los fabricantes proponen en sus catálogos distintos arreglos bajo los cuales pueden operar los sistemas VRF enfriados por agua, como el “*DVM S Water*” de Samsung. En edificios o aplicaciones donde se tenga una torre de enfriamiento, el circuito hidráulico puede distribuirse a través de este sistema y rechazar calor en la torre, cuando el sistema se encuentre en modo enfriamiento y la unidad exterior sea la unidad condensadora. En otras aplicaciones, como las ya estudiadas, se presentan oportunidades de circular el fluido caloportador a través del suelo, sumidero estable de temperatura, para rechazar o ganar calor en el mismo. Este último caso usualmente se busca cuando el sistema opera en modo calefacción y la unidad exterior sea la unidad evaporadora. Incluso, a través de un pozo de agua, como el escenario presentado en este trabajo, se puede generar una transferencia de calor necesaria para la operación y una mejora en la eficiencia del sistema en contraparte a la alternativa enfriada por aire. Las temperaturas y condiciones de diseño para el fluido caloportador se indican dependiendo de cada fabricante, modelo y capacidad nominal, y se discuten más en detalle en la sección 4.5. En la figura 2.12 se tiene un ejemplo típico, conceptualmente similar al escenario presentado en este trabajo.

2.6. Cálculo de carga térmica

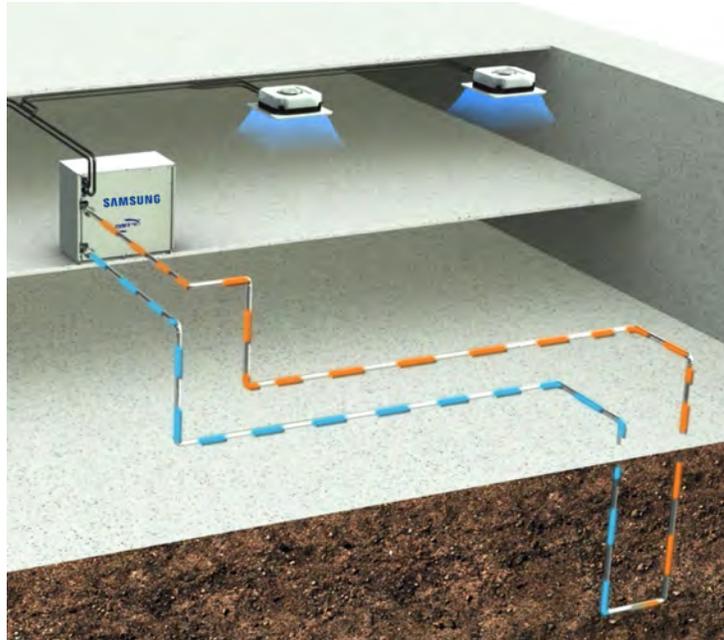


Figura 2.12: Diagrama de circuito hidráulico propuesto por el fabricante Samsung para unidades “DVM S Water”. Fuente: [23]

2.6. Cálculo de carga térmica

El cálculo de carga térmica es la base para el diseño de los sistemas de enfriamiento y calefacción para acondicionamiento de espacios. Los resultados obtenidos con respecto a este cálculo, determinará la selección de los equipos a implementar en el sistema propuesto. Debido a esto, un correcto cálculo de carga térmica afectará significativamente el confort y la productividad del espacio, el costo de instalación y operación así como el consumo energético del sistema [24].

Es necesario entender la interacción entre el entorno y el espacio que va a ser acondicionado para un fin determinado. La capacidad de hacer un buen diseño de un sistema de acondicionamiento de aire, consiste en lograr determinar las cargas térmicas que deben ser solventadas por el equipo de acondicionamiento seleccionado con el fin de alcanzar las condiciones de confort establecidas por el diseñador según sean los requisitos del espacio. Para alcanzar esto, existen diversos métodos a desarrollar que permite al diseñador, seleccionar equipos que sean capaces de alcanzar las condiciones esperadas. Si bien existen diversos factores en el análisis de cargas térmicas en espacios, los más significativos se han determinado como; los materiales de la edificación, las paredes internas y las zonas (espacios con condiciones de acondicionamiento distintas) [25]. A la hora de plantear el modelo para calcular las cargas térmicas, es fundamental tener bien definidos estos factores contribuyentes con el fin de plantear un modelo realista y que se pueda adaptar al método de carga térmica seleccionado para obtener los resultados más precisos.

2.6.1. Método de carga térmica por diferencia de temperaturas

Se establece como un método desarrollado para poder ejecutarlo por medio de cálculos manuales basados en tablas que contienen los valores de CLTD y CLF por sus siglas en inglés (*Cooling Load Temperature Difference* y *Cooling Load Factor*) correspondientemente. Los valores tabulados se obtienen por medio del método de función transferencia donde luego se normalizan las cargas para que el diseñador pueda calcular las cargas para cada hora [26]. Estos factores se calcularon para cada uno de los rubros analizados que representan un efecto en las cargas de un edificio como lo son por ejemplo; paredes, techos, ventanería, iluminación, equipos y personas. Cada uno de los rubros anteriormente mencionados, tiene su tabla asociada en donde se encuentran los valores de los factores CLTD y CLF. Para ejecutar el método CLTD de forma correcta es de suma importancia comprender todo lo relacionado a materiales, ocupación, diseño y utilización de equipos en el espacio que requiere acondicionamiento, con el fin de tener un buen criterio de selección de los valores CLTD y CLF.

Una consideración que se debe tomar a la hora de desarrollar esta metodología para el cálculo de cargas térmicas, es el hecho de que los valores tabulados son generados para condiciones dadas en determinadas fechas, horas y latitudes propiciando errores significativos en los datos de radiación solar. Estudios se han realizado para poder determinar el grado de error al ejecutar este método de cálculo de carga en lugares con condiciones distintas a las establecidas por los estándares de la ASHRAE. Suziyana et al [27], realizaron el estudio de cargas térmicas para distintos espacios con el método CLTD con factores de corrección para ajustar la diferencia del entorno con respecto a los datos estándares dados por la ASHRAE y se determinó un sobre dimensionamiento de entre 23.7% y 25.8% de la carga térmica total. Es posible correr simulaciones o experimentos que permitan determinar los valores corregidos de CLTD y CLF para una ubicación dada y reducir el error del método para entornos distintos a los estándares establecidos por la ASHRAE [28]. Es debido a estos errores incurridos que es necesario contemplar la adaptabilidad de los datos brindados por la ASHRAE según cada caso de diseño independiente.

2.6.2. Método Series Radiación Tiempo (SRT)

El método de Series Radiación Tiempo (SRT) se basa en la respuesta de una serie de factores en un período de 24 horas que computa ganancia conductiva en ese intervalo de tiempo y se basa en un período de 24 horas “series de radiación tiempo” para convertir el efecto de la radiación en cargas radiantes instantáneas que será contempladas en el cálculo de carga térmica. El enfoque que tiene este método consiste en lograr separar las cargas térmicas en radiante y convectiva. La porción de la carga radiante que se absorbe por los distintos materiales de la construcción, luego se transfiere como una carga convectiva al espacio a acondicionar. La velocidad del flujo de calor se ve afectada por la inercia térmica de los materiales para poder llegar a afectar las condiciones internas del espacio por lo que se genera un tipo de efecto amortiguado de las cargas térmicas [29].



Figura 2.13: Procedimiento general para método SRT. Fuente: [30]

Basado en la división de las cargas térmicas para ejecutar el cálculo de carga, se puede dividir el procedimiento general descrito por la metodología de SRT como se muestra en la figura 2.13. Al entender todos los factores que contribuyen en las cargas térmicas del espacio, se determina la ganancia (o pérdida en calefacción) de calor horaria, luego se dividen las ganancias en su parte radiante y convectiva para finalmente sumar las cargas totales aportadas por ambas partes en cada factor contribuyente. Este método se basa fuertemente en las propiedades físicas de los materiales que componen la construcción del espacio a acondicionar ya que representan el comportamiento del flujo de calor por conducción que tendrá un efecto en las cargas térmicas del espacio y en el grado de amortiguación que se presentará por un periodo de tiempo dado [30]. Gracias a esto, este método presenta una ventaja al poder flexibilizar la construcción de las zonas basándose en la información que se tenga disponible para los materiales utilizados en el modelo dando una visión más sencilla. Como parte de las consideraciones importantes que hay que tomar, es que este método está pensado idealmente para diseño de cargas térmicas pico y no para simulaciones de energía anuales por ejemplo. La principal razón es debido a que las cargas térmicas se calculan con respecto a la suposición de que son condiciones estacionarias-periódicas, por lo que una vez establecidas las condiciones de diseño exterior, se tiene que estas condiciones se van a repetir en ciclos determinados por periodos de 24 h [24].

3. Utilización del recurso geotérmico

3.1. Origen y caracterización de la fuente

La energía geotérmica, se ha visto como una fuente de energía misteriosa debido a su origen, a como se manifiesta y a la forma de explotación que requiere. A diferencia de algunas energías renovables como la eólica y la hidráulica, que utilizan el viento y el agua respectivamente como fuente de energía mecánica, la geotermia aprovecha un recurso intrínseco de la tierra que no es tan intuitivo como los antes mencionados. La geotermia como tal, se puede definir como el estudio y utilización de la energía térmica que, transportada a través de la roca y/o fluidos, se desplaza desde el interior de la corteza terrestre hacia niveles superficiales dando origen a los sistemas geotérmicos que luego pueden ser explotados [31]. Para poder comprender mejor esta fuente de energía renovable, es importante primero entender la composición de la Tierra y la razón por la que existe esta energía térmica en su interior.

La estructura interna de la tierra, se puede dividir en varias esféricas concéntricas que describen distintas características de la geósfera Terrestre. En grandes rasgos, estas se pueden dividir en: el núcleo, el manto y la corteza. El núcleo constituye la sección más interna a la Tierra con un diámetro aproximado de 7 000 km dividido por una capa interna sólida y una capa externa líquida. Esta sección se cree que está compuesta de una aleación de hierro y níquel a temperaturas cercanas a los 4 000°C. El manto también está compuesto por dos partes, seccionadas como el *manto superior* y el *manto inferior*. La primera de estas comprende a la astenósfera y parte de la litósfera que contiene roca rígida. La parte inferior está relacionada con la transmisión de las ondas de los sismos y tiene la característica de presentar importantes gradientes de presión y temperatura. Finalmente, la corteza es la capa encargada de envolver todo el manto Terrestre. Posee un espesor altamente variable siendo mayor en las regiones montañosas y menor en las cuencas oceánicas [15].

3.1. Origen y caracterización de la fuente

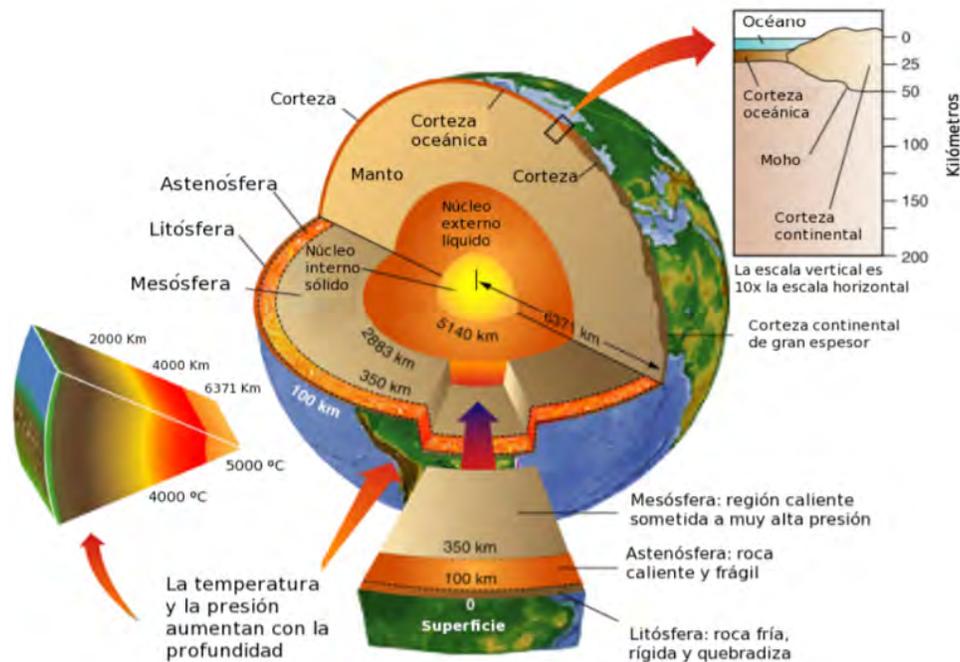


Figura 3.1: Estructura interna de la Tierra. Fuente: Adaptado de [32]

La figura 3.1 muestra con mayor claridad las divisiones que se explicaron previamente así como un dimensionamiento de cada una de las capas. Es evidente que existe un aumento de temperatura conforme se adentra más hacia las capas internas de la Tierra, obteniendo así la máxima temperatura en su núcleo. Esto genera un gradiente geotérmico, permitiendo así que se de un flujo de calor de mayor a menor temperatura, es decir desde el interior de la Tierra hacia su superficie. Esta dependencia de la temperatura con respecto a la profundidad medido desde la superficie de la Tierra, varía según la zona y es la que puede llegar a caracterizar a una región como geotérmicamente privilegiada. En muchas ocasiones, se puede considerar como un gradiente térmico normal, si existe una variación promedio de 1°C cada 30 m de profundidad [33]. Existen casos en donde se tienen variaciones importantes en este gradiente con respecto a los valores promedio anteriormente mencionados. En zonas donde se considera que existe un área geotérmica, este gradiente puede llegar a ser hasta diez veces más grande que los valores promedio, es decir alrededor de 10°C cada 30 m [34].

El fenómeno de las altas temperaturas en el interior de la Tierra y la presencia de un gradiente térmico, se pueden mantener debido a una continua generación de calor debido al decaimiento de isótopos radioactivos presentes en la Tierra, además de energía remanente del proceso de acreción del planeta. Se explica que dicho calor varía con la composición química y con la edad de las rocas, razón por la cual, los gradientes geotérmicos son más elevados en cuencas sedimentarias jóvenes que en zócalos antiguos [35]. Teorías más recientes han demostrado que no existe un equilibrio entre el calor generado por el decaimiento de isótopos radioactivos y el calor disipado hacia el espacio desde la Tierra, y que se ha da lentamente un enfriamiento de esta. La baja conductividad térmica de la roca en sistemas geotérmicos y otros factores contribuyen a que este enfriamiento sea más lento, tan lento que se estima que la temperatura del manto no ha decrecido más de 350°C en tres billones de años [34].

3.1.1. Teoría de las placas tectónicas

Para que se logren generar los distintos gradientes térmicos que favorecen las zonas de potencial geotérmico, es necesario que se den ciertas manifestaciones debido a la dinámica de las capas terrestres. Esta actividad continua de la litósfera y su relación con el calor generado de la Tierra es respaldada por la teoría de las placas tectónicas. Al ser esta capa tan irregular en toda su extensión y verse sometida a diferentes zonas de tensión debido a las variaciones de temperatura y presión, se dan distintos fenómenos de fragmentación y transformación de la misma. De hecho, se ha determinado que la litósfera está dividida por distintas placas como se muestra en la figura 3.2, las cuales se mantienen en una dinámica constante.

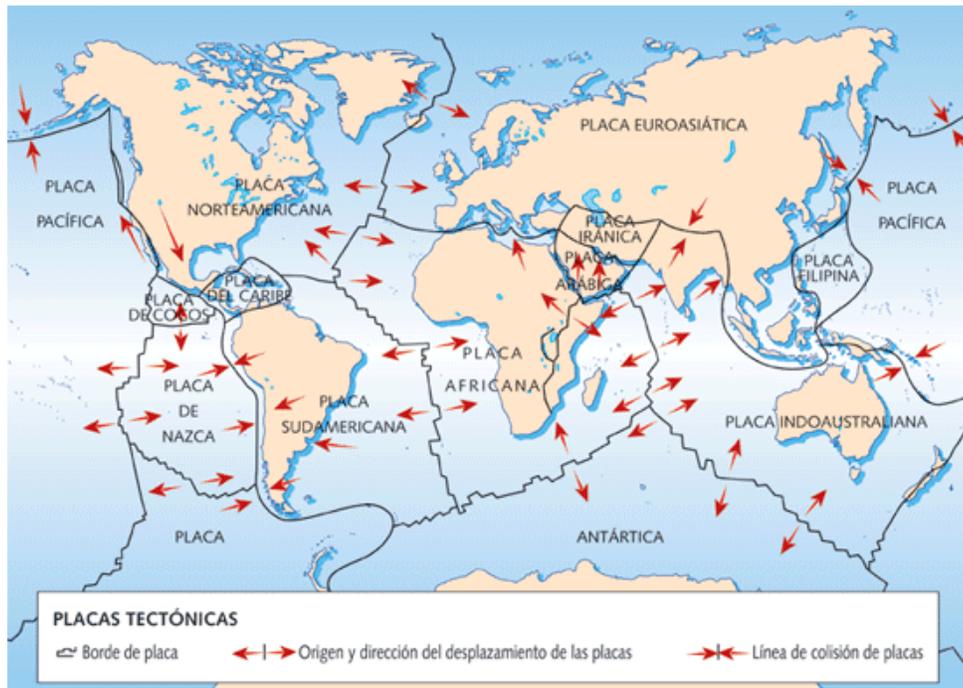


Figura 3.2: Distribución y dinámica de las placas tectónicas terrestres. Fuente: [36]

Los márgenes de las placas, donde se da una interacción directa entre ellas, es donde se presentan las zonas geotérmicas más importantes. Costa Rica se ubica sobre la placa Caribe que tiene interacción directa con la placa Cocos. Por esta ubicación especial cerca del margen entre las placas mencionadas, existe una alta actividad sísmica y volcánica que favorecen las zonas geotérmicas [37].

3.1.2. Sistemas geotérmicos

Habiendo comprendido la estructura de la Tierra y el dinamismo de las placas tectónicas en relación con los fenómenos geotérmicos, se pueden abarcar los distintos sistemas que se manifiestan según la profundidad y la localización de análisis. Para que existan estos fenómenos, debe haber presencia de un cuerpo magmático que genere ese flujo de calor necesario para el

sistema, el cual puede variar en cuanto a la formación y el tipo de manifestación presente, como se desarrollará adelante.

Sistemas Hidrotermales

Este tipo de sistemas se caracterizan por tener presencia de líquido y/o vapor, según sean sus condiciones de temperatura y presión. Este fluido se origina por medio de la lluvia, nieve o nacientes de agua que se infiltran en el subsuelo a diversas profundidades según su capacidad de absorción, entre otras propiedades, y entra en contacto con la roca caliente o magma, lo que provoca un calentamiento de este fluido. Va a existir una variación en las temperaturas según sea la interacción con el cuerpo caliente y el fluido en el subsuelo que va a definir el sistema. Cuando se alcanzan temperaturas entre los 200°C y los 300°C se dice que son sistemas de muy alta entalpía y entre los 100°C y los 200°C de baja entalpía [31]. Para los casos menores a los 100°C se tienen acuíferos calientes más superficiales en donde por ejemplo se podrían presentar de aguas termales. Cabe recalcar que estas clasificaciones de entalpía son para los sistemas geotérmicos en específico, pero en la sección 3.3 se dará una mejor clasificación a la entalpía según la aplicación de la energía geotérmica.

Sistemas Marinos

Los sistemas geotérmicos marinos, funcionan de una forma muy similar a los hidrotermales solamente que en este caso, en vez de que se filtre agua de lluvia y precipitaciones al subsuelo, se tiene el agua de mar que se filtra por la roca permeable y que es calentada por medio de un cuerpo caliente como el magma. Dependiendo del fenómeno tectónico que prevalezca en la región donde se presente el sistema, variará el tipo de manifestación sobre la corteza oceánica pero siempre sigue el comportamiento de celda convectiva. Casi siempre que el sistema tenga presencia de un fluido que interactúa con un cuerpo caliente, se establece una celda convectiva [38].

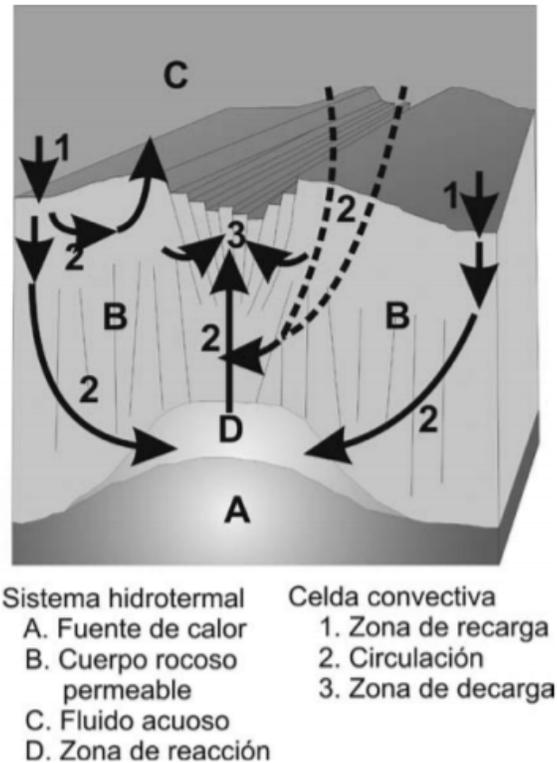


Figura 3.3: Esquema de las tres etapas de la circulación hidrotermal submarina a través de la corteza oceánica. Fuente: [38]

La celda define el flujo que va a tener el fluido, pasando primero por la roca permeable donde se filtra el agua marina en este caso, luego hay una zona de circulación debido al calentamiento de los fluidos debido a una disminución en su densidad y es desplazado por los agua que permanece ingresando al sistema geotérmico. Finalmente se da la descarga en la superficie como se puede observar en el punto 3 de la figura 3.3 y sigue de forma continuo este proceso de manifestación geotérmico.

Estos sistemas se presentan a profundidades entre 500 m y 4000 m donde se dan temperaturas superiores a los 300°C [38]. Esto presenta un ambiente con condiciones de presión y temperatura severas para cualquier equipo o instrumento que se vaya a utilizar para su explotación, además de la complejidad que se tendría de poder alcanzar estas profundidades para la instalación de sistemas para aprovechamiento de la fuente geotérmico. Es por esto que, aunque estos sistemas se cree que tienen gran cantidad de energía disponible, no son explotados con fines comerciales y son muy poco estudiados [31].

Sistemas Magmáticos

Se hace referencia a estos sistemas cuando se tiene presencia de aparatos volcánicos activos o a grandes profundidades donde existe importante debilidad de la corteza. En este caso, las temperaturas que se pueden alcanzar en estos sistemas son mayores a los 800°C debido a la presencia

Sistemas geotérmicos

activa de cuerpos magmáticos. Si bien estos sistemas no son explotados comercialmente para el aprovechamiento de la energía geotérmica debido a sus críticas condiciones de temperatura y corrosividad, el avance en el desarrollo de materiales aptos para estas condiciones acerca cada vez más esta posibilidad [31].

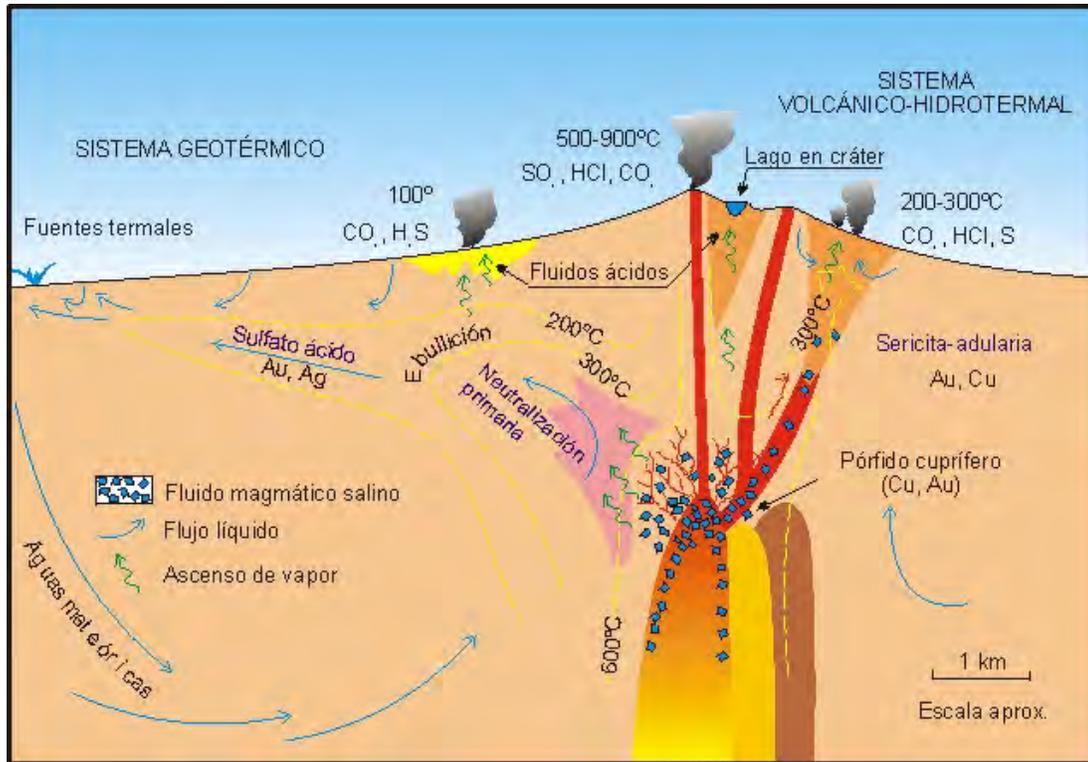


Figura 3.4: Manifestaciones geotérmicas debido a la presencia de un sistema magmático.
Fuente: [39]

La figura 3.4 muestra como al tener la presencia de un cuerpo magmático, es de esperar que existan otros sistemas influenciados por el calor de manera indirecta. A distancias considerables de sistemas similares al mostrado, se pueden presentar emanaciones de gases calientes y calentamiento de aguas de lluvia que resulta en sistemas hidrotermales. Por este motivo, aunque no se exploten comercialmente, es ventajoso conocer su ubicación para poder prever la presencia de otros sistemas geotérmicos en las regiones aledañas y poder planificar sitios de explotación para distintas aplicaciones del recurso.

Sistemas Geotérmicos Mejorados

Cuando se habla de los sistemas geotérmicos mejorados, estos se pueden referir también como sistemas de roca caliente seca o roca fracturada. Como bien lo describen sus nombres, en estos casos no se cuentan con reservorios de agua caliente como se presenta en los sistemas hidrotermales sino que solamente se cuenta con la presencia de roca caliente (en ciertas ocasiones con muy poca agua). Son de los sistemas más comunes alrededor del mundo y su temperatura

3.2. Aprovechamiento de los sistemas hidrotermales

y capacidad energética, dependen de las profundidades a las que se pueda acceder en relación con el cuerpo caliente más cercano. La piedra seca caliente por sí sola no puede ser manipulada para el aprovechamiento energético, por lo que para estos sistemas se tiende a aplicar un método de fracturación hidráulica. Este método busca crear ciertas fracturas y grietas en las rocas para poder inyectar agua y crear un acuífero artificial que funcione como un sistema hidrotermal, con el fin de obtener agua caliente, que posteriormente podrá ser aprovechada principalmente para ciclos de generación de energía eléctrica.

3.2. Aprovechamiento de los sistemas hidrotermales

Para poder explotar un aprovechamiento hidrotermal se deben conocer múltiples variables y factores que permitan plantear un diseño viable, que sea sostenible en el tiempo y que tenga una responsable relación con el recurso natural. En varias ocasiones, si no se conoce correctamente la fuente se pueden aplicar malas prácticas de ingeniería que resultan en malos diseños, el agotamiento o contaminación del aprovechamiento. Existe una serie de factores deseados para que el recurso hidrotermal sea considerado con fines de explotación comercial, DiPippo [40] indica los siguiente como fundamentales:

- Una fuente importante de calor.
- Un reservorio permeable.
- Disponibilidad de una fuente de agua.
- Capas de roca impermeable.
- Mecanismo de recarga

Se dice que si un reservorio hidrotermal tiene una escasez importante en alguno de los puntos anteriormente mencionados, tiende a no existir viabilidad para desarrollar aprovechamientos con ese recurso. Esto va a depender también de los requerimientos de cada proyecto, ya que puede que no todos estos puntos mencionados sean críticos para que pueda ser viable su explotación, sin embargo sí se requiere que se conozcan estos aspectos para poder plantear las propuestas de desarrollo basadas en la capacidad y características del recurso.

3.2.1. Hidráulica

Como se explicó en la sección 3.1.2, es necesario que exista agua en el subsuelo para que se presente el fenómeno hidrotermal, por lo que comprender la hidráulica de un sistema de acuíferos es fundamental para la implementación de la tecnología si se van a aprovechar estos recursos. Se pueden identificar dos zonas en las que se presenta el agua subterránea: a) zona insaturada y b) zona saturada.

La figura 3.5 muestra como se da esta división de las condiciones subterráneas en términos de su capacidad hidráulica. En el caso de la zona insaturada, esta cuenta con presencia de agua pero en cantidades mínimas, al ser solamente el agua que queda humectando el suelo al pasar el agua pluvial por este terreno permeable. El subsuelo entonces, cuenta con un pequeño contenido

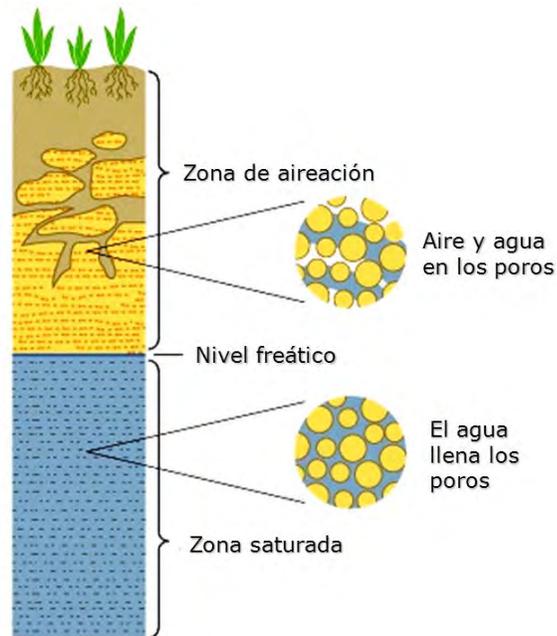


Figura 3.5: Zona de insaturación y saturación del subsuelo. Fuente: [41]

de agua y aire entre las grietas y fisuras. La zona saturada tiene la particularidad de que está completamente inundada, es decir que no hay presencia de aire entre las fallas y fracturas del subsuelo sino solamente agua llenando todos estos espacios existentes. Estos dos conceptos, dan paso a comprender la hidráulica de un pozo y por ende, de un recurso hidrotermal ya que para que se puedan generar los acuíferos subterráneos, debe existir esta capacidad del suelo para contener agua en la zona saturada.

La figura 3.6 muestra los tipos de pozo que se pueden obtener según las condiciones del acuífero y el subsuelo, así como conceptos claves en la hidráulica del aprovechamiento hídrico. La división que se puede hacer entre los distintos pozos presentados en la figura anterior, es basada en su presión hidrostática o columna de agua disponible. El acuífero libre, es un tipo de acuífero en los cuales existe una superficie de agua libre. Si se perfora un pozo y se llega hasta un acuífero libre, este pozo tendrá un nivel de agua conocido como nivel freático o *water table* en inglés. Dada esta circunstancia, el punto donde se encuentre esta agua en el pozo perforado, tendrá una presión igual a la atmosférica local [43].

El acuífero de tipo confinado, muestra el caso contrario al anteriormente mencionado. El agua está sometida a una presión superior a la atmosférica debido a la columna de agua presente entre el nivel freático y nivel de la superficie donde se realice la perforación. Por esta razón, cuando se perfora un pozo que tenga acceso a un acuífero confinado, se va a observar una rápida ascensión del nivel de agua hasta que llegue a un nivel de estabilidad en una posición determinada. Estos pozos que presentan la particularidad de estar comunicados con un acuífero confinado, se denominan pozos artesianos. Como muestra la figura 3.6, si el pozo es artesiano y su superficie de perforación está por debajo de la altura piezométrica, se tiene un pozo surgente. Este va a tener la capacidad de fluir agua de forma natural hasta la superficie ya que la presión que ejerce la columna de agua del nivel freático del acuífero confinado favorece esta manifestación. Se

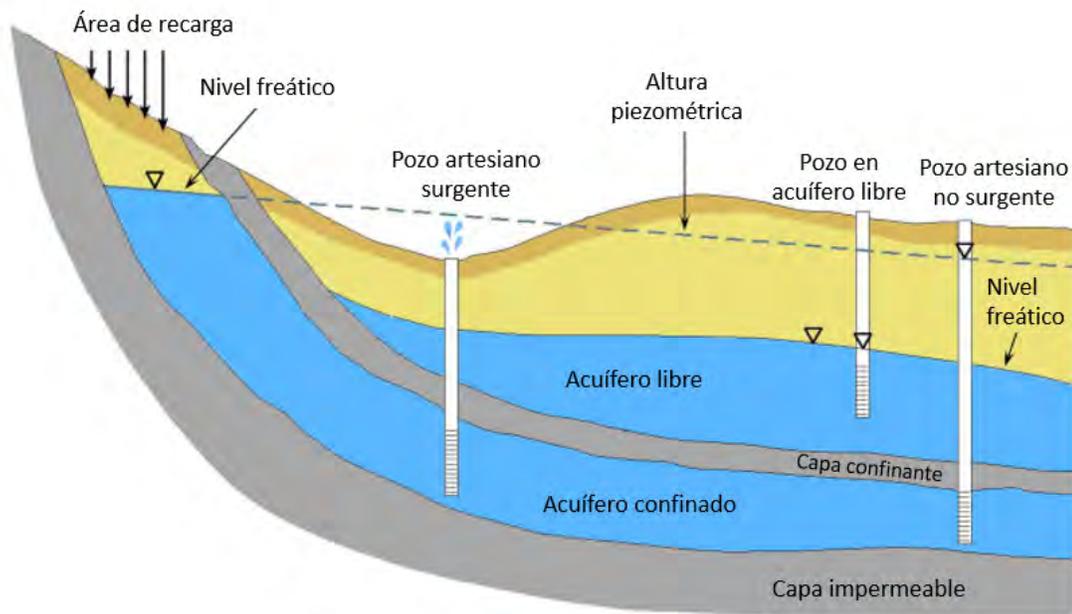


Figura 3.6: Caracterización hidráulica de los acuíferos y pozos. Fuente: Adaptado de [42]

puede tener también, el caso de un pozo artesiano no surgente, el cual tendría un nivel de agua estático en un determinado punto. Dicho cambio en la manifestación del pozo con respecto al de tipo artesianosurgente, se presenta al tener la superficie de perforación por debajo de la altura piezométrica lo que le imposibilita al agua subir sobre este nivel [43].

Existen casos particulares dentro de la clasificación de acuíferos. Este tipo se da al tener un acuífero cerrado pero con una capa de roca que no es totalmente impermeable lo que permite filtración de agua a otras zonas. Los acuíferos que presentan esta característica se conocen como semi-cautivos. Todos estos aspectos a considerar cuando se clasifica un pozo hacen que el estudio de este tipo de aprovechamiento sea tan delicado. Más aún si se busca utilizar el agua del pozo directamente como recurso ya que mucho de estos parámetros dependen de condiciones externas que no se pueden controlar de ninguna forma, como lo es por ejemplo la capacidad de recarga de un acuífero que depende de factores como el clima y la topografía de la zona.

3.2.2. Clasificación de aguas

Tener la capacidad de poder hacer una características en las propiedades hidro-geoquímicas de una región, es sumamente relevante para obtener información extra sobre la naturaleza de un aprovechamiento hidrotermal. La presencia de aniones, cationes y ciertos minerales, va a caracterizar las aguas termales presentes en el recurso. Por medio de distintos métodos, permite determinar factores como los gradientes térmicos esperados según la temperatura del recurso hidrotermal así como su grado de alcalinidad y dureza entre otras. De igual forma los estudios de las aguas, permiten comprender el origen del recurso hidrotermal de acuerdo a la presencia de determinados aniones, cationes y minerales presentes [43]. Según sea la necesidad y tipo

Clasificación de aguas

de aprovechamiento que se hará con el recurso hidrotermal, así se definirán los estudios de aguas pertinentes para hacer una clasificación en los ámbitos de interés. De manera típica, en un aprovechamiento de este tipo es de mucha utilidad hacer los estudios de alcalinidad y dureza del agua.

La alcalinidad es un parámetro medido por medio del pH, que se define por el logaritmo negativo de la actividad del ion hidrógeno [44]. La escala de pH muestra como varía desde valores mayores a cero, hasta valores de catorce. Si al hacer análisis se obtiene valores mayores a 7 de pH, se puede decir que esta es de tipo alcalina. De forma similar, si los valores medidos son menores a 7 de pH, se identifica como ácido, siendo 7 pH un indicador de neutralidad como presenta la figura 3.7.

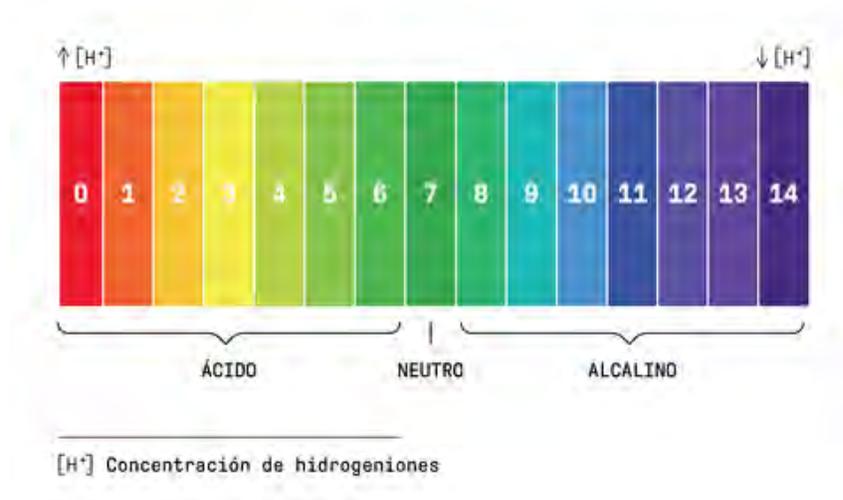


Figura 3.7: Escala de pH. Fuente: [45]

Si bien estos parámetros dependen en un gran proporción de la interacción entre el agua y las rocas, los recursos hidrotermales y aguas subterráneas suelen rondar los rangos de pH entre 6 y 9. Esta condición se debe principalmente a la gran distribución de rocas carbonatadas. A la hora de diseñar un sistema de climatización que aproveche el recurso hidrotermal, es muy importante conocer esta propiedad del agua. Ya sea que se utilice en circuitos cerrados o abiertos (sección 3.4), habrá interacción directa entre el equipo a instalar y el agua del sistema, lo que requiere de una correcta selección de material para evitar la corrosión según sea su grado de acidez.

En cuanto a la dureza del agua, esta se describe mediante el grado de sólidos disueltos contenidos en el agua (SDT). Principalmente, se utiliza como parámetro de referencia la concentración de CO_3Ca equivalente en partículas por millón (ppm), para medir el grado de esta dureza que va a estar ligada con la concentración de iones metálicos como el calcio (Ca^{2+}), magnesio (Mg^{2+}), hierro (II) (Fe^{2+}) y aniones como bicarbonato (HCO_3^-), sulfatos (SO_4^{-2}), cloruros (Cl^-), nitratos (NO^{-3}) y silicatos [46]. Se puede hacer la siguiente distinción en cuanto a las concentraciones [43]:

- Blandas: 0 a 50 ppm en CO_3Ca .

Obtención de la energía

- Semi duras: hasta 100-120 ppm en CO_3Ca .
- Duras: hasta 200-250 ppm en CO_3Ca .
- Muy duras: hasta saturación.

La razón por la que es importante conocer la dureza del agua en los reservorios hidrotermales es debido a que, la presencia de los minerales presentes en el agua, puede existir la posibilidad de que estos se precipiten y formen incrustaciones en los equipos que están trabajando con el fluido hidrotermal. Esta precipitación se da por cambios en parámetros como temperatura y reacciones entre los minerales contenidos en las aguas que dictan la tendencia del bicarbonato de calcio a precipitarse o disolverse. Cuando existe una precipitación, los minerales se cristalizan y quedan formados acumulándose con el tiempo y adhiriéndose a las superficies, lo que genera las incrustaciones previamente discutidas [46].

El conocer la dureza de las aguas a aprovechar en el recurso hidrotermal, permite que se haga una mejor planificación en cuanto a la selección de equipo, los materiales, el mantenimiento debido. Para las BCG en específico, se utiliza como indicador para poder hacer una correcta selección del sistema y configuración a escoger, que hará la interacción con el pozo hidrotermal con el fin de disminuir al máximo las incrustaciones. En las superficies externas pueden generar desgaste del material. En tuberías, las incrustaciones disminuyen el diámetro interno al saturarse de cristales formados lo que genera una obstrucción en el flujo que pasa por la tubería. Esta condición varía los parámetros de operación de los sistemas y tiende a forzar más equipos mecánicos como las bombas, resultando así en incrementos del consumo eléctrico, hasta inhabilitación total del sistema en el caso más crítico.

3.2.3. Obtención de la energía

La particularidad de un recurso hidrotermal recae en la capacidad de tener energía térmica disponible, que tiene como fin último el lograr aprovecharse para las distintas aplicaciones posibles. Como la temperatura es uno de los factores que van a ser claves para la selección del tipo de aplicación, el o los mecanismos de transferencia de calor en el recurso hidrotermal se deben tener identificados con el fin de poder acoplar un diseño que se adapte al recurso disponible en término de demanda energética y capacidad del mismo. Si se analiza un pozo hidrotermal desde el punto de vista energético, al hacer un balance de energía se obtiene la siguiente ecuación:

$$\dot{E}_{ganada} - \dot{E}_{perdida} + \dot{E}_{generada} = \Delta\dot{E}_{almacenada} \quad (3.1)$$

Para que exista un correcto uso del aprovechamiento, se esperaría que el cambio en la energía almacenada, correspondiente al término de la derecha de la ecuación (3.1), sea lo más pequeño posible. Esto se debe a que al utilizar el aprovechamiento hidrotermal, al no generar cambios en la energía almacenada dentro del recurso, se asegura que la fuente está siendo explotada de forma responsable y no se llegará a un agotamiento de la misma, además de que brinda una calidad de energía (temperatura) mayor [15]. Los términos de energía ganada y energía perdida están ligados de forma importante en la forma que se explote el recurso. Por ejemplo, cuando un proceso que utiliza BCG opera en modo calefacción, utiliza el pozo como fuente de energía por

3.3. Aplicaciones de los aprovechamientos geotérmicos

lo que este tiende a perder la energía que le dona al sistema. En un caso análogo, se tiene cuando ahora la BCG opera en modo de enfriamiento y por lo tanto se le cede el calor al pozo. Estos términos de energía ganada y perdida también van a variar según el entorno ya que dependiendo del gradiente de temperatura, variará la dirección en la que fluye el calor con respecto a sus alrededores. La energía generada proviene de las fuentes de calor explicadas en la sección 3.1 (en pequeñas cantidades), la radiación solar y calor interno que permiten que el pozo hidrotermal pueda mantener un gradiente térmico aún siendo explotado [43]. Definir la carga térmica que se va a requerir para el proceso al que servirá el pozo hidrotermal es necesario con el fin de que se pueda comprobar que la capacidad del recurso cumple para la carga necesaria y además no va a sufrir alteraciones importantes en su condición natural.

3.3. Aplicaciones de los aprovechamientos geotérmicos

Los aprovechamiento geotérmicos alrededor del mundo, se han logrado explotar para poder utilizar esta forma de energía natural en distintos procesos. En esta área de investigación y desarrollo, se tiende a hacer una distinción entre dos grandes apartados del aprovechamiento del recurso natural; estos corresponden a la generación de energía eléctrica y el resto de aplicaciones que se consideran como usos directos de la geotermia. El principal actor que define el tipo de aprovechamiento que se puede dar, es la temperatura de la fuente, ya que esta vendrá a aportar la energía necesaria para cada proceso específico. En este campo de estudio, mundialmente se ha utilizado una herramienta conocida como el “Diagrama de Lindal”, propuesta por Gudmundsson et al. [47] para recapitular las contribuciones del ingeniero islandés Baldur Lindal en los usos de los aprovechamientos geotérmicos. Con la evolución de tecnologías que mejoran los procesos de transferencia de calor, la eficiencia de los procesos térmicos, además de la exploración y explotación del recurso geotérmico, se han logrado ampliar las posibles aplicaciones. A la hora de poder caracterizar cada proyecto es necesario que se consideren numerosos factores, y no solamente se tomen en cuenta las recomendaciones por temperatura que indica el Diagrama de Lindal, sin embargo este se puede utilizar como una buena referencia según se indique para la aplicación deseada [48].

La gran cantidad de aplicaciones que se muestran en la figura 3.8, se han ido desarrollando con el tiempo adaptándose a las necesidades de los mercados globales. La caracterización de: alta, media y baja temperatura, permite categorizar la fuente de energía geotérmica en un rango de trabajo esperado. La dificultad técnica, exploratoria y de explotación de los pozos geotérmicos para obtener mayores temperaturas, ha inclinado las tendencias a aprovechar aplicaciones de media y baja temperatura. Esto se ve acompañado también del hecho que la mayoría de los países del mundo tienen acceso a fuentes geotérmicas de media y baja temperatura, mientras que son pocos los que tienen el potencial de alta temperatura [49].

Uso indirecto: producción de energía eléctrica

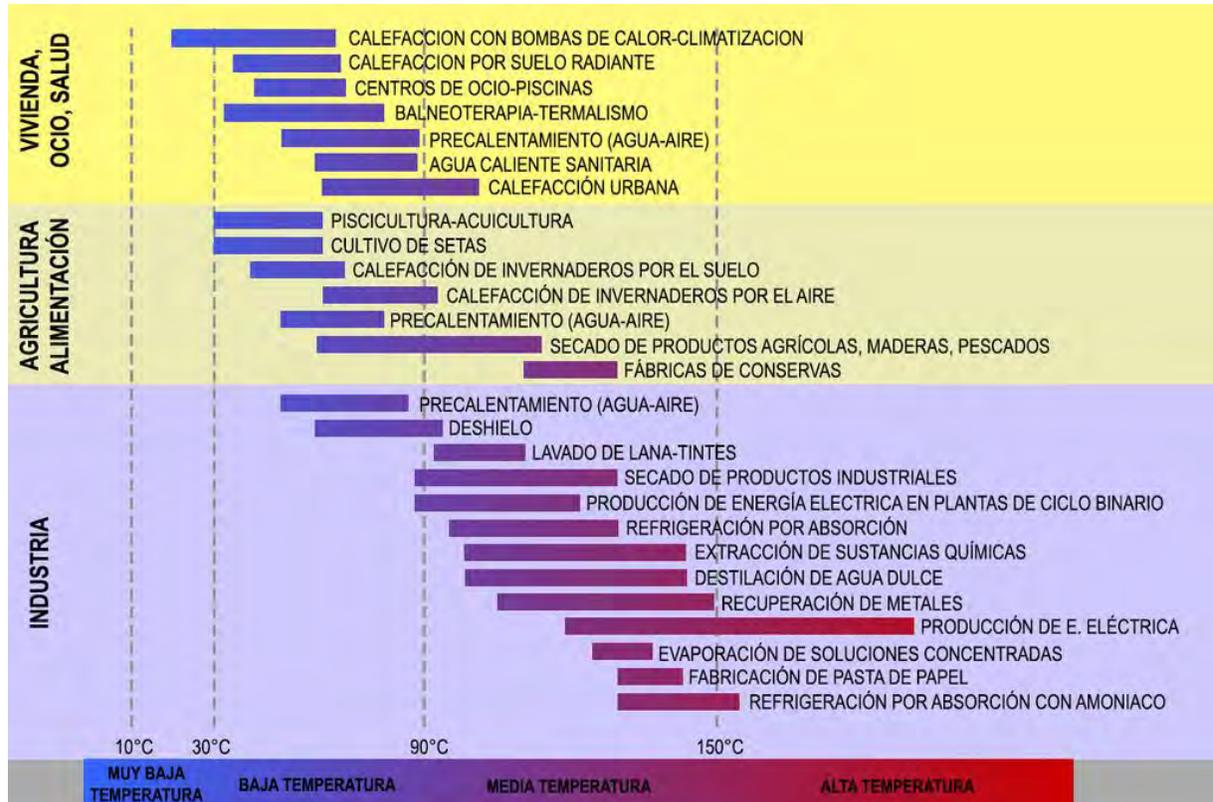


Figura 3.8: Diversas aplicaciones según la temperatura del recurso geotérmico. Fuente: [32]

3.3.1. Uso indirecto: producción de energía eléctrica

La localización privilegiada de Costa Rica en el intermedio de la masa continental americana, formando parte del istmo centroamericano, y con un origen geológico fuertemente tectónico, pertenece al Cinturón de Fuego del Pacífico. Debajo del territorio nacional, se encuentra la interacción de las placas Cocos y Caribe, que protagonizan la actividad tectónica, y que han formado mediante vulcanismo las cordilleras volcánicas que corren en dirección noroeste-sureste el país. Este potencial geotérmico se observa ejemplificado en el diagrama de proyección de isothermas de la figura 3.9 según el Grupo ICE para un estudio realizado en el 2014 y presentado por el director de recursos geotérmicos de dicha empresa, Eddy Sánchez, en su reporte de Costa Rica en el 2017 [50].

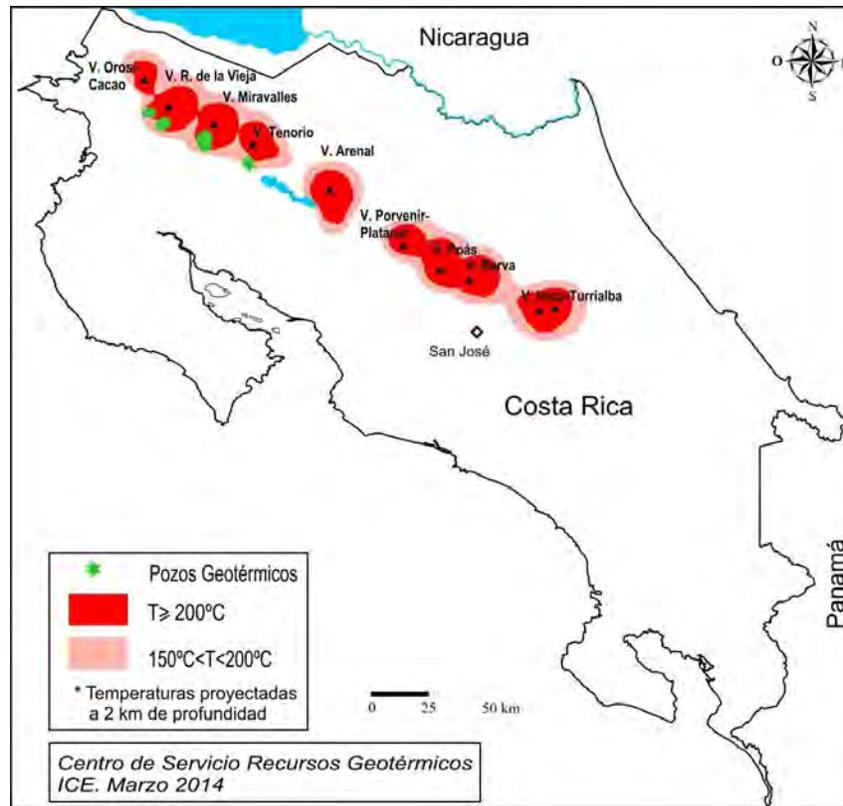


Figura 3.9: Proyección de la distribución de las isotermas a 2 km de profundidad basado en la información de pozos geotérmicos. Fuente: [50]

Según este reporte técnico, se destaca la importancia del recurso geotérmico para su aprovechamiento indirecto, mediante la producción de electricidad. El precursor original de la geotermia en el país fue en la planta Miravalles I en 1994, con 55 MW, y desde entonces la capacidad instalada del país ha aumentado hasta 262 MW - la tercera capacidad nacional de geotermia más grande de América luego de Estados Unidos y México. La geotermia para producción de electricidad es una grandiosa alternativa: limpia, mínimamente invasiva para el ecosistema, y opera incondicionalmente sin variaciones por factores naturales. Diversos entes internacionales han notado que una de las principales iniciativas que se deben llevar a cabo en este siglo es la descarbonización de la matriz energética mundial, buscando alternativas que reestructuren la misma para disminuir el deterioro medioambiental y el cambio climático que genera la producción eléctrica mediante la quema insostenible de hidrocarburos.

Nota Sánchez [50] que el costo inicial por MW de la geotermia es mayor a otras alternativas de energía renovable, sin embargo el costo de la energía producida es la segunda más baja luego de las fuentes hidroeléctricas también abundantes en el país. El factor de planta, término acuñado para el porcentaje de la energía total que una planta genera bajo condiciones reales de operación relativa a la energía que podría producir a plena carga operando continuamente durante un plazo determinado, es un factor alto en comparación con otras alternativas más variables de producción eléctrica. Las fuentes solares son altamente variables debido al tiempo atmosférico y el

ciclo solar diario, de igual forma que lo son las fuentes eólicas. La continuidad de producción geotérmica la hace tener un factor de planta generalmente mayor al 90 %.

Actualmente se encuentran en operación el Campo Geotérmico Miravalles, Pailas I y II y se proyecta la entrada de operación de Borinquen I con una capacidad de 55 MW en 2023, y su segunda etapa de misma capacidad al final de esta década. Con el aporte de estos dos proyectos, la capacidad instalada del recurso geotérmico del país excedería los 370 MW. Nótese que el potencial geotérmico que es y se proyecta ser explotado, se concentra en la provincia de Guanacaste, zona noreste del país. Según publicado en La Gaceta en 1961, “Se declara de interés público la investigación, exploración y explotación de los recursos geotérmicos del país, y las actividades concernientes estarán a cargo del Instituto Costarricense de Electricidad”. Según la Propuesta del Plan Maestro de la Geotermia del Grupo ICE en el 2017 [50] se busca estudiar la factibilidad de Borinquen Norte, Orosi-Cacao y Pocosol en esta década.

3.3.2. Usos directos

En el estudio de Lund et al. [51], se muestra la utilización energética anual (TJ/año) de aplicaciones de usos directos de la geotermia en múltiples países incluyendo a Costa Rica, con datos recopilados desde el año 1995 hasta el 2020. Los datos obtenidos muestran un importante crecimiento en la capacidad instalada para la utilización de geotermia de usos directos del 52 % entre los años 2015 y 2019 lo que presenta un aumento del 7 % en la capacidad instalada medida en el reporte anterior para el período del 2010 al 2014 el cual tuvo un crecimiento del 45.0 %.

De las aplicaciones varias posibles en esta área mostradas por la figura 3.8, el estudio de Lund et al. [1] muestra como existen una serie de usos directos que han tenido mayor éxito e importante crecimiento en las dos últimas décadas. La figura 3.10 indica que el crecimiento global en la utilización del recurso geotérmico ha sido muy importante en las aplicaciones como: bombas de calor geotérmicas, calentamiento de espacios, calentamiento de invernaderos, calentamiento para acuicultura, balneología y usos industriales, siendo el uso de bombas de calor geotérmicas la que muestra un crecimiento sustancialmente mayor al incrementar su consumo energético en 125 000 TJ/año entre 2010 y 2015, y 273 133 TJ/año entre 2015 y 2020.

Los países que lideran en cuanto a la capacidad instalada de usos directos son: China, Estados Unidos, Suecia, Alemania y Turquía, en donde China representa el 81 % de la capacidad total instalada en Asia. Aún sin contemplar las bombas de calor que tiene instaladas, sigue siendo el líder en cuanto a usos directos de la geotermia. La región centroamericana tiene una historia distinta en cuanto al crecimiento en los usos directos de la geotermia siendo esta la región americana con el menor uso reportado de solamente 195 TJ/año, comparación por ejemplo con los 8 709 TJ/año de la región sudamericana [1]. Ciertas dificultades han propiciado un rezago en su desarrollo como lo son las trabas legales y los costos asociados a los proyectos geotérmicos. Debido a esto, diversas instituciones como la AEA y el SICA han buscado fomentar y apoyar en varios aspectos lo que se contempla en un proyecto de usos directos de la geotermia, con el fin de volver más atractiva esta aplicación en la zona y explotar el potencial geotérmico que se tiene disponible. Implementaciones como el proyecto de la GIZ denominado *Fomento de la geotermia en Centroamérica*, han permitido una mayor formación técnica y un interés en la inversión en futuros proyectos relacionados con la geotermia [2]. Dentro de los resultados obtenidos en este

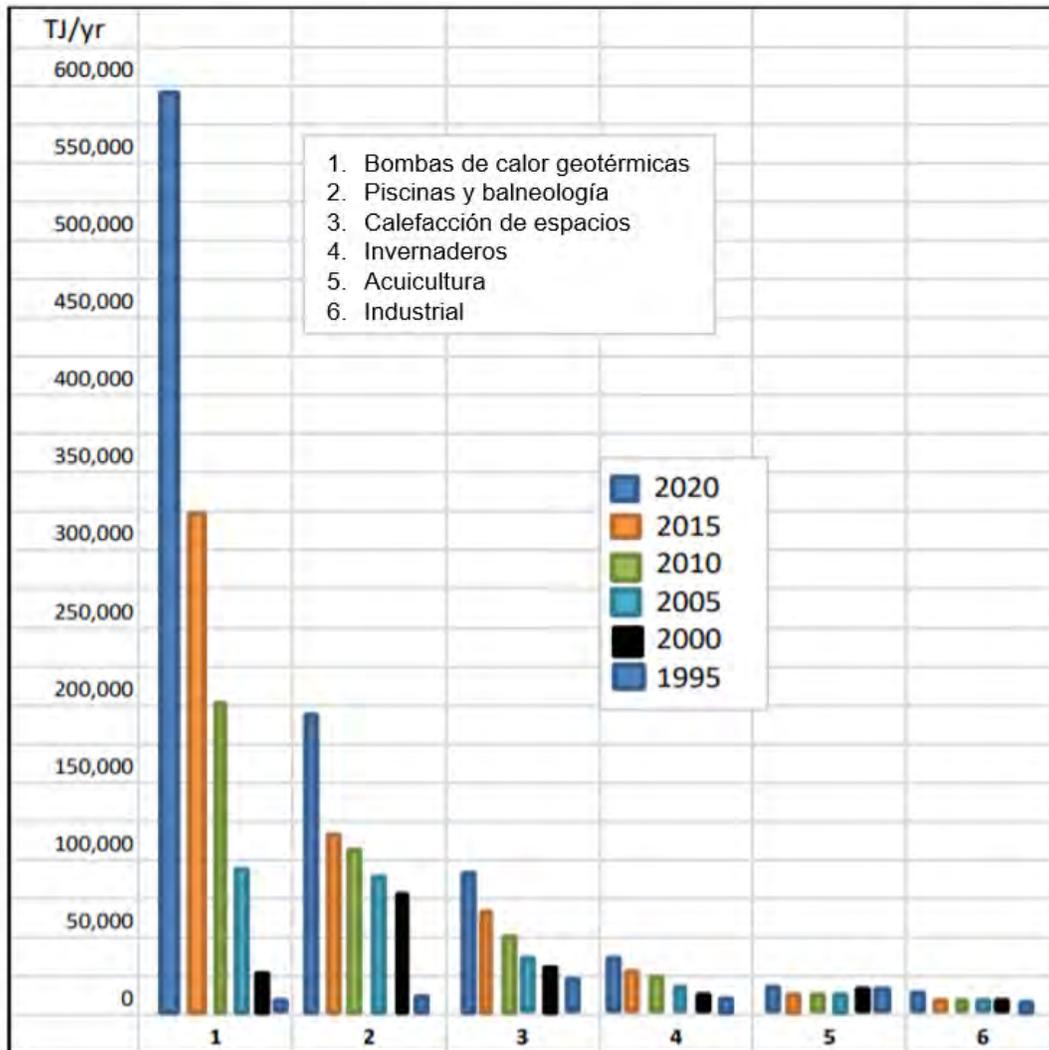


Figura 3.10: Comparación global de los usos directos geotérmicos en TJ/año, de los años 1995, 2000, 2005, 2010, 2015 y 2020. Fuente: Adaptado de [1]

proyecto planteado para un período de 4 años, desde el 2016 al 2020, se ha conseguido marcar una pauta para definir la dirección que deben seguir los marcos regulatorios a nivel regional en cuanto a la explotación del recursos, lo que beneficia futuros proyectos de usos directos de la geotermia en cuanto a la accesibilidad del recurso.

Costa Rica sufre un panorama similar en cuanto al registro de las aplicaciones de los usos directos de la geotermia, según un informe del 2015 por parte de Lund et. al, Costa Rica presentó un uso de 21.00 TJ/año representando menos de la mitad del uso en países de la región como El Salvador y Guatemala con usos de 56.00 TJ/año [51]. De las aplicaciones mencionadas, no hay reportes formales de la utilización del recurso geotérmico de manera directa para usos distintos a piscinas de hotel y aguas termales (aplicación que se ha implementado regularmente en el país), indicando que no ha habido importante desarrollo en los usos directos de la geotermia. Pese a esto, la participación en proyectos como el planteado por la GIZ, comentado anteriormente,

ha producido interés en el aprovechamiento del recurso geotérmico para su implementación en usos directos, un enfoque distinto a lo que se ha acostumbrado en el país que es la explotación del recurso para la generación de electricidad por parte del ICE. Con estas iniciativas a nivel país se han buscado implementar proyectos como el propuesto por la empresa Tomatissimo, la cual propone el uso de energía geotérmica para el acondicionamiento de los invernaderos donde se producen tomates hidropónicos. De igual forma se puede tomar este trabajo como un ejemplo del esfuerzo para mejorar y ampliar el conocimiento de esta área de la ciencia en la región, específicamente en Costa Rica que cuenta con un gran potencial para el uso de la energía geotérmica. Con estos proyectos piloto y los porvenir se espera ir marcando la pauta para ver un crecimiento en el interés y en la oportunidad de seguir explorando la tecnología a nivel país para explotar de la mejor manera los beneficios que esta pueda traer.

Balneología

Existe un amplio repertorio de ejemplos alrededor del mundo donde el calor geotérmico es aprovechado para calentar agua, específicamente con el fin de proveer servicios de baño. En efecto, según Lund (2007), existe evidencia arqueológica que ubica civilizaciones europeas y asiáticas cerca de puntos de potencial geotérmico para específicamente aprovechar este recurso. Se destacan la cultura romana, japonesa, turca, islandesa, los Maori de Nueva Zelanda y otros asentamientos de la región central de Europa, que evidencian históricamente haber utilizado este recurso. Los pobladores originales de América consideraban las aguas termales como lugares sagrados y creían en las posibilidades curativas del calor y del agua mineral [52].

Se confirma que el imperio chino y los otomanos fueron los precursores iniciales de la balneología, los cuales mostraron los beneficios del aprovechamiento geotérmico y han también influenciado la apertura moderna del concepto de spa [15]. El término spa fue acuñado por las prácticas curativas y nace como una abreviación del latín *salud per aqua*, o tratamientos que fueron madurando a través del tiempo tradicionalmente con una fuente geotérmica [52]. A lo largo de los años, el concepto del spa, que comenzó siendo un servicio de baños, ingesta de aguas minerales, masajes, baños de lodo y ejercicios, se ha transformado en una actividad de alto estatus socio económico. En ocasiones, el significado que conlleva tener la oportunidad de disfrutar la balneología trasciende a una escala médica, científica, filosófica y religiosa. Se han demostrado beneficios de los baños de lodo, como aumentar la temperatura corporal, disminuir la presión arterial, influenciar el metabolismo y mejorar la química de la sangre, así como también tratamientos locales para artritis crónica, fibrositis, neuritis, tratamiento a fracturas y lesiones deportivas [52].

En el ámbito nacional, Costa Rica tiene su segunda área de mayor explotación del potencial geotérmico (luego del uso indirecto para producción eléctrica), colocada fielmente en la industria turística mediante la balneología. La existencia de spas, centros de recreo, complejos de piscinas y hoteles son abundantes en algunas zonas específicas del territorio. Para los habitantes nacionales, las aguas termales son una idea común en las faldas del Volcán Arenal, en la zona de La Fortuna y San Carlos, de igual forma con el Volcán Rincón de la Vieja, en el cantón de Liberia, en el cual también se encuentran los aprovechamientos Pailas, Miravalles y en un futuro

Borinquen, los cuales fueron anteriormente comentados. También, existen pequeños complejos turísticos en otros lugares como Orosi, Cartago, y en Acosta, cantón de San José.

Según el reporte del aprovechamiento geotérmico a lo largo y ancho del mundo que es generado cada lustro por Lund, Bertani y Boyd [1], se reporta que la energía geotérmica para el 2020 en el área de balneología utilizada mundialmente corresponde a un 18.0% de la energía total explotada para todos los usos directos.

Secado industrial y en agricultura

De acuerdo al reporte anteriormente comentado sobre el aprovechamiento geotérmico alrededor del mundo realizado por Lund et al. para el año 2015, se tiene que el aprovechamiento de calor directo para secado industrial es de 1.8% del total, y 0.4% para el secado en agricultura. Se encuentran en general cuatro tipos de aprovechamiento geotérmico en agricultura, según Popovski [53]. El desglose de los siguientes se puede evidenciar en los siguientes apartados de calentamiento de invernaderos y acuicultura, pero una parte importante de la infraestructura reside en procesos agro-industriales de secado.

El secado de productos agrícolas es sumamente importante debido a factores como el almacenaje de alimentos, su conservación para evitar descomposición y desperdicios. Se ha demostrado que recursos geotérmicos de baja y media entalpía, abajo de los 150°C son los de mayor potencial para deshidratar alimentos y productos agrícolas [54]. Uno de los factores principales de beneficiarse del recurso geotérmico es el aprovechamiento del calor necesitado para deshidratar, sin tener que consumir electricidad ni combustibles fósiles, y dependiendo de la infraestructura, se ha podido sacar provecho de calor de rechazo aguas abajo de una planta geotérmica. Algunos productos que popularmente se deshidratan mediante calor geotérmico son algunos bajos en contenido de agua, como el arroz, trigo, algodón y ajos, y otros que requieren una considerable mayor cantidad de energía para retirar su alto contenido de humedad, como los tomates, cebollas y chiles [54].

Calentamiento de invernaderos

Prácticas alrededor del mundo han implementado la energía geotérmica para el acondicionamiento de invernaderos ya que esta aplicación puede ser calentadas con agua a bajas temperaturas como bien se indica en la figura 3.8. La demanda de los sistemas de acondicionamiento en los invernaderos se va a ver directamente afectada según las condiciones a las que se deben conservar los organismos sembrados. Esta aplicación de la energía geotérmica se da principalmente cuando se requiere calentamiento del espacio. La solución técnica, busca acondicionar el espacio para una temperatura y humedad necesaria para la correcta producción de los cultivos en el invernadero como muestra el sistema de calefacción en [55], diseñado para un invernadero de flores en Japón.

Dichas tecnologías se han desarrollado con un enfoque en el calentamiento de los espacios, ya que en el caso de se desee enfriamiento, normalmente se da por enfriamiento evaporativo aunque no se descarta el uso de variaciones en la tecnología geotérmica para las condiciones deseadas

[15]. Su uso en el calentamiento de invernaderos ha tenido un crecimiento en la capacidad mundial instalada del 24.0% entre los años 2015 y 2020. Los países que lideran este desarrollo son: Turquía, Rusia, Hungría, China y Holanda, en donde se mantienen cultivos de vegetales y flores principalmente [51]. Esta aplicación elimina problemáticas como el congelamiento de las plantas y la inhibición del crecimiento de los cultivos por las variaciones estacionales de temperatura. Aplicaciones como la mostrada en [56], indican que, ejecutando la correcta ingeniería, se pueden lograr beneficios económicos importantes justificando de el crecimiento de dicho uso. De esta forma se logran operar estos sistemas de forma eficiente, logrando el éxito productivo de los cultivos en distintos ambientes sin la necesidad de una alta inversión energética para su operación.

Acuicultura

Se define esta actividad como la cría de organismos acuáticos, comprendidos por peces, moluscos, crustáceos y plantas. Debido al incremento en la demanda de alimentos de este tipo, tecnología se ha implementado para lograr un crecimiento controlado que genere un producto colocable en el mercado. Además de esto, la acuicultura se utiliza para poder restaurar especies en peligro de extinción y reconstruir poblaciones de ciertas especies [57].

Esta aplicación, se relaciona como un uso directo de la geotermia cuando se utiliza el recurso geotérmico para alcanzar condiciones de confort reproductivo, los espacios en donde se encuentren las especies que se estén criando. Debido a las condiciones de la mayoría de las especies con las que se trabaja, se utiliza fluido geotérmico de baja entalpía como fuente de calor, que mediante un intercambiador de calor, aumenta la temperatura de ingreso a los estanques logrando mantener las condiciones óptimas para el desarrollo de estas [58]. Gracias a la versatilidad de los recursos geotérmicos, se han utilizado para más aplicaciones como lo muestra Fournadzhieva et al. [59], al utilizar el CO₂ de la fuente geotérmica para la optimización de fotosíntesis en cultivo de algas, generando así reducciones en el costo de cultivo de algas hasta en un 40%.

Debido a estos beneficios, el uso de la energía geotérmica para aplicaciones de acuicultura ha incrementado en un 36.5% en capacidad instalada global y un 13.5% en el uso anual de energía entre los años 2015 y 2020 [51]. El mantenimiento de los sistemas requiere una labor intensiva dependiendo del tamaño del proyecto y requiere personal capacitado para poder administrarlo, por lo que en ciertas ocasiones es difícil justificar económicamente la aplicación.

Bombas de calor

Dentro de las aplicaciones de usos directos de la geotermia, se obtuvo el mayor crecimiento en el uso de las bombas de calor. Los índices de crecimiento muestran que esta aplicación de los usos directos de la geotermia domina el mercado global al representar el 72.0% de la capacidad instalada y un 59.0% de la utilización anual de energía [1]. Aún con un crecimiento importante en las demás aplicaciones del uso de directo de la energía geotérmica, las bombas de calor han tenido la tendencia de crecimiento más acelerada en los últimos años lo que muestra indudables beneficios en su implementación.

Un ejemplo de esta aplicación, se puede observar claramente en el hotel Galt House East, Kentucky, Estados Unidos, en donde se hace uso de bombas de calor acopladas a un sistema de pozo geotérmico con temperaturas entre 15°C y 30°C el cual permite el acondicionamiento del aire en el hotel, así logrando satisfacer una carga total de 4500 Ton de enfriamiento [60]. El espectro de temperatura que se necesita para esta aplicación ronda entre los 2°C y los 32°C, dependiendo siempre de las condiciones de acondicionamiento que se deseen lograr en los espacios, teniendo claro el objetivo del sistema y la capacidad del recurso geotérmico [61].

Nueva Zelanda, siendo uno de los países con mayores avances e implementación de la tecnología, adaptó el sistema de acondicionamiento de aire del Aeropuerto Internacional Christchurch para hacer uso de un pozo geotérmico con aguas a una temperatura de 12°C. El diseño del sistema permite que se den condiciones de confort térmico durante el verano y revirtiendo la operación de las bombas de calor, logran un calentamiento de los espacios en invierno, utilizando siempre el mismo recurso geotérmico como sumidero o fuente energética según sea necesario [62].

Los dos casos anteriores muestran aprovechamientos con temperaturas relativamente bajas del recurso geotérmico. Como se indica en la figura 3.8, el rango de las aplicaciones para el uso de bombas de calor en climatización de espacios no se puede definir estrictamente en un rango de temperaturas específicas, debido a que el éxito de su uso depende de diversos factores que permiten lograr un uso eficiente de la energía geotérmica y que brinde beneficios energéticos y ahorros económicos. Debido a su característica de ser una aplicación especializada, la correcta selección de los equipos, materiales así como el diseño de los sistemas y sus configuraciones son primordiales para que se logren alcanzar los objetivos de climatización y rentabilidad que se busca en cada proyecto. De las etapas para el desarrollo de esta aplicación, es necesario un prediseño y recopilación de información tanto de las condiciones del sitio a acondicionar, así como las propiedades y capacidades del recurso geotérmico. También se requiere hacer un estudio de los cálculos de las cargas y pérdidas térmicas en los espacios. Una vez finalizadas estas etapas, se pueden seleccionar los equipos y el planteamiento de la configuración del sistema que relacionará los equipos con el aprovechamiento de la energía geotérmica [63].

Países como China, Estados Unidos y países europeos especialmente nórdicos, han logrado generar experiencia en los ámbitos que acompañan todo el proceso de implementación para hacer uso de esta aplicación de la geotermia. En la región centroamericana, pese a tener menor experiencia y accesibilidad a las tecnologías que se asocian a implementación de las BCG, se han presentado casos exitosos en donde se ha logrado desarrollar esta tecnología. El proyecto realizado en Managua, Nicaragua [64] buscó utilizar una BCG en la refrigeración de un cuarto frío para el almacenamiento de alimentos, consiguiendo los beneficios energéticos y operativos que brinda esta aplicación. Con el apoyo de entidades como la AEA y el SICA, estas iniciativas son posibles consolidando tecnología en la zona y con esto promover sus aplicaciones y desarrollo. Costa Rica ya tiene colocado en el mercado, equipos de bombas de calor ofrecidos por una amplia variedad de las cuales son utilizadas comúnmente para el calentamiento de agua de piscinas y en algunos casos muy específicos para la climatización. En cuanto a lo que se refiere al uso de bombas de calor aplicadas al recurso geotérmico, no se tiene registro de su implementación en el país para ninguna de las variaciones anteriormente comentadas incluyendo el uso para climatización.

3.4. Configuraciones de BCG

Como se ha comentado anteriormente, el tipo de manifestación del recurso geotérmico puede variar ampliamente según diversos factores geológicos en cada ubicación. Para lograr que un proyecto implemente el uso de BCG de manera exitosa, se depende fuertemente de un correcto diseño del aprovechamiento además de una elección adecuada de la configuración del sistema a instalar entre el recurso y la BCG. En grandes rasgos, estas configuraciones que se han estudiado se pueden dividir en dos clasificaciones: circuitos abiertos y circuitos cerrados. Cada una de estas contiene una gran variedad de diseños que se puede adaptar para poder utilizar el recurso geotérmico de la mejor manera según se disponga.

3.4.1. Circuitos abiertos

Los circuitos abiertos se caracterizan por ser configuraciones en las cuales se utiliza el fluido geotérmico como medio intercambiador de calor directo al sistema de BCG. Como se puede inferir, este tipo de configuraciones solamente se puede dar en el caso de que se tenga un sistema hidrotermal ya que es necesaria la presencia de un pozo del cual explotar su cuerpo de agua. Al utilizarse el recurso geotérmico de una forma más directa, el diseño y utilización del pozo son aspectos sumamente importantes, ya que es necesario contemplar aspectos como la hidráulica del pozo, sus mecanismos de transferencia de calor, sostenibilidad con el tiempo, entre otros. Se debe conocer la capacidad de flujo de agua que puede manejar el pozo con respecto a los requerimientos de los equipos a instalar con la finalidad de poder administrar el recurso y determinar su aplicabilidad.

Este tipo de configuraciones requieren contar con una serie de elementos para poder operar de manera correcta:

- Pozo de extracción: reservorio geotérmico de donde se va a extraer el fluido para el intercambio del calor en el proceso.
- Pozo de inyección: corresponde a un pozo de inyección del fluido geotérmico utilizado, con el fin de mantener un equilibrio del recurso y evitar su agotamiento. Es necesario evitar que el pozo de extracción y el pozo de inyección se comuniquen hidráulicamente para no alterar el primero, ya que se desea que mantenga sus propiedades lo más constantes posible.
- Bomba: este elemento mecánico se encarga de distribuir el fluido (agua) por el sistema diseñado. Para el caso de los circuitos abiertos, el uso de bombas de pozo es el más indicado además de que su selección debe contemplar el flujo de operación y las temperaturas a las que operará en el pozo, entre otras.
- Intercambiador de calor: este equipo es necesario para poder transferir el calor entre el fluido geotérmico y el de proceso. Para el caso en el que se utilice el agua de pozo directamente a la BCG, el mismo equipo cuenta con este elemento incorporado en sí. También cabe la posibilidad de instalar un intercambiador de calor para transferir el calor entre un circuito de la BCG y otro que contenga el fluido geotérmico.

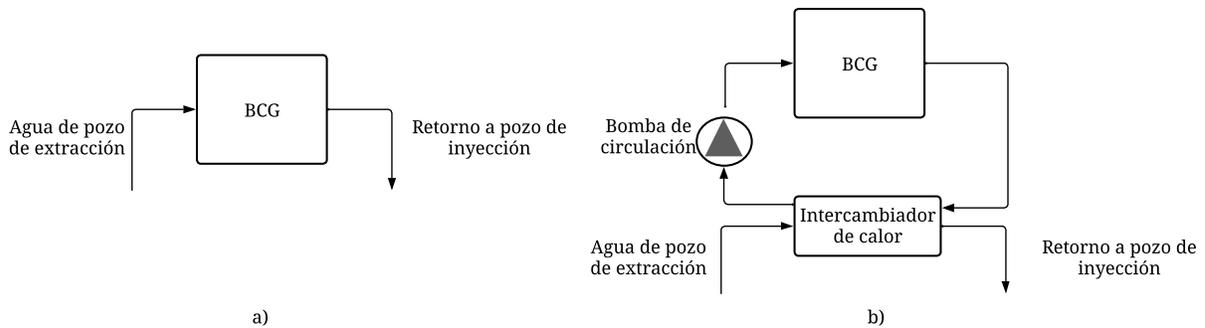


Figura 3.11: Configuraciones de circuitos abiertos: a) sin intercambiador de calor y b) con intercambiador de calor para uso no directo del fluido geotérmico.

Ambos sistemas se muestran en la figura 3.11 de forma simplificada para demostrar algunos arreglos básicos que se pueden plantear, los cuales deben ser analizados cuidadosamente al ahora de elegir uno para cada proyecto. Referente al agua geotérmica es pertinente el estudio detallado del fluido natural presente en el reservorio para poder determinar el grado de corrosión que esta puede aportar a los equipos mecánicos. Debido a todas las consideraciones mencionadas, los circuitos abiertos tienden a requerir estudios especializados del pozo y por ende encarecer el proyecto, aunque en caso de que se cuente previamente con un pozo se brindan facilidades en la instalación del sistema.

3.4.2. Circuitos cerrados

En constaste con los circuitos abiertos, este otro tipo de configuración del sistema se basa en utilizar sustancias como refrigerante o agua como principal portador de calor con relación a los equipos de BCG. Dadas estas condiciones, es posible utilizar el reservorio geotérmico como sumidero o fuente de calor según el modo de operación de la BCG. Para lograr esto, se instala tubería que lleve la sustancia portadora de calor y haga el intercambio con el reservorio geotérmico. Habitualmente se realiza esta interacción entre la tubería que contiene la sustancia y el terreno (BCG de suelo) pero también es posible acomodar el sistema para aprovechar un recurso hidrotermal como un circuito cerrado [65]. Dentro de la clasificación de un sistema geotérmico con circuito cerrado, existen diversas disposiciones de la tubería y el reservorio que podrán ser aplicadas según se considere pertinente y beneficioso para cada proyecto particular.

Horizontal

Habiendo explicado la naturaleza de los circuitos cerrados, se entiende que la tubería con el fluido utilizado para el intercambio de calor en esta configuración, se acomoda de forma horizontal en espacios de gran capacidad que permitan una extensión necesaria según sean los requisitos de transferencia de calor en el proyecto. Estos sistemas se instalan a pequeñas profundidades del subsuelo (entre 1.2 m y 2 m) lo que no requiere trabajos de perforación importantes para acceder al recurso geotérmico [15]. La figura 3.12 muestra un acomodo típico en una instalación de BCG para hogares con un circuito cerrado de configuración horizontal.

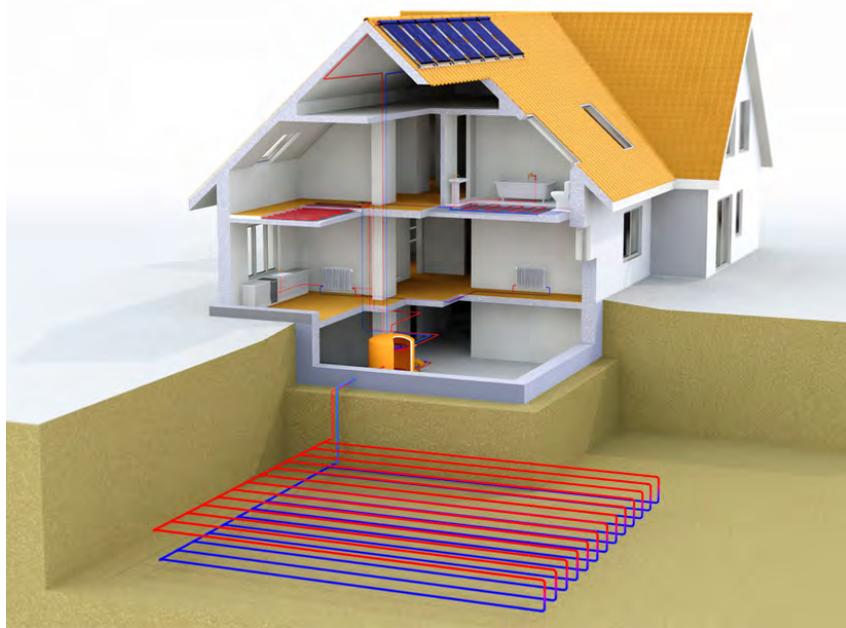


Figura 3.12: Circuito cerrado de configuración horizontal aplicado en hogares. Fuente: [66]

Se puede observar que la tubería es colocada en trincheras que son excavadas en las áreas disponibles para su ubicación. A diferencia de las configuraciones verticales que se pueden acomodar tanto en el caso de reservorios hidrotermales como el subsuelo, para los tipos horizontales es de esperar que se instalen en el subsuelo debido al espacio horizontal disponible. Cuando se tienen problemas con el espacio disponible para la extensión de la tubería enterrada en el proyecto, existe una variante de las configuraciones horizontales conocida como *slinky* [65].



Figura 3.13: Circuito cerrado de configuración horizontal tipo *slinky*. Fuente: [67]

Como se puede observar en el acomodo presentado por la figura 3.13, al formar espirales con la tubería enterrada, se puede aprovechar más área de intercambio de calor en un mismo amplio espacio de excavación. López Jimeno [11] destaca que las extensiones de excavación para este arreglo horizontal a menudo comprenden entre 1.5 y 3 veces el área habitable a acondicionar. La profundidad a la que se entierre la tubería va depender de varias propiedades físicas del suelo como la conductividad térmica del mismo, la cantidad de humedad y la resistencia térmica del mismo. Tomando como consideración estos parámetros anteriormente mencionados, se ha determinado como uno de los factores más importantes a la hora de la instalación de estas configuraciones, es conocer el efecto de las estaciones anuales en la temperatura del subsuelo. Esto va a depender mucho de la región en la que se esté desarrollando el proyecto ya que las propiedades del suelo, las condiciones climatológicas y la radiación solar varían de forma importante.

Estudios respecto a este tema se han generado en la región norteamericana que muestran esta variación de las temperaturas del subsuelo, según la profundidad y estación anual. Jensen et al. [68] muestra que a partir de los 10 m de profundidad, no tiende a encontrarse una diferencia en la temperatura del subsuelo tanto para invierno como para verano por lo que se indica que a partir de estas profundidades, ya la temperatura del subsuelo no se ve afectada por las condiciones externas.

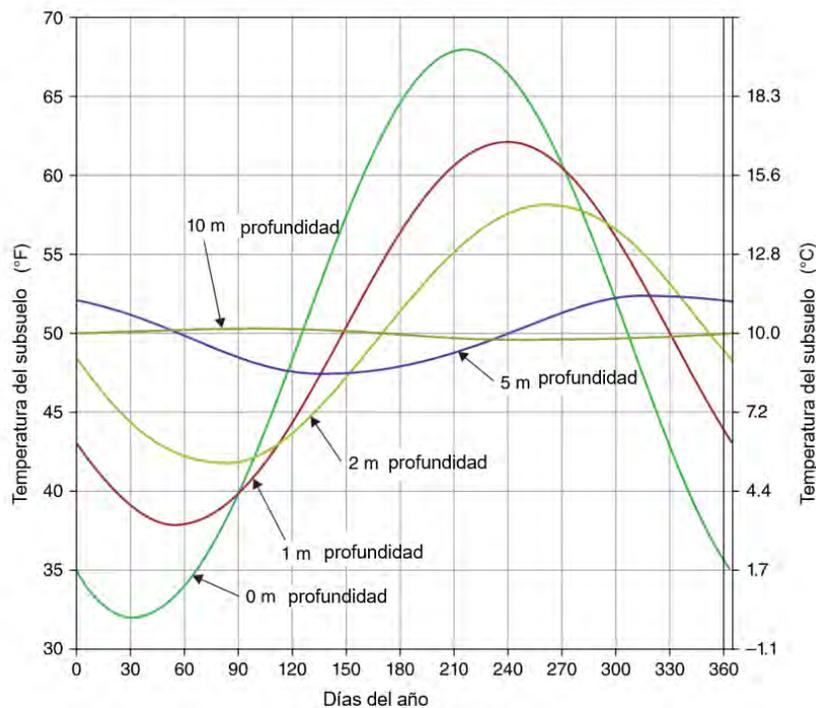


Figura 3.14: Variación de las temperaturas en el subsuelo para distintas profundidades a lo largo de un año. Fuente: Adaptada de [15]

Para países con cuatro estaciones climatológicas, la forma de la variación en la temperatura del subsuelo se puede ver de una forma similar a la presentada en la figura 3.14, alcanzando las menores temperaturas en los primeros días del año y las máximas en la estación de verano como es de esperarse. En el caso de Costa Rica, al solamente tener la estación seca y lluviosa,

la afectación de la temperatura en el subsuelo no se ve afectada de forma tan significativa a lo largo del año. En ciertas partes de Costa Rica, se han determinado variaciones promedio anuales de no más de 3.9°C a profundidades de 50 cm, lo que muestra las pocas variaciones a las que se encuentra sujeto el subsuelo [69].

Debido a las particularidades de cada región y tipo de suelo, a la hora de instalar uno de estos sistemas es sumamente importante conocer cada uno de los aspectos anteriormente mencionados. Las profundidades típicas a las que se instalan estos sistemas buscan un balance entre la estabilidad en la temperatura del subsuelo a lo largo del año y una rentabilidad económica del proyecto. Adicionalmente, se destaca que este espacio generalmente se podrá utilizar solo para jardín o espacios verdes para no limitar su accesibilidad por mantenimiento futuro y además evitar el crecimiento de árboles cuyas raíces afecten los tubos de polietileno. Generalmente este formato de intercambiadores geotérmicos se limita al sector residencial.

Vertical

Los intercambiadores geotérmicos también pueden tener un formato vertical, con los cuales se pueden obtener diversas ventajas en comparación con sus contrapartes paralelas al suelo. En este caso, presentan el beneficio de ocupar un muy limitado espacio útil en suelo, por lo que se pueden colocar en menores extensiones de terreno y además hacer uso de este espacio incluso con la infraestructura misma. Debido a que son generalmente impermeabilizados y al operar a mayores profundidades, las características externas como radiación solar son insignificantes en comparación con el flujo de calor propiamente geotérmico [11]. Contrastando con la densidad de espacio que se comentó que se necesita en los arreglos horizontales, se aproxima 1 m de sonda vertical por cada metro cuadrado de superficie habitable para acondicionar.

El costo inicial está aplacado mayoritariamente por la maquinaria de taladrado para las perforaciones verticales, a diferencia de la maquinaria para el gran movimiento de tierras que requiere el formato horizontal. Así, los costos de mantenimiento en los pozos verticales son a menudo mucho menores que en el circuito horizontal debido a su menor riesgo de daños por factores externos y por ende de necesidad de intervención.

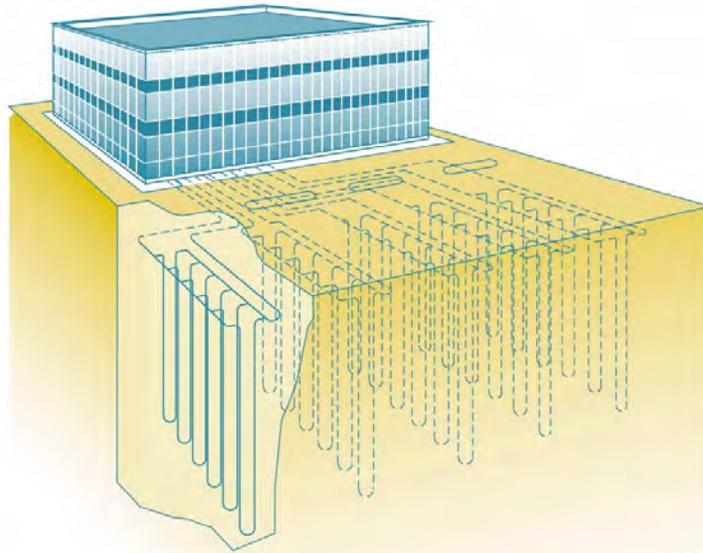


Figura 3.15: Esquema de arreglo de sondas geotérmicas verticales para un edificio comercial.
Fuente: [70]

Como limitaciones de este formato vertical, se encuentran destacadas la distancia mínima de cada una de las sondas geotérmicas entre sí y de algunos elementos constructivos, las exigencias debido a la perforación del suelo, donde dependiendo de la legislación del país a menudo se consideran estas excavaciones como asunto minero, y también el costo del sondeo geotérmico como proceso de estudio e investigación del potencial del suelo de interés. La excavación de este sondeo a menudo se realiza con excavadoras con sistemas de rotopercusión y que son capaces de revestir el pozo recién perforado con una tubería recuperable para estabilizar el terreno [11].

Este sondeo se espera que tenga una duración instalada de al menos 50 años, por lo que los tubos se usan de polietileno de alta densidad, haciendo uso de sus atributos físicos y químicos. Estos tubos se fabrican por extrusión y sin costuras, y se introducen en la perforación ya sean dos o cuatro tubos (una o dos parejas), donde el fluido de trabajo realiza un viaje bidireccional mientras se realiza la transferencia de calor. Estos tubos tienen diámetros exteriores normalizados de 16, 25, 32 o 40 mm y espesores de pared que varían dependiendo de la presión de trabajo del fluido: agua o agua con anticongelante. Este fluido debe ser biodegradable para evitar contaminaciones a los mantos acuíferos en caso de fugas y evitar la corrosión y congelación del sistema del circuito cerrado.

En el proceso de instalación se realizan rigurosos ensayos de presión y de caudal para asegurar la estanquidad del sistema de tubos. Finalmente los sondeos son cementados una vez que la tubería está instalada, haciendo uso de un mortero de arena silíceo calibrada o cemento, bentonita y arena silíceo, desde el fondo hasta la superficie del pozo, asegurando una composición física,

3.5. Implicaciones y beneficios

química y térmicamente eficiente aprovechando al máximo la transferencia de calor del sistema del suelo a la tubería y vice-versa.

3.5. Implicaciones y beneficios

La energía geotérmica, como se ha discutido previamente, está a disposición latente, por lo que podría creerse que es apta para aplicarse en sistemas varios sobre otras aplicaciones de menor eficiencia o mayor consumo energético. Sin embargo, los arreglos tradicionales también tienen sus claras ventajas sobre los sistemas de la naturaleza de la cual se plantea en este trabajo. Por esta razón, se desea realizar un contraste puntual de las implicaciones que conlleva implementar esta tecnología y los beneficios de una BCG, así también los de un sistema de expansión directa como una bomba de calor aerotérmica en formato *minisplit*.

3.5.1. Beneficios técnicos

Los sistemas de aire acondicionado de modalidad *split* o *minisplit* se componen de dos paquetes, uno externo y otro interno al recinto a acondicionar. El externo generalmente incluye el compresor, la válvula de expansión y el condensador, todo contenido en una unidad sencilla de instalar, que estará conectada por líneas de refrigerante a la unidad interna que incluye el intercambiador de evaporación y un sistema de ventilación, también contenido por una única unidad. Esta alternativa se presta de suma comodidad para instalaciones residenciales de pequeña escala, como pueden ser ciertos hoteles de menor tamaño.

En algunos arreglos aún más sencillos que los del formato *split*, son los aires acondicionados de ventana, que son también conocidos como arreglos unitarios, ya que todos los componentes están contenidos en un único paquete. De esta forma, con ayuda de un ventilador, se moviliza el calor a través de la estructura del inmueble. Estas unidades de ventana son utilizadas como soluciones aún más económicas que los *split*, debido a su facilidad de instalación y construcción más sencilla. En ocasiones se implementan en ventanas existentes o se realizan perforaciones de pared, posteriores a la construcción del espacio, por lo que pueden no encontrarse en la localización más eficiente para acondicionar la habitación.

De esta premisa se entiende implícitamente que es un beneficio técnico llevar a cabo el diseño del acondicionamiento de una habitación desde la construcción inicial; o si se implementa de manera posterior, se haga con el criterio técnico para dimensionarlo y colocarlo en la ubicación óptima. Con bombas de calor aerotérmicas (BCA) o geotérmicas tipo *split*, se tiene la flexibilidad de ubicación de instalación, a diferencia de la restricción de las unidades de ventana.

Así también, comparando las BCG y BCA, la alternativa tradicional de aire tiene sus ventajas con su contraparte que usa el potencial del suelo, como por ejemplo que no requiere de estudios de suelo ni excavaciones para ser implementada, por lo que su costo inicial tiende a ser menor. Debido a la naturaleza del sistema, su mantenimiento de elementos mecánicos se lleva a cabo solamente en la máquina misma, sin embargo las BCG tienen su sistema hidráulico de un circuito abierto o cerrado de fluido bajo tierra o en pozos. En los casos donde se tiene un

circuito enterrado o instalado con mortero en un pozo permanente, estos podrán permanecer hasta 30 años sin mantenimiento [11]; sin embargo en pozos hidrotermales como los presentes en este proyecto, se generarán adherencias y depósitos debidos a la dureza de la capa freática, generando un factor importante de mantenimiento adicional que es bastante menor en la BCA.

Como consideraciones donde se considera una ventaja de las BCG sobre las BCA, es que en escenarios de invierno donde se tienen temperaturas exteriores menores a 7°C y humedades relativas mayores a 65 %, es posible que se genere congelación sobre la superficie de intercambio de calor externa [71]. Esto genera disminución en el desempeño del sistema y menor transferencia de calor en modo de calefacción, disminuyendo así también el COP. Este escenario no es un problema para las BCG ya que las temperaturas en el subsuelo se esperan mantener mucho más constantes y sobre el punto de congelación, sin importar la estación.

3.5.2. Beneficios energéticos

Las bombas de calor son especialmente competitivas en comparación con otros sistemas de acondicionamiento, en áreas donde se tienen grandes cargas de enfriamiento en temporadas frías y menores cargas de calefacción en época caliente [4]. La principal razón para esta ventaja de desempeño es debido a que si el recurso externo no logra proveer la energía térmica suficiente, las necesidades en modo de calefacción de los sistemas tradicionales deberán ser suministradas con otros recursos, como en el caso de calentadores de resistencia eléctrica, un horno de gas natural o petróleo.

Los factores EER y COP son aspectos cruciales de comprender para poder contrastar equipos y tecnologías entre sí. Gran cantidad de literatura compara variaciones de estos parámetros debido a la estacionalidad del medio, como el SEER y SCOP, variantes estacionales a los factores anteriores (la S debido a su sigla en inglés de *season*). Estos últimos parámetros son necesarios y más realistas a los primeros debido a que las temperaturas de retorno y de impulsión del sistema pueden variar considerablemente a lo largo del año, y estos brindan una visión general de qué tan eficiente opera un sistema para una temporada completa. Por la generalización de este estudio, cuyo proyecto se ubica en Costa Rica, donde su latitud tropical provee una leve estacionalidad, estas comparaciones estacionales no brindarán un efecto tan marcado en el desempeño de un equipo dado.

Ahora, tomando específicamente en consideración el beneficio geotérmico en las BCG en comparación con las BCA, no se puede menospreciar la principal iniciativa: utilizar calor del subsuelo para aumentar la eficiencia del sistema y disminuir su consumo eléctrico. Para evitar comparaciones subjetivas, se deben dimensionar los rendimientos de estos sistemas en una aplicación en específico. En la figura 3.16 se presentan los resultados de un estudio donde se probó que el COP del ciclo de las BCG es mayor que aquel del ciclo de las BCA, específicamente en aquellas que utilizan como refrigerante el gas R-134a. Esto es esperable debido a que el factor geotérmico es un recurso que permite al sumidero o como foco de calor operar de manera estable y con un potencial constante debido a su gran inercia térmica, a diferencia de la variable temperatura del aire con el que se intercambiaría calor en una BCA.

3.6. Estudio Financiero de Proyectos

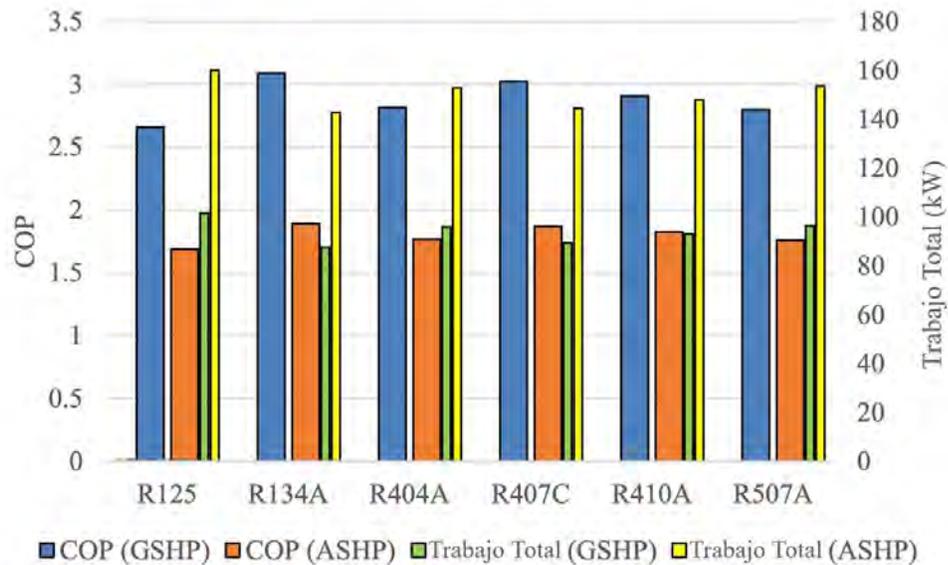


Figura 3.16: Diagrama comparativo entre el COP y el trabajo de operación de tecnologías de BCG (GSHP) y de BCA (ASHP) para distintos refrigerantes. Fuente: [8]

Existen reportes de regiones donde se utiliza gas natural para la calefacción, una medida sumamente efectiva pero costosa, donde la implementación de BCG puede significar hasta un 75 % en la reducción de costos de consumo energético [51], indicando que con estas figuras financieras se puede amortizar la inversión de la infraestructura geotérmica entre 5 y 10 años, contando con un período mínimo de uso de 20 años. También, Lund et al. [72] destacan en su artículo que en Europa se han realizado esfuerzos desde la década de 1980 para establecer el concepto de la factibilidad ambiental y energética de las BCG de suelo. Incluso, tomando en cuenta que es un reporte del 2004 donde existía tecnología menos avanzada que la presente en la actualidad, se destaca que para cada kWh de calefacción o de enfriamiento, se requerían entonces 0.22 a 0.35 kWh de electricidad, lo cual es entre un 30 y 50 % menor consumo que una BCA.

3.6. Estudio Financiero de Proyectos

Para llevar a cabo los proyectos que involucren el desarrollo de tecnologías para el aprovechamiento de recursos geotérmicos, es necesario tener claro los enfoques y herramientas necesarias para determinar si estos proyectos son viables o no a la hora de su implementación. Como se ha comentado en la sección 3.5 el uso de equipos cada vez más eficientes, como las BCG, pueden generar atracciones a nivel capital que mejoran los rendimientos de los proyectos. Si un estudio financiero es correctamente ejecutado, se puede evidenciar el beneficio en el transcurso del tiempo desde el anteproyecto. Los proyectos geotérmicos cuentan con una serie de rubros que son específicos en comparación con otros proyectos civiles, como los trabajos de perforaciones o movimientos de tierra para la instalación de las configuraciones geotermales; o también los análisis de suelos, aguas y otros según los requerimientos para validar el anteproyecto. Diversos

indicadores financieros brindan información sobre las proyecciones a la hora de desarrollar un proyecto de implementación de tecnología presentada a lo largo del capítulo 3.

3.6.1. Valor Actual Neto (VAN)

El valor actual neto es un indicador que permite llevar los flujos de dinero de un proyecto a lo largo de sus periodos de ejecución, hacia el año 0 (antes de comenzar su implementación), lo cual permite entender en un valor presente si este va a ser viable.

$$\text{VAN} = \left[\sum_{t=1}^n \text{FE}(t) \cdot (1+i)^{-t} \right] + I(0) \quad (3.2)$$

Donde:

- VAN: Valor Actual Neto
- FE(t): flujo neto efectivo del período t
- *i*: tasa de interés mínima aceptable (TMAR)
- *n*: número de periodos de vida útil del proyecto (años)
- I(0): inversión inicial neta

Los flujos efectivos netos periódicos que presenta la ecuación (3.2) presentada por [73] deben ser calculados para cada uno de los años basados en los gastos e ingresos para cada periodo como un flujo neto. Este indicador permite llevar a valor actual, los flujos de dinero a lo largo de la vida del proyecto.

La inversión inicial (costos civiles, mecánicos y eléctricos), la instalación y la puesta en marcha de los equipos, se consideran los costos en el año 0, mientras que algunos de los rubros que deben ser trasladados al año 0 son los costos de operación y costos de mantenimiento [74]. Para que este indicador sea favorable al proyecto, el resultado debe ser mayor o igual a cero, lo que representa que a lo largo del periodo del proyecto hay beneficio contra la inversión necesaria para este [75].

3.6.2. Tasa Interna de Retorno (TIR)

Este indicador lo que representa es la tasa de interés que genera que el VAN sea igual a 0 [73]. Basados en esta definición, se utiliza la siguiente ecuación:

$$\frac{\sum_{t=0}^n \text{FE}(t)}{(1 - \text{TIR})^t} = \text{VAN} = 0 \quad (3.3)$$

Donde:

- TIR: Tasa Interna de Retorno

Tasa Mínima Aceptable de Retorno (TMAR)

- VAN: Valor Actual Neto
- FE(t): flujo neto efectivo del período t
- n : número de períodos de vida útil del proyecto (años)

Como se puede evidenciar en ambos indicadores, la tasa de interés es una variable que toma mucho peso a la hora de valorar la viabilidad de un proyecto. Para poder afrontar los costos de implementación de las tecnologías geotérmicas, diversos fondos de inversión se han enfocado en lograr tasas de interés atractivas para los desarrolladores de proyectos con beneficio ambiental. Como se evidencia en este trabajo final de graduación, la geotermia brinda interés en inversiones que impulsan el desarrollo de tecnologías de energía renovable.

3.6.3. Tasa Mínima Aceptable de Retorno (TMAR)

La TMAR es un parámetro que da referencia al riesgo de la inversión en un proyecto y genera una expectativa con respecto al desempeño financiero de este. Está compuesto por la suma de la inflación y la tasa de interés como muestra la ecuación (3.4) [76].

$$\text{TMAR} = i + e \quad (3.4)$$

Donde:

- TMAR: Tasa Mínima Aceptable de Retorno
- i : Tasa de interés
- e : Tasa de inflación

Para que el proyecto sea atractivo a la inversión en cuanto a su capacidad de retorno, el TIR debe tener un valor igual o mayor al TMAR. De lo contrario el riesgo de la inversión en el proyecto puede ser muy alto y dependiendo del inversionista puede generar poca atracción.

4. Metodología

4.1. Registro de variables climatológicas del entorno de la localización geográfica: Venecia, San Carlos

Las variables climatológicas recolectadas para la localización específica en la que se ubica en Hotel Recreo Verde sirvieron como referencia para poder desarrollar el cálculo de cargas térmicas correspondientes. Estos datos se registraron y se analizaron posteriormente para poder tomar decisiones en cuanto a temperaturas de diseño críticas tanto para calefacción como enfriamiento. El registro de las variables climatológicas utilizadas proveen del proyecto interno, el cual cuenta con información de dos variables climatológicas principales: temperatura de bulbo seco ($^{\circ}\text{C}$) y humedad relativa ($\%HR$). El periodo que contempla estos datos, comprende desde el primero de enero del año 2015 hasta el treinta y uno de diciembre del año 2019. Con esta extensión de datos, se puede hacer las relaciones y tendencias mensuales en cuanto a temperatura y humedad relativa en la zona donde se ubica el Hotel Recreo Verde.

Para poder extender las capacidades de información en cuanto a variables climatológicas, se buscó obtener la temperatura de bulbo húmedo. La ecuación de Stull permite generar una aproximación a obtener esta variable conociendo tanto la temperatura de bulbo seco como humedad relativa, las cuales ya se tienen gracias a los datos proporcionados. Esta ecuación se implementó para no incurrir relaciones complejas e iterativas para determinar temperatura de bulbo húmedo en función de la temperatura de bulbo seco y humedad relativa.

$$T_{bh} = T \cdot \text{atan}[0.151\ 977(HR\ \% + 8.313\ 659)^{1/2}] + \text{atan}(T + HR\ \%) - \text{atan}(HR\ \% - 1.676\ 331) + 0.003\ 918\ 38 \cdot (HR\ \%)^{3/2} \cdot \text{atan}(0.023\ 101 \cdot HR\ \%) - 4.686\ 035 \quad (4.1)$$

donde:

- T: temperatura de bulbo seco ($^{\circ}\text{C}$)
- HR %: porcentaje de humedad relativa (%)
- atan: arco tangente (rad)
- T_{bh} : temperatura de bulbo húmedo ($^{\circ}\text{C}$)

Esta ecuación (4.1) tiene la limitante de que está generada explícitamente para una presión atmosférica de 101.325 kPa. Como los datos disponibles se obtuvieron para una altitud de 583

4.1. Registro de variables climatológicas del entorno de la localización geográfica: Venecia, San Carlos

m.s.n.m, se tiene una presión atmosférica de referencia de alrededor de 94.515 kPa. Stull [77] muestra los resultados de la aproximación de temperatura de bulbo húmedo utilizando la ecuación (4.1) para diferentes presiones atmosféricas en función de los parámetros temperatura de bulbo seco y porcentaje de humedad relativa.

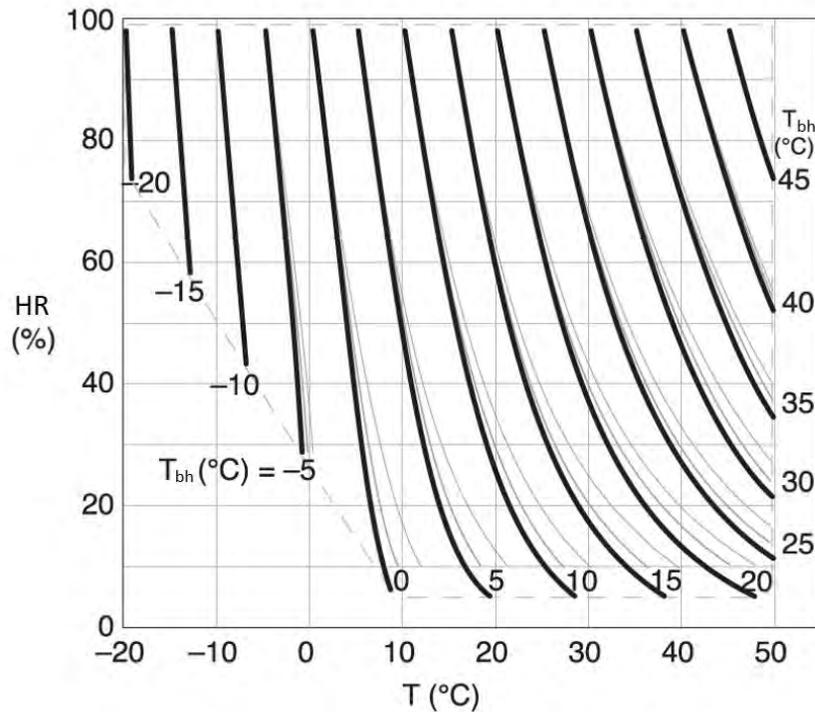


Figura 4.1: Isopletas de T_{bh} (curvas gruesas negras) vs HR % y T obtenidas de Eq (4.1). Fuente: Adaptado de [77]

En la figura 4.1 se pueden observar las líneas gruesas que representan temperaturas de bulbo húmedo para distintas temperaturas de bulbo seco y humedad relativa para la presión atmosférica validada que corresponde a 101.325 kPa. Las líneas grises delgadas representan los valores de temperatura de bulbo húmedo pero para los casos en que se tienen presiones atmosféricas de 80 kPa y 60 kPa respectivamente. Se puede observar que al aumentar la humedad relativa, el error contra las líneas de referencia en cuanto al uso de la ecuación (4.1) disminuye al igual que cuando la presión se acerca a la presión de referencia que es una atmósfera. Tomando en consideración que la presión atmosférica para los datos de clima disponibles varía solamente en menos de 8 kPa y según los datos obtenidos la humedad relativa no tiende a bajar del 50% más que en casos particulares. Debido a esto, se procede a utilizar la ecuación de Stull para obtener valores de temperatura de bulbo húmedo. Se utilizaron los datos de las variables de temperatura de bulbo húmedo obtenidas mediante la ecuación (4.1) para los cálculos que requieran de esta variable.

4.2. Caracterización de los recintos: medidas, construcción y ocupación

Como parte de los datos que debieron ser recolectados para poder generar el diseño del sistema de acondicionamiento de los espacios del Hotel Recreo Verde, es necesario comprender los espacios a acondicionar en cuando a características, dimensiones y condiciones que se encuentran específicamente para estos espacios. Se cuenta con dos modelos generales de cabañas las cuales varían sus dimensiones, características y comodidades en función de la capacidad de ocupación. El hotel cuenta con cabañas de ocupación para 4 y 6 personas, siendo 5 unidades del primer tipo y 4 unidades del segundo tipo.

La disposición de estas cabañas dentro del terreno del hotel, se da según sea su capacidad. Las cabañas de 4 personas se encuentran agrupadas en un área, al igual que las cabañas de 6 personas que se encuentran agrupadas en una zona aparte. En la figura 4.2 se puede observar una agrupación de las cabañas para 4 personas. Todas las habitaciones se encuentran inmersas dentro de un terreno cubierto de vegetación que propicia sombra durante del día. Las características constructivas como se presentan ambos tipos son prácticamente idénticas.



Figura 4.2: Disposición de cabañas para 4 personas del Hotel Recreo Verde.

Es necesario tener claro la distribución y dimensionamiento del espacio interno de las habitaciones, para así poder tomar algunas consideraciones necesarias de diseño del acondicionamiento. En cuanto a comodidades, la diferencia entre las habitaciones se resume en dos camas tipo camarote para aumentar la capacidad de la cabaña de 4 a 6 personas. Por otro lado, se cuentan

4.2. Caracterización de los recintos: medidas, construcción y ocupación

con equipamientos como cocina de gas, refrigeradora, máquina para hacer café y un microondas. Estas características se pueden apreciar con mayor claridad en la figura 4.3 que muestra el interior de una de las cabinas con ocupación para 6 personas.



Figura 4.3: Interior de cabinas con capacidad para 6 personas.

Todos los equipos y comodidades con las que cuenta cada cabina, son estudiados con el fin de entender, cuantificar y planificar el desarrollo del diseño del sistema de climatización del espacio.

En las visitas de campo al Hotel Recreo Verde, se buscó comprender los aspectos constructivos de las cabañas, tanto en los materiales utilizados como en el diseño de las mismas. Estas habitaciones no fueron construidas para operar con un equipo de acondicionamiento, por lo que aspectos importantes para la eficiencia como la hermeticidad y el aislamiento térmico, no fueron contemplados.

4.2. Caracterización de los recintos: medidas, construcción y ocupación



Figura 4.4: Identificación de zonas de fuga de aire en cabinas del Hotel Recreo Verde.

Se realizó el ejercicio de apagar las luces de la cabaña durante el día para identificar con facilidad los puntos de fuga de aire. En la figura 4.4 se evidencian dos zonas con iluminación que implican aberturas hacia el exterior y los cuales es crucial atender: las pequeñas hendidias que tienen las ventanas, y los espacios entre la lámina del techo de la cabina y la estructura de la pared de madera. Una vez identificados estos puntos, se buscó solucionar estas falencias de construcción para que se acople a un espacio optimizado para ser acondicionado proponiendo mejoras constructivas tanto en el techo como la ventanería. Con esto, se puede tener un diseño más eficiente del sistema de acondicionamiento de aire.

Posteriormente al levantamiento dimensional y arquitectónico en sitio de las habitaciones de 4 y 6 personas, se generó un plano para cada tipo de habitación. Así se establece la distribución de áreas y futuras consideraciones tanto de cálculo de carga como de diseño del sistema mecánico. El dimensionamiento y distribución de espacios en las habitaciones se observa en las figuras 4.5 y 4.6.

4.2. Caracterización de los recintos: medidas, construcción y ocupación

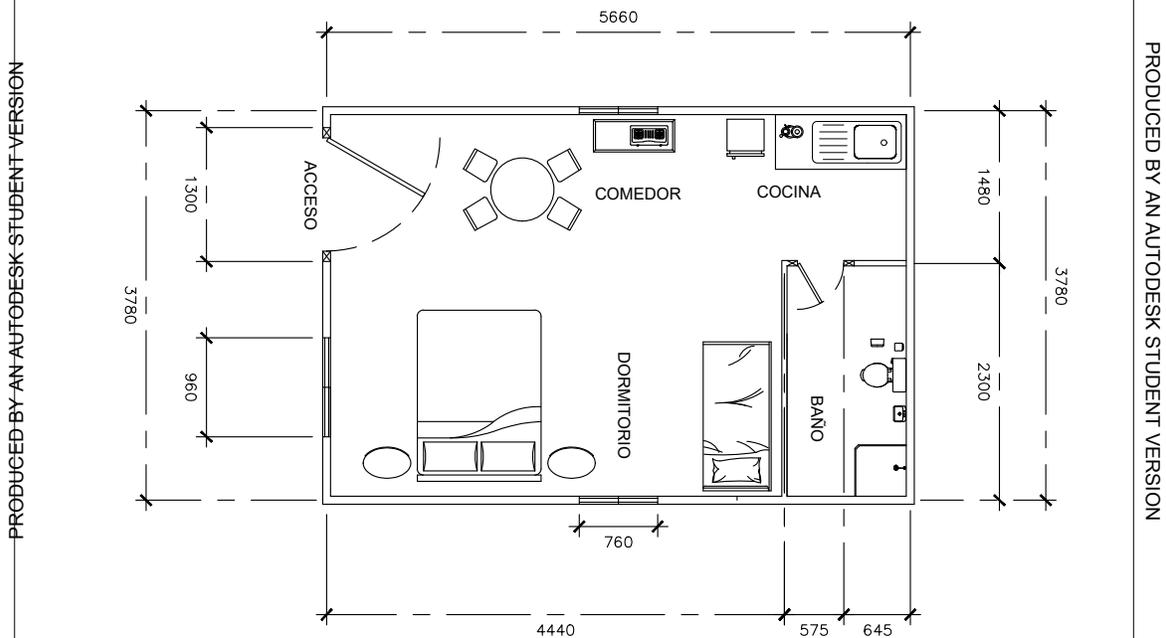


Figura 4.5: Vista de planta de habitaciones para 4 personas. Dimensiones en cm

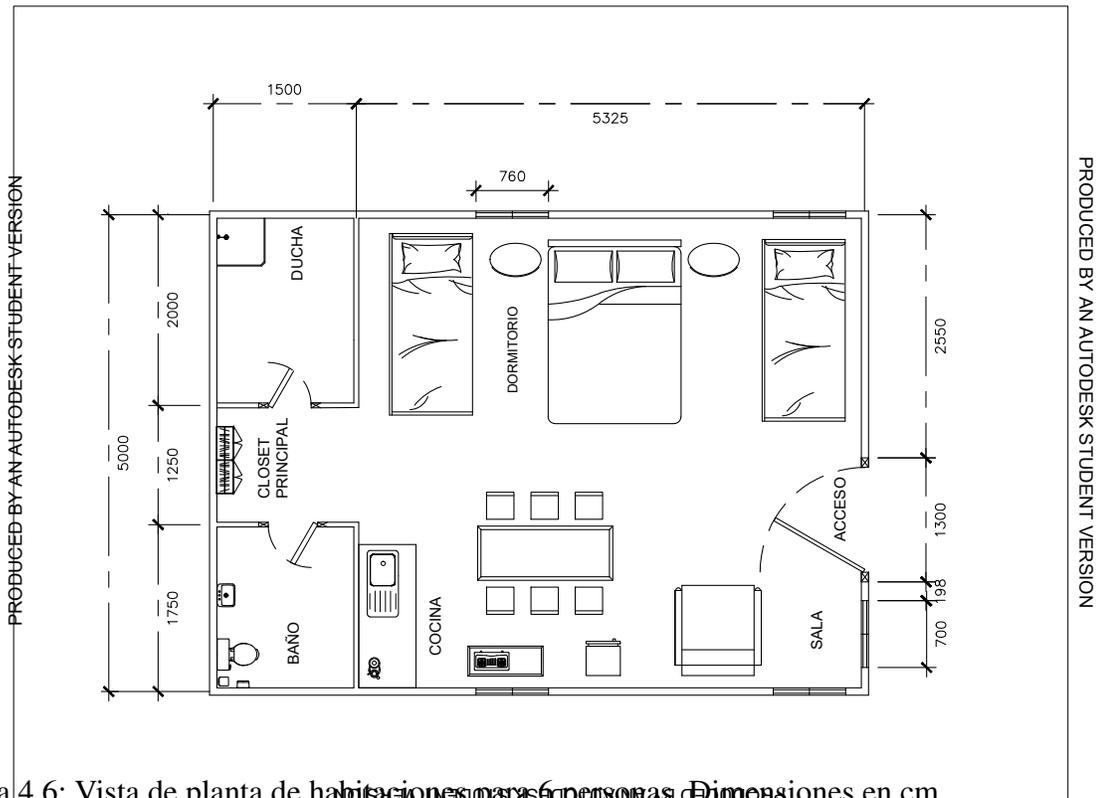


Figura 4.6: Vista de planta de habitaciones para 6 personas. Dimensiones en cm

En ambos casos se consideraron las zonas del baño y ducha por fuera del área efectiva de acondicionamiento ya que estos espacios solamente serán tratados como zonas ventiladas naturalmente. Por lo tanto se utilizó un área efectiva a acondicionar de 18.6 m^2 para la habitación de 4

4.3. Cálculo de carga térmica

personas y un área de 26.5 m² para la habitación de 6 personas. Para la habitación de 4 personas se tienen solamente 2 ventanas en las paredes laterales de la habitación y una en la pared frontal donde se da el acceso todas de iguales dimensiones. Para la habitación de 6 personas se tiene un total de 4 ventanas en los costados de la habitación con una en la cara frontal de la habitación de igual forma. Esta ventana en la cara frontal se pronostica que no tendrá un efecto importante en la carga térmica de la habitación ya que siempre está cubierta por el techo extendido que poseen las habitaciones como se muestra en la figura 4.2 y por esta razón la carga por radiación solar se consideró despreciable.

4.3. Cálculo de carga térmica

Tomando en consideración las alternativas disponibles en la literatura para el cálculo de carga térmica, se considera de primera mano realizar dicho ejercicio mediante el método CLTD. Este método de cálculo manual, recurre a suposiciones, correcciones y tablas previamente generadas que son referentes a latitudes, fechas y condiciones específicas de diseño. Por esto, si las condiciones de estudio no se asemejan de manera cercana a las de las tablas, se pueden incurrir en errores conceptuales de cálculo.

En el proceso de cálculo de carga, se comenzaron a interpretar y procesar los datos de clima. La base de datos, que incluye solo temperatura de bulbo seco y humedad relativa hora a hora, debe ser estudiada y procesada en estrecha cercanía a la información que requiere el método de cálculo de carga térmica escogido. En el método manual del CLTD, se ha determinado que la hora crítica es a las 15:00 para 10° latitud norte [78]. En caso de que exista una base de datos de clima, este método involucraría el desaprovechamiento de un amplio recurso de información, ya que la misma proveería datos a todas horas durante un período extendido. Con esta información completa se podría identificar una hora crítica para diseño distinta a la que el método CLTD da por defecto. En este caso, se tiene una base de datos con información desde enero 2015 hasta diciembre 2019.

Adicionalmente, el método CLTD busca categorizar la construcción de los espacios a acondicionar dentro de categorías (i.e. tipo de pared 1, 2 o 3; zona tipo A, B o C) basado en las características constructivas y su ensamblaje. Al intentar ajustar el modelo real de las habitaciones a este esquema, se pueden perder características que determinen el comportamiento real constructivo del recinto en estudio.

Con esto explicado anteriormente, se procederá a hacer el estudio de cálculo de cargas por medio de un método alternativo, específicamente el método SRT. Este método, además de las ventajas con las que cuenta en contraste el método CLTD, brinda información más completa, como cargas horarias y no solamente la condición en el caso de carga pico.

Se ejecutará el tratamiento de los datos de clima disponibles según la sección de cálculo de las condiciones de diseño del ASHRAE Handbook [24]. Existen varios parámetros de las condiciones ambientales que pueden ser considerados para el cálculo de las condiciones de diseño, como temperatura de bulbo seco, temperatura de bulbo húmedo, velocidad del viento y punto de rocío. En este caso, dado que las variables climatológicas a disponer serán temperatura de bulbo

4.3. Cálculo de carga térmica

seco y temperatura de bulbo húmedo, se utilizarán estas dos para la determinación de cálculo de cargas.

Se procesarán los datos obtenidos en la Base de Datos Climatológicos referenciada en la sección 4.1 para definir el mes más caliente y más frío. Estos se obtendrán promediando la temperatura de bulbo seco para enfriamiento y calefacción respectivamente, así como sus rangos diarios de temperatura.

$$RD = T_{max,BS} - T_{min,BS} \quad (4.2)$$

Donde:

- RD : Rango diario
- $T_{max,BS}$: Temperatura máxima bulbo seco
- $T_{min,BS}$: Temperatura mínima bulbo seco

Una vez determinados estos dos meses de estudio críticos para ambos escenarios, se determina un percentil de ocurrencia acumulativo anual basado en la recomendación de ASHRAE. Este asegurará las condiciones de diseño basadas en las probabilidades representativas de ocurrencia, sin ser específico en diseñar en el momento más crítico con la carga pico, que ocurre muy ocasionalmente. Tomar este enfoque evita sobredimensionar la carga para la aplicación.

$$P_{2.0} = \frac{n \cdot i}{100} \quad (4.3)$$

Donde:

- $P_{2.0}$: posición de dato de temperatura de ocurrencia al percentil 2.0
- n : es el número de datos u ocasiones de la base de datos
- i : es el percentil de ocurrencia de corte del cual no se considera la ocurrencia de condiciones más críticas

Con esto, se busca un balance donde la selección de probabilidad no sea tan conservadora (como el percentil 0.4, donde solamente 0.4% del tiempo las condiciones van a ser más críticas), ni tampoco poco exigente (como el percentil 10.0, donde se puede subestimar la carga ya que en el 10% de ocurrencias las condiciones van a ser más críticas). A partir de esto, para el cálculo de carga, se seleccionó el percentil 2.0 para enfriamiento, el cual representa que para un mes de 30 días (720 horas), solo 14 horas van a representar condiciones más críticas. Para calefacción, se tiene el percentil 98.0 que indica que solamente un 2% de las horas del mes van a tener temperaturas menores o más críticas a la temperatura de diseño promedio para ese mes.

El cálculo mediante el método SRT se abordó por medio del diseño de condiciones mensuales. Se manipularon las lecturas para obtener los datos de interés para el procedimiento: promedios mensuales de temperatura bulbo seco y temperatura de bulbo húmedo coincidente (BHC) con el bulbo seco anterior, ambas en unidades °F para coincidir con la metodología de ASHRAE. Paralelamente, se considera la altitud y presión barométrica correspondiente.

4.3. Cálculo de carga térmica

Cálculo para enfriamiento

Para el cálculo de carga para enfriamiento, se calcula de la base de datos climatológica el rango diario del BS y del BH para el mes crítico de diseño. Las condiciones de diseño para el confort en las habitaciones se toman como 73°F BS y 50%HR, y no se considera reposición de aire externo debido a que las infiltraciones en habitaciones de este tamaño generalmente son suficientes para cumplir con la norma ASHRAE 62.1 dada el área equivalente y la ocupación máxima del espacio. Según la tabla 2 de este documento, titulada “Requerimientos de Aire Exterior para Ventilación” se solicitan al menos 15 cfm/persona en dormitorios y habitaciones de hoteles [18]. Esto resulta en 90 cfm en la habitación de 6 personas y 60 cfm en la habitación de 4 personas.

Para determinar la carga térmica, se trabaja estrechamente con el manual de ASHRAE (*Handbook - Fundamentals*) [24]. Para la carga por ocupación de personas, se considerará la posibilidad de una baja actividad internamente debido a la aplicación de ser una habitación de hotel dedicada al descanso, con lo que se categoriza como trabajo de oficina moderadamente activo según la tabla 1 del capítulo 18 de este manual [24]. Esta actividad contempla 250 Btu/h de carga sensible y 200 Btu/h de carga latente por ocupante. Para la habitación de 6 personas, que tiene un área de 285 ft², se tiene un área 47.5 ft²/persona. De este manera, esta literatura indica en la tabla 14 del mismo capítulo 18, un aporte 58 % radiante y 42 % convectivo por la distribución de cargas por personas [24].

Para los aportes a cargas térmicas de iluminación, se considera un caso crítico de una lámpara con bombillo de 120 W central y dos mesas de noche con cada una una luminaria de 60 W. Con esto, se determina una carga unitaria por área de 0.8 W/ft². El porcentaje radiante para una luminaria incandescente en cielo es de un 95 % según la tabla 3 del capítulo 19 del mismo manual [24]. Correspondiente a equipo, en la habitación se encuentra una cafetera, un refrigerador y una cocineta de gas. A continuación se enumeran sus características, considerando de las tablas 5A y 5C del capítulo 18, sus factores de uso F_{uso} que proporciona la ocurrencia de uso y F_{rad} que cuantifica el porcentaje promedio de energía que se irradia como calor.

- **Cafetera:** potencia nominal, 1000 W. $F_{uso} = 0.09$, $F_{rad} = 0.17$.
- **Refrigerador:** potencia nominal, 110 W. $F_{uso} = 0.25$, $F_{rad} = 1.00$.
- **Cocineta:** potencia nominal, 3500 W (equivalente a 3000 kcal). $F_{uso} = 0.02$ (30 min/día), $F_{rad} = 0.25$.

Concluyendo los factores que se consideran en el método SRT, según el procedimiento se tiene la fenestración, que se determina como tipo 1A al ser ventanas de rejilla abierta a 45°. Con esto, de la tabla 14, capítulo 18, se tiene que la transferencia de calor por conducción a través de la ventanería es de 33 %. A partir de esta caracterización, se considera la programación de ganancia de calor interna en la habitación como sigue:

- **Personas:** 100 % en cualquier momento. Se tiene el criterio de que esta carga va a ser segura de 8pm a 8am, sin embargo en cualquier momento pueden estar 100 % ocupados, por lo que se considera que es prudente diseñar con este análisis.

4.4. Análisis de transferencia de calor en el intercambiador de calor

- **Iluminación:** 0% en apagado, 50% en mesas de noche (120 W de 240 W), 50% en luz central, y 100% todas las luces.
- **Equipo:** 2% en refrigerador, 25% en refrigerador y cafetera, 75% refrigerador y cocineta, 100% refrigerador, cafetera y cocineta. Se consideran los horarios típicos de ocupación. El caso crítico entonces se genera cuando esté 100% ocupado, luces encendidas y equipo operando.

El valor será tomado como la carga de diseño para enfriamiento en la selección del equipo de acondicionamiento, aquel que sea mayor a la hora de hacer el análisis de cargas diarias para el mes de diseño seleccionado.

Cálculo para calefacción

Para el cálculo de carga para calefacción, se tiene la misma estructura de cálculo que en enfriamiento con algunos cambios en el procedimiento y el aborde del cálculo. Las condiciones de diseño para las condiciones interiores de confort en las habitaciones cambian a 76°F y 30%HR, Respecto a la ocupación, un 50% de la capacidad de personas dentro del recinto genera menor calor y un caso más crítico, para un total de 2 personas en las habitaciones pequeñas y 3 en las grandes. Los demás aspectos que deben ser considerados en el cálculo de la carga térmica, como por ejemplo cargas internas por equipo e iluminación se mantienen con la misma utilización que en el caso de enfriamiento, solamente que en este caso es crítico cuando ambos rubros aportan la menor cantidad de calor a la habitación. Se tomará como carga máxima de calefacción en el sistema de acondicionamiento, el momento del día cuando esta tenga el valor más negativo. Este valor será tomado como la carga de diseño para calefacción en la selección del equipo de acondicionamiento. Tanto el cálculo de cargas para calefacción como para enfriamiento en las cabañas del Hotel Recreo Verde van a ser calculadas según el procedimiento presentado por [29] el cual se traduce a una hoja programada del software Excel.

Según el procedimiento SRT para el caso de calefacción, es necesario interpretar si se toma el caso más crítico posible en el cálculo de calefacción el cual requiere que no se considere el aporte de las cargas solares durante el día ya que disminuye la carga total de calefacción necesaria [24]. Dependiendo de los resultados obtenidos a la hora del cálculo de carga térmica, se verá el efecto que tiene esta variable solar para determinar si se puede despreciar y asumir el caso más crítico para la selección de equipo.

4.4. Análisis de transferencia de calor en el intercambiador de calor

En esta sección se discutirá la metodología para elaborar el análisis de energía del pozo geotérmico a utilizar para diseño del sistema de climatización en el Hotel Recreo Verde.

4.4.1. Caracterización del sistema pozo-intercambiador

Para la aplicación del recurso geotérmico disponible en el Hotel Recreo Verde, se identificó el pozo denominado PO-01, el cual es utilizado actualmente para la alimentación de una piscina para balneología y cuenta con la característica de ser de tipo surgente a diferencia de los otros dos pozos perforados con los que también cuenta el hotel los cuales se denominan PO-02 y PO-03. Al ser un pozo de tipo surgente, se tomó una prueba de aforo para estimar el flujo natural con el que cuentan el sistema hidrotermal presente basado en un volumen constante y el tiempo requerido para llenarlo como se muestra en el cuadro 4.1

Cuadro 4.1: Toma de aforo para pozo PO-01. Fuente: [58]

Iteración	Tiempo (s)	Volumen (L)	Caudal (L/s)
1	12.91	20	1.55
2	9.32	20	2.15
3	9.15	20	2.19
4	8.51	20	2.35
5	8.45	20	2.37
6	9.59	20	2.09
7	11.36	20	1.76
8	11.39	20	1.76
9	13.69	20	1.46
10	12.45	20	1.61

Se tomaron los datos de temperatura del pozo PO-01 basados en el perfil térmico del PO-03 que se determinan al ingresar un sensor de temperatura y registrar datos de temperatura cada 2 m de profundidad como muestra la figura 4.7. Al ser el pozo PO-01 de tipo surgente, este está auto contenido y presenta importantes retos para poder ingresar un sensor de temperatura que permita entender su perfil térmico.

Caracterización del sistema pozo-intercambiador

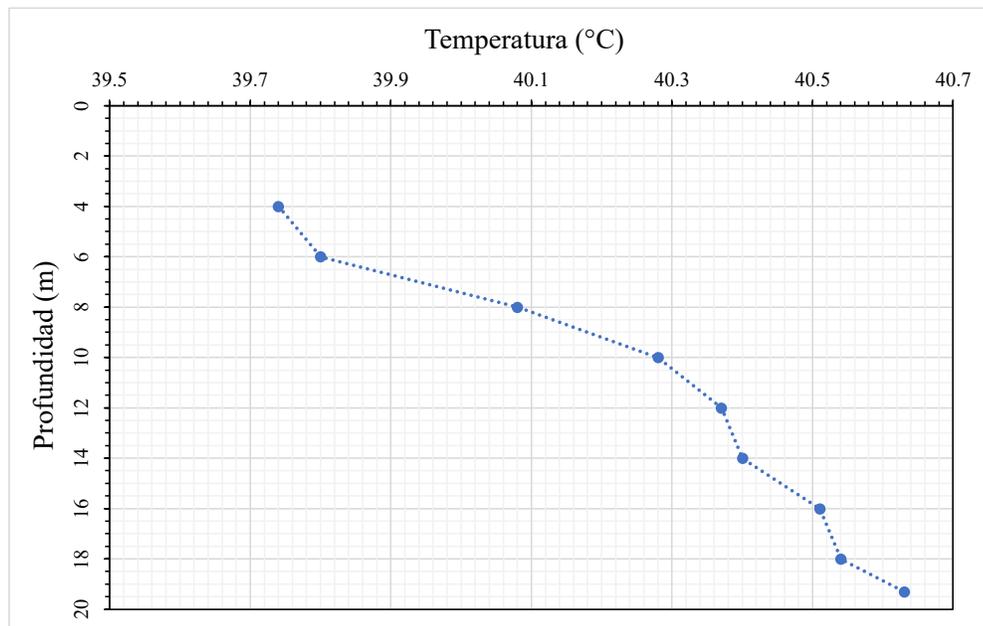


Figura 4.7: Temperaturas de Pozo PO-03 según su profundidad. Fuente: Adaptado de [58]

Considerando que el PO-01 tiene una profundidad de alrededor de 20 metros y un diámetro de 6 pulgadas, se toma su temperatura promedio con respecto a los datos presentados lo que resulta en una temperatura de 40.3°C . Para la instalación del sistema de intercambiador de calor para el aprovechamiento del recurso geotérmico del PO-01, se planteó un tubo en U conectado al sistema de acondicionamiento para la debida distribución del calor.

El modelo de simulación corresponde al propuesto en la figura 4.8. Este modelo aproxima las condiciones reales del pozo en conjunto con el intercambiador de calor para estudiar esa transferencia de calor en el sistema. El modelo está dividido en secciones que se encontrarían en el sistema físico real:

- Tubo en U
- Pozo geotérmico
- Suelo
- Fluido caloportador

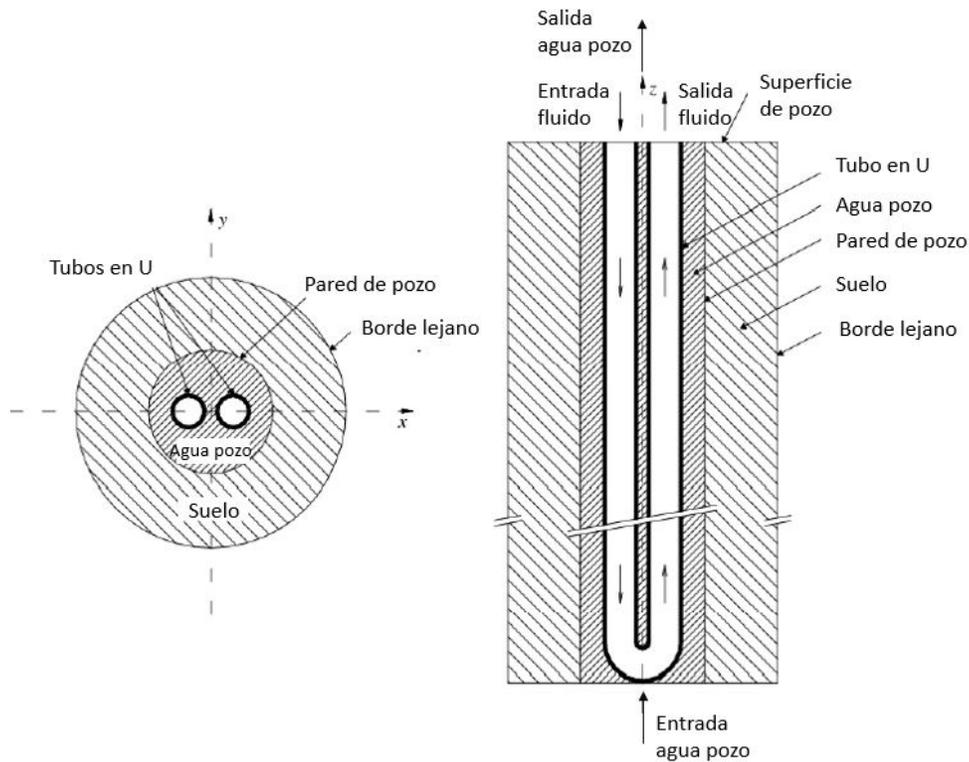


Figura 4.8: Diagrama del sistema Pozo-Intercambiador. Fuente: Adaptado de [79]

El volumen de control que se delimitó para el estudio de transferencia en el sistema comprende los elementos; tubo en U, pozo geotérmico, fluido caloportador. En la simulación energética se eliminaron variables y parámetros desconocidos para el modelo, como por ejemplo la exclusión del suelo y el borde lejano. En caso de que este se fuese a considerar en el modelo energético, se necesitaría contar con datos que son actualmente desconocidos, como la permeabilidad del agua y el perfil hídrico el pozo surgente, valores que pueden variar con el tiempo y que variarían la conductividad térmica por la saturación del suelo por ejemplo.

4.4.2. Análisis energético

Basándose en la configuración del intercambiador en U vertical a utilizar en el pozo PO-01, se buscó utilizar un método de análisis de intercambio de calor basándose en el método de Efectividad-NTU. Al aproximar el sistema real de pozo-intercambiador al diagrama presentado por la figura 4.8, se simplificó el sistema a un intercambiador de calor de coraza y tubos para su análisis térmico, donde la coraza es el pozo, y el fluido contenido será el agua del pozo forzado por su naturaleza surgente. Por el otro lado el tubo de dos pasos dado por el intercambiador de calor en U vertical con su respectivo fluido caloportador interno en este caso agua, que estará acoplado al sistema de climatización.

Los parámetros conocidos de operación normal del recurso geotérmico debieron encontrarse como valores de entrada para el cálculo térmico así como los parámetros iniciales de operación

Análisis energético

en el circuito cerrado con el fin ir obteniendo las variables necesarias al aplicar la metodología y encontrar el diferencial de temperatura que aporta el recurso geotérmico a la salida del circuito cerrado. El cuadro 4.2 muestra los parámetros conocidos de entrada en el pozo geotérmico y para el desarrollo del cálculo de transferencia de calor.

Cuadro 4.2: Parámetros de entrada del pozo geotérmico PO-01 y tubo en U

Parámetro	Agua del pozo geotérmico	Fluido del tubo en U
Temperatura de entrada (°C)	40.3	22.00
Caudal (m ³ /s)	0.001 946	0.001 9

La temperatura de entrada se tomó como el agua de pozo de entrada, tomando como referencia el gradiente el perfil térmico del Hotel Recreo Verde presentado en la figura 4.7. En el caso del caudal de entrada, se utilizó el dato promedio del caudal obtenido de la muestra de datos de aforo presentados en el cuadro 4.1. Para los parámetros de entrada del intercambiador de tubo en U que estará interconectado, se debió definir el fluido caloportador del sistema hidráulico que va a trabajar. Una vez definido este, se propone la temperatura del fluido de entrada al intercambiador. En el caso de la temperatura de entrada al intercambiador, este se define según los requerimientos de operación dada la carga térmica ya sea por calefacción o por enfriamiento de las unidades exteriores cuando esté operando de forma estable. Se utiliza una equivalencia de caudal de 3 gpm por cada tonelada de carga térmica que se traducen en un caudal de 0.0019 m³/s considerando 10 toneladas de carga. Los valores de caudal y temperatura para la operación del circuito hidráulico deben ser verificados luego del cálculo de carga térmica, asegurando que estos valores cumplan con las condiciones de operación esperadas una vez seleccionado la BCG. El diámetro de la tubería utilizada para el intercambiador en U se aproxima con base en el caudal proyectado para cumplir la transferencia de calor presentado. Para este valor de flujo, se espera que el diámetro de tubería esté en el rango de 1¹/₄ a 2 pulg. Este parámetro debió ser definido como un valor de entrada para poder establecer un prediseño del intercambiador en U y proceder con el cálculo del método Efectividad-NTU.

Una vez establecidos los parámetros de entrada y el tipo de fluido, se establecieron las propiedades termo-físicas que permiten desarrollar el análisis de transferencia de calor como muestra el cuadro 4.3.

Cuadro 4.3: Propiedades de los fluidos del sistema intercambiador-pozo

Parámetro	Agua del pozo geotérmico	Fluido del tubo en U
Calor específico (J/kg)	4179	4182
Densidad (kg/m ³)	992	998
Viscosidad dinámica (kg·s /m)	0.000 653	0.001 003
Conductividad térmica (W/m°C)	0.631	0.598
Número de Prandtl	4.32	7.01

Para poder desarrollar las ecuaciones que describen el modo de transferencia de calor, se presenta el diagrama de la figura 2.8 que muestra la interacción de los elementos involucrados en el

sistema real. Con las dimensiones del intercambiador de calor establecidas y con las propiedades y condiciones de entrada de los fluidos del sistema intercambiador-pozo, se utiliza la ecuación (2.10) considerando que el tipo de flujo es forzado interno tanto para el fluido caloportador como el agua del pozo surgente. Dependiendo del régimen del fluido se determinará el número de Nusselt para encontrar el coeficiente de convección interno y externo del sistema. Al ser los fluidos forzados y de baja viscosidad se espera que su comportamiento sea de carácter turbulento por lo tanto para encontrar el número de Nusselt se utilizará la ecuación (4.4) de Gnielinski para flujos turbulentos forzados internos tanto en tubería lisa como áspera en donde Re es el número de Reynolds, Pr es el número de Prandtl y f corresponde al factor de fricción. Esta ecuación tiene un porcentaje de error menor al 10% en comparación con otras como la de Chilton-Colburn por ejemplo [14].

$$Nu = \frac{(f/8)(Re - 1000)Pr}{1 + 12.7(f/8)^{0.5}(Pr^{2/3} - 1)} \quad (4.4)$$

Una vez determinado el número de Nusselt se procedió al cálculo de los coeficientes de convección tanto internos como externos los cuáles se obtienen mediante la ecuación (2.9). Para cada caso correspondiente la longitud característica en la ecuación es el diámetro tanto interno como externo según el coeficiente correspondiente que se esté buscando.

Para la selección del material del tubo intercambiador en U, se hizo un análisis de materiales decidir con respecto a sus beneficios para el proyecto: tubería de hierro negro (también abreviada HN), y tubería de polietileno de alta densidad (abreviada HDPE o *High Density Polyethylene* por sus siglas en inglés). En el cuadro 4.4 se detallan algunas ventajas y desventajas que presentan los distintos materiales evaluados:

Cuadro 4.4: Ventajas y desventajas de las opciones de materiales para intercambiador vertical en U.

	Beneficios	Debilidades
Acero	<ol style="list-style-type: none"> 1. Alta conductividad térmica 2. Resistencia para altas presiones 3. Alta resistencia mecánica 	<ol style="list-style-type: none"> 1. Propensa a la corrosión 2. Dificulta el mantenimiento del intercambiador de calor
HDPE	<ol style="list-style-type: none"> 1. Fácil de instalar con el equipo adecuado 2. Fácil de mantener en intercambiadores de calor 3. Económica 4. Resistencia para altas presiones 5. Inerte con el circuito hidráulico 6. No se corroe y ni reacciona químicamente 	<ol style="list-style-type: none"> 1. Baja conductividad térmica

Dado el caso de las aguas duras con las que estará en contacto el material del intercambiador de tubo en U, se toma como uno de los principales factores para la selección de material el mantenimiento requerido para cada tipo. Considerando la amplia lista de beneficios que se destacan para

4.5. Diseño mecánico

el HDPE en comparación con tubería metálica para el intercambiador de tubo en U, se utilizó el HDPE como material de diseño. Con respecto a la baja conductividad térmica, su desempeño es corroborado al determinar si el diseño propuesto logra alcanzar una correcta operación del sistema bajo las condiciones disponibles. Las propiedades y características de la tubería de HPDE se mantiene para las diferentes configuraciones. Se muestran en el cuadro 4.5:

Cuadro 4.5: Conductividad térmica y rugosidad media para tubería de HDPE.

Material	Conductividad Térmica (W/m·°C)	Rugosidad media (m)
HDPE	0.5	0.000 (liso)

El factor de fricción para la tubería fue obtenido mediante la ecuación (2.25). Una vez obtenidos todos los parámetros anteriores incluyendo los coeficientes de convección de cada material por analizar del intercambiador de calor, se utiliza la ecuación (2.8) para encontrar la resistencia térmica total del sistema y por ende el coeficiente global de transferencia de calor. Con las ecuaciones (2.14), (2.12) y (2.13) se encuentra la efectividad térmica que tiene el intercambiador de calor al sustituir los parámetros en la ecuación (2.11). Esta efectividad se debe aplicar a la ecuación (2.15) que contempla el flujo real del sistema tomando en consideración el flujo máximo de calor posible. Una vez determinado esto, con la ayuda de la ecuación (2.16) se determinan las temperaturas de salida, especialmente la temperatura de salida del tubo en U que es la de mayor interés para el desarrollo del sistema de climatización. Teniendo una referencia de las temperaturas del sistema, se conoce su transferencia de calor bajo ciertas condiciones de entrada y salida del fluido del intercambiador. Para determinar las temperaturas reales a las que estaría operando el sistema de forma estacionario, se buscan las temperaturas de entrada y salida con un valor de calor ganado conocido, el cual en cada caso corresponde a la carga térmica de los espacios ya sea en calefacción o enfriamiento. Una vez determinadas las temperaturas de salida del intercambiador, se deben revisar que estas cumplan con las condiciones operativas de los equipos del sistema de climatización para establecer que el recurso geotérmico cumpla con los requerimientos.

4.5. Diseño mecánico

A pesar de que en el proceso de diseño de un sistema electromecánico es posible tomar muchos enfoques diferentes, en este trabajo ya se ha definido claramente el tipo de equipo que se busca proponer para la climatización de las habitaciones: una bomba de calor geotérmica con un circuito hidráulico cerrado. Existe una amplia variedad de ofertas en el mercado de estos sistemas, sin embargo, para concretar el diseño, se propondrán algunos modelos de equipos, los cuales en caso de que el proyecto se concrete, se podrían variar por otros con características y desempeños similares o equivalentes.

4.5.1. Selección de equipo de A/C

En el proceso de discriminación de alternativas y tecnologías para el sistema de climatización, se consideró la viabilidad de equipos y alternativas disponibles en el mercado. Los sistemas VRF se han adoptado ampliamente en las últimas décadas, debido a sus capacidades de modulación eficiente de carga térmica variable, junto con su capacidad de satisfacer una cada vez más amplia y extensa red de tuberías entre unidades exteriores y unidades interiores. Adicionalmente, diversos fabricantes han optado por diseñar bombas de calor geotérmicas bajo esta tecnología, de manera que se centraliza el intercambio de calor del circuito hidráulico con la unidad exterior.

Los diseñadores en el proceso de selección de equipo, a menudo, deben de recurrir a trabajar su diseño con una marca en específico, ya que cada uno de los fabricantes tienen características particulares para dimensionar y caracterizar sus equipos. Una marca que provee de uso público su *software* de selección de VRF es Samsung, con su llamado *DVM-Pro System Design Software*. Este sistema permite al diseñador definir la combinación de UI y UE para cumplir con los requerimientos de carga térmica para los espacios a acondicionar. El beneficio de proveer públicamente esta herramienta, es que más diseñadores realicen su selección de equipo con esa marca, y de esta manera induzcan a que el constructor, instalador o cliente compre justamente estos equipos y no los de la competencia. Es, en conclusión, una estrategia de mercadeo.

En este trabajo se utilizó el Software DVM-Pro, por lo que la selección de la BCG que se discutirá a continuación será estrictamente Samsung, sin embargo, otros fabricantes como LG, Daikin, Bosch y York tienen también sus alternativas.

Como primer paso, como se observa en la imagen 4.9, se tienen que definir espacios a acondicionar, que en este caso, son las nueve habitaciones, sus diferencias de alturas y la ubicación de la UE. Posteriormente, se le deben ingresar los datos de carga térmica al software para cada espacio: la carga total para enfriamiento y calefacción, y la carga térmica sensible estrictamente para el caso de enfriamiento. En tercer lugar, la interfaz indica dentro de su catálogo de unidades interiores, la cantidad y modelos de equipos necesarios para cumplir con la carga térmica de cada espacio. Se seleccionan los equipos interiores deseados y se asignan a cada espacio, al mismo tiempo que se nombra cada uno con su etiqueta distintiva. Por último, como quinto paso, para cumplir con la operación del grupo de UI seleccionados, se le asigna con la misma estrategia anterior, una UE al sistema. En el caso del programa de Samsung, como se comentó anteriormente, permite seleccionar una UE cuya capacidad nominal se encuentre entre un 50% y un 130% de la suma de capacidades nominales de las UI. Esta característica se concreta al seleccionar una de las UE disponibles de catálogo, con lo que el programa indica el porcentaje de carga total respecto a la carga nominal de la UE, como lo indica la ecuación (4.5).

$$\text{Razón de combinación} = \frac{\text{Capacidad total del sistema}}{\text{Capacidad nominal de la unidad exterior}} \quad (4.5)$$

Selección de equipo de A/C

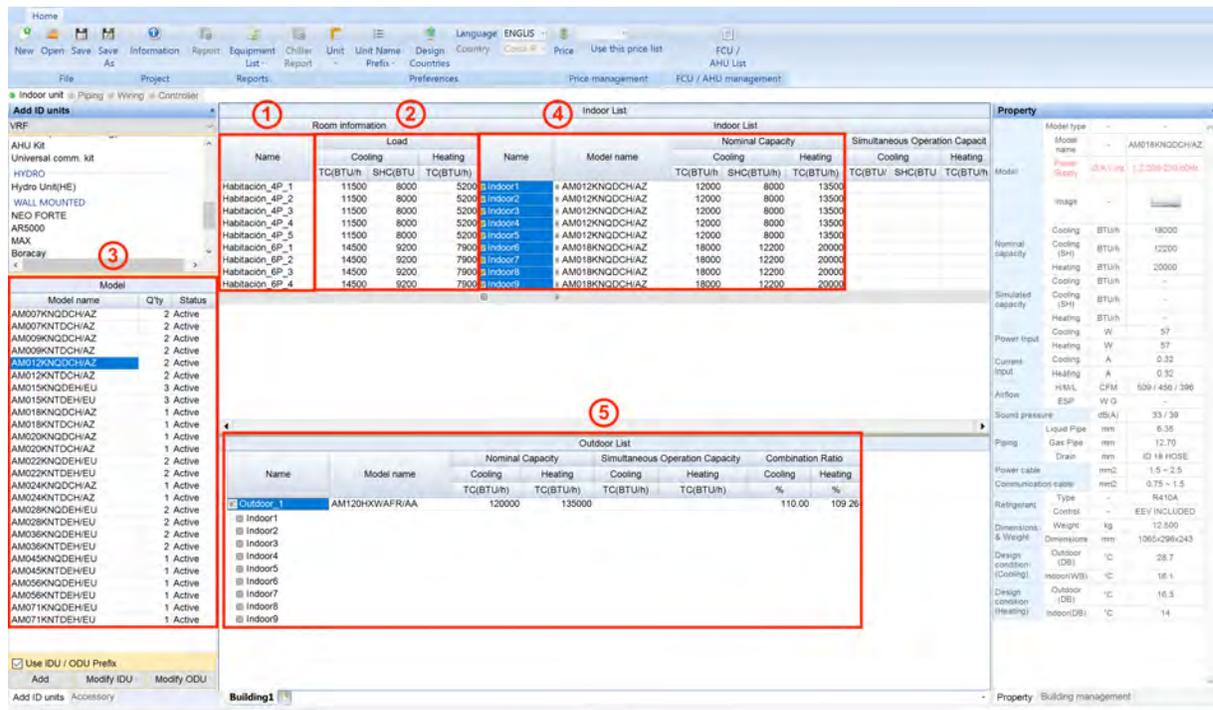


Figura 4.9: Interfaz del *DVM-Pro System Design Software* para la selección de equipos. Fuente: Adaptado de [22]

Red de refrigerante entre la unidad exterior y las unidades interiores

Una característica particular de los sistemas VRF, es que la red de refrigerante entre la UE y las UI usualmente no se determina mediante métodos tradicionales como si fuera un sistema tradicional de expansión directa, sino que se debe apegar estrictamente a las recomendaciones del fabricante. El beneficio que presentan estos sistemas, como poder cubrir grandes longitudes equivalentes de tubería, son producto de instalar la red con los diámetros, las ramificaciones y las longitudes calculadas por el *software* de selección, para así asegurar las condiciones óptimas de flujo de refrigerante en todo el proceso.

A continuación, el software DVM-Pro procede a generar una interfaz donde se conecta gráficamente la UE y las UI, introduciendo las variables en la ruta de tuberías para calcular la longitud equivalente: longitudes, cantidad de codos, y diferencias de alturas entre equipos. Una vez trazado el diagrama de la ruta, el programa calcula la viabilidad de operación del sistema con estas condiciones y los diámetros necesarios para esto. En efecto, el mismo hace comentarios y recomendaciones para el correcto diseño de esta selección de la red de refrigerante.

Diseño del sistema hidráulico

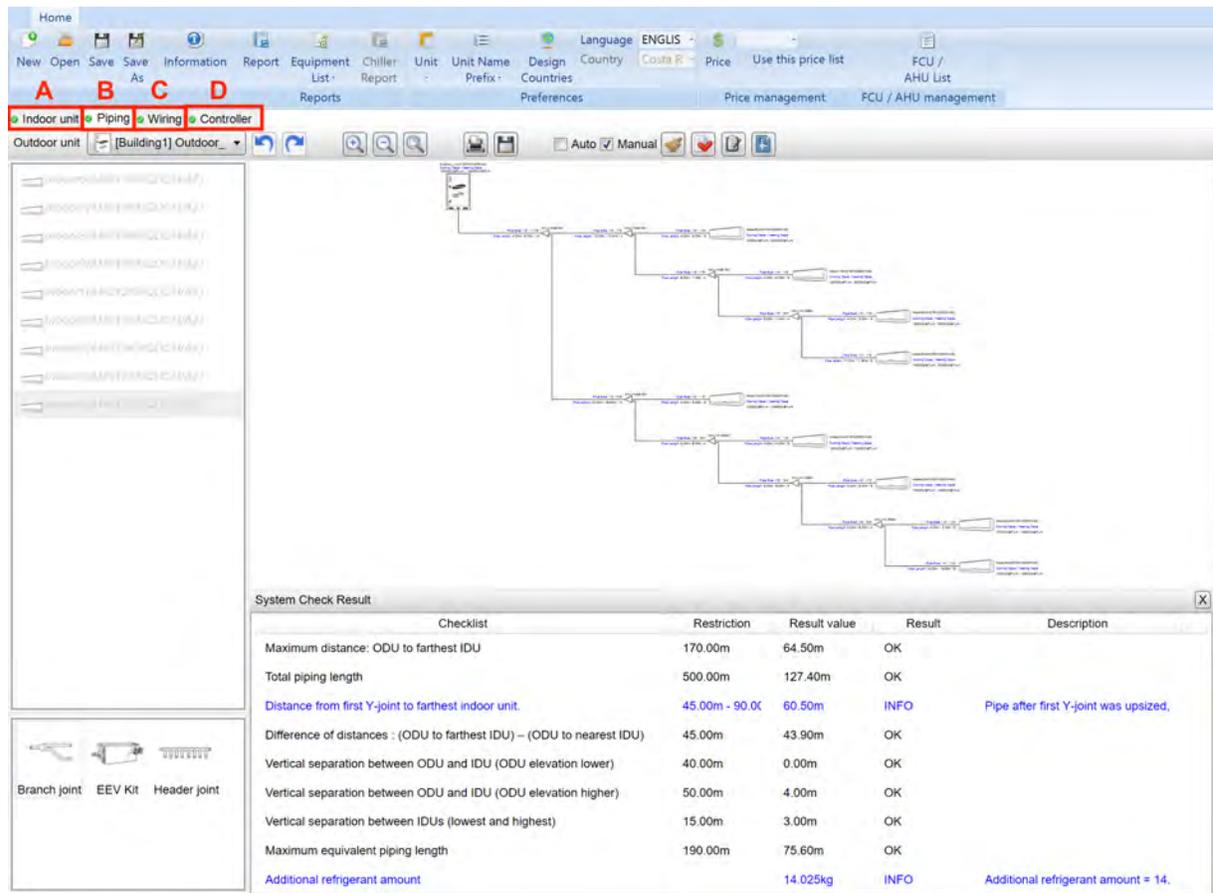


Figura 4.10: Interfaz del *DVM-Pro System Design Software* para el diseño del circuito de refrigerante. Fuente: Adaptado de [22]

El detalle del diseño de la red de refrigerante en el *software* se puede observar en la figura 4.10, junto con las anotaciones y comentarios que se generan automáticamente al respecto. En la anotación, se puede observar que luego de las secciones A y B existen también las secciones C y D, en las cuales se detalla la red de cableado de comunicación y potencia; y un diagrama de los controladores, como termostatos y red de intercomunicación con un sistema de control externo, como un BMS (*Building Management System*, por sus siglas en inglés). Para el alcance de este proyecto, estas secciones no se presentan ni amplían en esta metodología, debido a que no influyen directamente el sistema mecánico.

4.5.2. Diseño del sistema hidráulico

Régimen de operación de bombeo

En un sistema de bomba de calor geotérmica, el fabricante de la unidad exterior a menudo permite tener un flujo variable de agua en el circuito hidráulico, siempre y cuando se mantenga dentro del rango operativo y se cumpla con la transferencia de calor necesaria para rechazar o recuperar calor a través del mismo. ASHRAE 90.1 exige que sistemas de bombas de calor geotérmicas con

una potencia de bombeo de más de 5 hp se diseñen con un sistema de flujo variable en mente [80]. La potencia de bombeo de este escenario se proyecta ser considerablemente menor, por lo que la norma no obliga a incorporar el flujo variable, sin embargo en esta instalación se busca la eficiencia energética, por lo que se ha decidido en el proceso de diseño, seleccionar una bomba recirculadora que provea el flujo bajo un régimen de caudal variable a través del sistema cerrado.

La tecnología de los motores electrónicamente controlados (conocidos como ECM, o electroconmutados) ha permitido tener sistemas de flujo variable en todas las escalas de bombeo. Un sistema de bombeo variable involucra costos adicionales en la inversión inicial y posiblemente en el mantenimiento sobre un sistema de caudal constante, como por ejemplo variadores de velocidad para la bomba o válvulas de bypass que aseguren el flujo mínimo a través del equipo, y un sistema de control para monitorear y comandar la operación del sistema.

Sin embargo, aún tomando en consideración que el proyecto es de pequeña-mediana escala, con una sola UE y que tendría costos involucrados adicionales, se estima que la decisión de incorporar el flujo variable permitirá mejorar la eficiencia y disminuir el consumo de energía en la operación. Los cálculos para considerar la variación en el consumo energético y de ambas alternativas, serán discutidos en el capítulo 5.

Buenas prácticas de diseño y construcción

En un proceso de diseño de un sistema hidráulico, se deben seguir a cabalidad las recomendaciones hidráulicas solicitadas por los fabricantes de los equipos mecánicos, y que son ampliamente aplicadas en la industria. Un ejemplo de esto es considerar métodos de desconexión manuales con válvulas de cierre para cada uno de los elementos mecánicos (unidad exterior, bomba hidráulica, intercambiadores y sistema de llenado). Esta consideración permite que el mantenimiento de cada componente sea una tarea realizable y sin tener que intervenir y llevar a cabo un drenaje completo de toda la red del sistema hidráulico.

Otra práctica ampliamente solicitada por los fabricantes con el fin de proteger los equipos de un circuito como el que se busca aplicar en este trabajo, es la implementación de *strainers*, o mallas para la recolección de sólidos que podrían dañar componentes como el intercambiador de placas de la unidad exterior. En este caso, esta es una práctica explícitamente exigida por Samsung, por lo que si no se opera con esta protección, se podrían perder beneficios como la garantía.

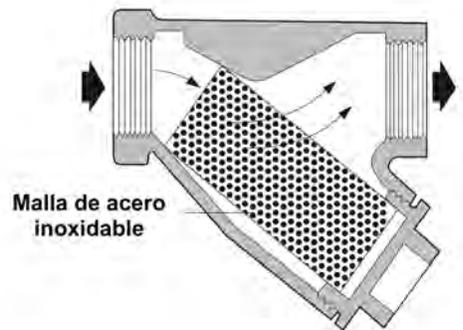


Figura 4.11: *Strainer* tipo yee para proteger el intercambiador de placas de la UE. Fuente: Adaptado de [81]

En sistemas hidrónicos, se busca eliminar cualquier aire disuelto en el agua, ya que la presencia del mismo puede generar corrosión, ruido en el flujo, ineficiencias de bombeo y en algunas ocasiones incluso bloqueos en el flujo. Es por esto, que la implementación de accesorios encargados de la eliminación del aire es una acción mandatoria bajo las reglas de un buen diseño de un sistema hidrónico [24]. Se usan válvulas aireadoras en sistemas pequeños, y tanques separadores de aire en sistemas de mediana y gran escala. La solubilidad del aire en el agua disminuye con la presión y con la temperatura, por lo que se logra una separación más efectiva en el punto de menor presión de un sistema de bombeo (usualmente cerca de la succión de la bomba).

Un tanque de expansión es un componente crucial en los sistemas hidráulicos cerrados donde ocurren cambios en la temperatura del fluido caloportador. Este tanque es el responsable de absorber la dilatación térmica del sistema por los cambios de temperatura del agua y de la tubería, y no precisamente los que ocurren en operación, sino el ΔT que ocurre entre cuando el sistema está apagado y cuando está en marcha. Sin un tanque de expansión, la red de tubería puede sufrir fatiga por la dilatación térmica, generando rupturas y otros problemas a largo plazo [81].

Para proveer alimentación de agua en el sistema cerrado, se debe asegurar en la instalación, un punto de conexión permanente [81], el cual debe contar con válvulas de cierre manuales, válvulas check con redundancia para prevenir un flujo en dirección contrario hacia la red de alimentación, y una reguladora de presión para automáticamente mantener la presión constante aguas abajo en el circuito cerrado. En caso de que haya una fuga, esta reguladora es la responsable de rellenar el sistema, y por esto deberá contarse con un medidor de flujo o caudalímetro para diagnosticar esta situación y medir el consumo de agua consumido por el sistema.

Tratamiento químico

Como este es un sistema cerrado, también debe prestarse atención al tratamiento químico del agua. Este factor puede llegar a ser el más importante de mantenimiento de la BCG, ya que si se descuida, se pueden presentar problemas de incrustaciones, crecimiento de material biológico y corrosión de los elementos en el circuito, disminuyendo el desempeño del intercambio de

Diseño del sistema hidráulico

calor de placas propio del equipo, aumentando el consumo energético en operación e inclusive costosas reparaciones.

Existen diversas empresas nacionales que ofrecen un servicio completo de tratamiento químico de aguas, los cuales tienen amplia experiencia con el procesamiento de aguas para sistemas abiertos y cerrados de procesos industriales, como lo es VAPENSA. Usualmente, cada fabricante exige condiciones mínimas y un rango de operación para los fluidos que interactúan en un proceso, y Samsung no es la excepción con esto. En el capítulo de Resultados se discuten las condiciones del agua como la dureza, salinidad, fosfonatos y sólidos disueltos, junto con otros parámetros, que exige el fabricante de la BCG para proteger el intercambiador de placas de los fenómenos antes comentados.

Dimensionamiento de tuberías

Respecto al dimensionamiento de la tubería, existen diversas fuentes como referencias de diseño, buscando un rango de operación ideal para un sistema hidráulico.

1. Inicialmente, se buscó la recomendación de los estándares ASHRAE 90.1 y 90.2, guías para el diseño energético eficiente de edificios no residenciales [80] y residenciales [82], respectivamente. En este proyecto se busca considerar las medidas de diseño compartidas por ambos estándares, ya que aunque el proyecto pareciera de escala residencial, cuenta con equipos mecánicos vistos en instalaciones más complejas que lo estudiado directamente por la norma ASHRAE 90.2.
 - En ASHRAE 90.1-2019, se presenta la tabla 6.5.4.6, en la cual se discuten caudales máximos para distintos diámetros según las horas acumuladas de operación anuales [80]. Sin embargo, las tuberías de menor diámetro discutidas en dicha tabla son de 2¹/₂ pulg, con un caudal máximo de 68 gpm, el cual excede considerablemente el caudal máximo proyectado para este sistema. Por esto se concluye que el estándar 90.1 presenta soluciones para sistemas no comerciales y de mayor escala.
 - Se consulta la norma ASHRAE 90.2-2018, sin embargo esta no indica en particular un criterio de diseño hidráulico para sistemas de recirculación de agua.
2. Segundo, se buscó la recomendación del *ASHRAE Handbook Fundamentals* [24], guía de diseño mecánico, el cual indica que para sistemas hidrónicos,
 - Se busca una caída de presión de entre 1 y 4 ft de columna de agua (ft w.g.) cada 100 ft de tuberías, y que el promedio de diseño de estos sistemas es de 2.5 ft w.g./100ft.
 - La velocidad de flujo se define muchas veces de manera arbitraria, sin embargo para tuberías de menos de 2 pulg de diámetro, se busca un límite de velocidad máxima proyectada de 4 ft/s.
3. Posteriormente, se buscó la recomendación del fabricante Samsung, el cual presenta la siguiente información, aclarando que la velocidad de flujo finalmente es una decisión a criterio del ingeniero responsable del diseño [81]:
 - En caso de que la velocidad sea muy baja, se acelera la corrosión y se aumenta el riesgo de bloqueo por aire debido a la baja inercia del flujo. Por eso, para tuberías de

Diseño del sistema hidráulico

diámetro cercanas a 1 pulg, se recomienda un rango de velocidad de 1.97 y 3.94 ft/s, y de 3.94 a 6.89 ft/s para tuberías de 2 a 4 pulg de diámetro.

- Caso contrario, cuando la velocidad de flujo es muy alta, se acelera la erosión y se propicia el ruido y aumento de consumo energético por bombeo. Con esto en consideración, Samsung recomienda que para sistemas con 6 000 horas de operación anual la velocidad no exceda en ningún momento 7.05 ft/s, o en sistemas con aproximadamente 8 000 horas anuales de operación, no exceda 5.91 ft/s.

Tomando estas recomendaciones en consideración, se decide en el proceso de diseño los siguientes valores:

- $\Delta P_{max} = 4 \text{ ft w.g.} / 100 \text{ ft}$
- $v_{max} = 4 \text{ ft/s}$

En un circuito simple como el que se planea proponer en este proyecto, se puede aproximar fácilmente el diámetro de la tubería con un programa como el *System Syzer* de Bell & Gossett. Este tiene su versión para computadoras, pero inclusive existe su aplicación de teléfonos móviles. Este usa los criterios de estándares como los ASHRAE anteriormente discutidos, y puede calcular para distintos materiales - como acero, cobre y PVC - caudales, números de Reynolds, rugosidades relativas, factores de fricción, y finalmente los valores de interés para este cálculo: pérdidas por fricción y velocidades de flujo [83].

Cálculo de carga de bombeo

No se debe olvidar que se deben considerar los atributos mecánicos de un sistema construido y armado con distintos materiales, dependiendo de los requerimientos del mismo. La conductividad térmica, la facilidad de instalación, la disponibilidad en el mercado y la resistencia a la erosión y a la corrosión son los principales factores decisivos a contrastar entre las alternativas que se consideran para ser utilizadas en el sistema. En la sección de resultados y discusión, 5.5, se amplía un contraste entre las características y datos de ingeniería de dos alternativas: acero al carbono comercial (conocido como tubería de hierro negro) y HDPE. Las diferencias en materiales también son responsables de diferencias en factores de fricción, por lo que dos materiales con rugosidades muy distintas pueden generar caídas por flujo considerablemente distintas también.

Existen distintos métodos para realizar el cálculo de la cabeza o presión de un sistema de bombeo, sin embargo, con la ayuda de las herramientas tecnológicas disponibles actualmente, se ha vuelto la norma utilizar programas o sistemas de cálculo computarizados. Estas herramientas se vuelven de primordial utilidad entre más grande y compleja es una red de tuberías. A pesar de que estos *softwares* de cálculo pueden ayudar a disminuir las horas hombre invertidas en cálculos de ingeniería, la información y parámetros que se les ingresa deben ser correctos, ya que a menudo no tienen los filtros necesarios para discriminar con el criterio que un ingeniero de diseño debe hacerlo.

4.6. Análisis financiero

Selección de bomba hidráulica

Ahora, también se cuenta con herramientas en línea que permiten seleccionar bombas hidráulicas, como *Taco Selection Tools* y *Bell & Gossett ESP Systemwize*. Estas plataformas reciben parámetros para refinar la búsqueda de modelos como el modo de operación de bombeo (constante o variable), tipo de bomba, tipo de motor y alimentación eléctrica, caudal requerido y cabeza requerida. Con esto, el proveedor le indica al usuario un listado de posibles bombas que cumplen con las características y sus curvas de operación, al mismo tiempo que genera una tabla con los parámetros de interés como potencia y eficiencia de bombeo.

También, teniendo los respectivos parámetros para la selección del circuito hidráulico, como diferencias de temperaturas, diámetros, caudales y distancias entre componentes, se puede generar un diagrama unifilar en un software como el *Taco Hydronic System Solutions*. Este provee al ingeniero de diseño una plataforma clara, sencilla y a su vez completa, para introducir las variables del sistema y automáticamente generar un diseño del sistema hidráulico. De nuevo, como se comentó anteriormente, al igual que todo proceso de ingeniería asistida por computadora, debe cuestionarse y discriminarse toda la información generada por el software, para así explotar el criterio técnico con el que debe revisar el diseñador responsable.

4.6. Análisis financiero

Para valorar la viabilidad económica del proyecto, es necesario establecer una serie de criterios que van a acompañar los resultados técnicos planteados para el diseño y operación del sistema de climatización establecido para las habitaciones del Hotel Recreo Verde. Para esto se realizó un análisis financiero buscando comparar dos alternativas de implementación de sistemas de acondicionamiento de espacios. La primera de estas, contemplando el costo de implementación de un sistema tipo minisplit DX para cada una de las habitaciones contemplado como la opción más usual. La otra considera el sistema de climatización con el aprovechamiento geotérmico desarrollado en el trabajo.

La evaluación comparativamente ambas opciones, se realizará con un contraste basado en la necesidad de que el hotel cuente con un sistema de climatización de aire con mejores eficiencias y que utilice los recursos geotérmicos. Por esto, se determinó el proceso comparativo como un *proyecto de ampliación* según [84]. Este tipo de proyectos, como comenta Sapag, enfrentan la sustitución, complementación o implementación de activos con diferentes tecnologías. En este caso, se planteó el flujo de caja diferencial desde el año cero para ambas alternativas. Con esto, se desarrolló un desglose detallado de cada uno de los rubros requeridos para la inversión inicial, como también los gastos anuales de operación y mantenimiento durante el periodo del proyecto. Estos rubros constituyen el flujo de caja para cada implementación de tecnología y fueron considerados como los siguientes:

- Equipos
- Materiales
- Mano de obra

4.6. Análisis financiero

- Costo del consumo energético anual
- Costo anual de mantenimiento

De los rubros mencionados anteriormente, los primeros tres van a corresponder a aquellos requeridos para la inversión inicial del proyecto y los otros dos, orientados a los costos de operación anual de cada uno de los sistemas de acondicionamiento. Se realizó un flujo de efectivo anual de forma comparativa entre las dos opciones considerando una inversión inicial como la potencial diferencia entre el costo de implementación de una tecnología y otra. De igual forma los flujos anuales se estiman como los ahorros por operación para el sistema propuesto en comparación con el sistema tipo minisplit DX. Se utilizarán los indicadores del VAN y la TIR mediante las ecuaciones (3.2) y (3.3). El criterio de aceptación busca que el valor del VAN sea mayor a cero pero que además este valor del VAN sea positivo en un tiempo menor al total del proyecto establecido para considerarse como una opción atractiva en comparación con el sistema tipo minisplit DX. Además de esto la TIR se contrastó contra una TMAR obtenida mediante la ecuación (3.4). El criterio de aceptación para la inversión requiere que la TIR sea mayor o igual a la TMAR. Para obtener los indicadores financieros, se consideró la tasa de descuento como la TMAR.

La vida útil del proyecto se establece para 10 años al igual que el período de préstamo, principalmente para poder medir ambas alternativas con el mismo criterio, ya que aunque se está contemplando implementación de equipo modernizado, según el Ministerio de Hacienda de Costa Rica a nivel nacional la vida útil para equipos de aire acondicionado es 10 años [85]. Si bien actualmente estos equipos de climatización más robustos tienen una expectativa mayor de vida útil, el periodo de 10 años permite tener un enfoque conservador al no contemplar depreciación de equipos para ninguno de los dos casos. La tasa de interés utilizada para el costo del dinero es de un 7% como se ofrece mediante la banca privada para proyectos de turismo. Para el análisis de toma de referencia el tipo de cambio de venta, de 670 colones por dólar (\$), según Banco de Costa Rica (BCR) al 9 de mayo del 2022. Para el análisis de flujo anual se considera además una inflación anual del 3.30% [86].

Se plantea un análisis de sensibilidad bajo el modelo unidimensional de la sensibilización del VAN, TIR y TMAR para observar factores contribuyentes a la viabilidad de la propuesta del sistema de climatización BCG [84]. Las variables trabajadas en el análisis de sensibilidad consistieron en: la tasa de interés, el costo de la energía eléctrica (kWh) y el costo adicional por implementación de BCG con respecto al sistema mini split. Este modelo permite encontrar el punto donde la variable de estudio genera un VAN igual a cero, es decir que a partir de ese punto el proyecto deja de ser rentable.

5. Resultados y Discusión

5.1. Construcción del techo de las habitaciones del Hotel Recreo Verde.

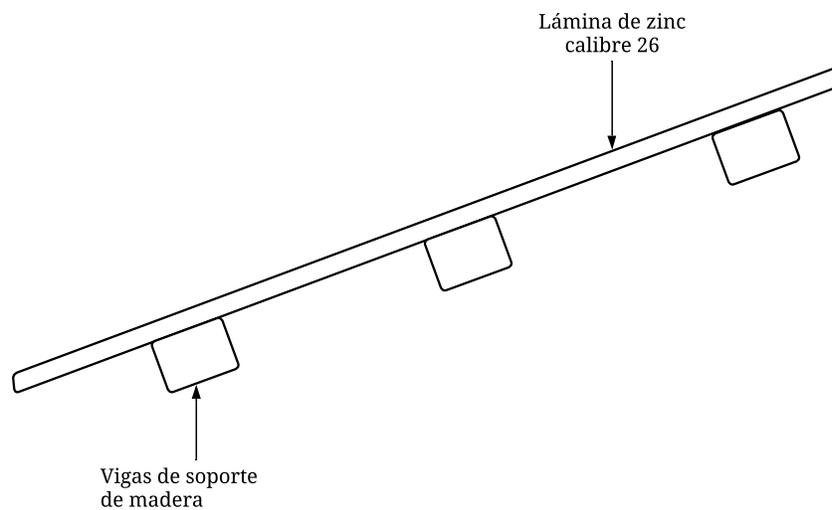


Figura 5.1: Construcción del techo de las habitaciones del Hotel Recreo Verde.

La configuración de materiales en el techo se modificó de la forma mostrada en la figura 5.2 donde se agregó un espacio de aire libre al instalar aislamiento térmico de dos pulgadas, así como una lámina de gypsum de media pulgada lo que permite cerrar los espacios abiertos del techo que fueron identificados en las habitaciones.

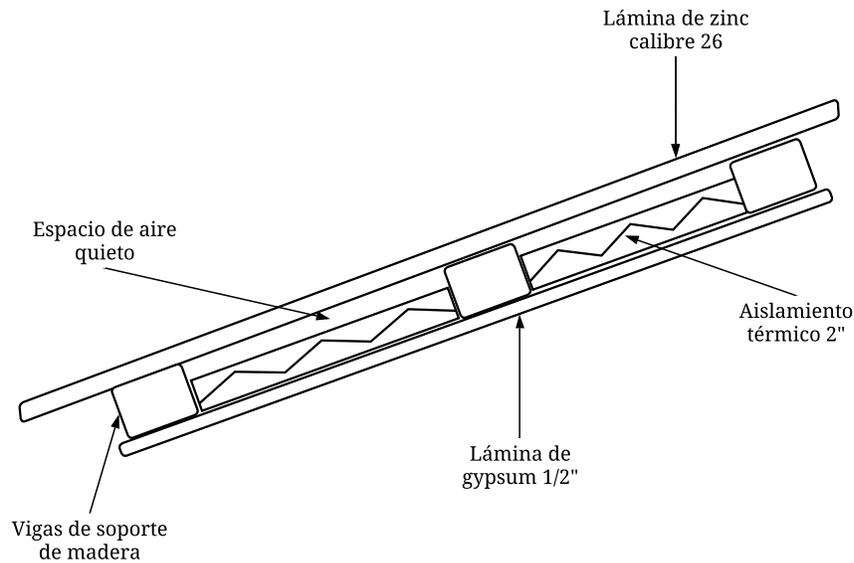


Figura 5.2: Propuesta de construcción para el techo de las habitaciones del Hotel Recreo Verde.

La lámina de gypsum en este caso, cubre toda la superficie del techo hasta los bordes de las paredes, generando un cierre mucho más hermético en el espacio acondicionado. El espacio quieto en conjunto con el aislamiento térmico instalado, aumentó la resistencia térmica, minimizando las pérdidas energéticas para la operación al sistema de acondicionamiento de aire. La resistencia térmica total de la construcción del techo se modificó de 1.02 ($\text{hr}\cdot\text{ft}^2\cdot^\circ\text{F}/\text{Btu}$) a 8.29 ($\text{hr}\cdot\text{ft}^2\cdot^\circ\text{F}/\text{Btu}$) gracias a los cambios constructivos planteados.

Para las mejoras correspondientes a la ventanería, ya que actualmente cuenta con orificios que permiten infiltración, se propuso colocar ventanas de vidrio con el marco de madera presente, además de persianas internas a 45° para no interferir radicalmente en la estética actual de las habitaciones. Esta modificación en el sistema busca que se cierren las hendiduras presentes en las ventanas como se muestra en la figura 4.4.

En cuanto a las características constructivas de las paredes, se tiene pared de madera a lo largo de la habitación y en la sección trasera se tiene un pequeño muro de concreto como se muestra en la figura 4.2. El cuadro 5.1 muestra las resistencias térmicas de la construcción modificada que componen las habitaciones del hotel.

Cuadro 5.1: Resistencias térmicas totales para construcción de las habitaciones.

Descripción	Resistencia Total ($\text{hr}\cdot\text{ft}^2\cdot^\circ\text{F}/\text{Btu}$)
Construcción de techo	8.29
Construcción de pared de madera	2.96
Construcción de muro de concreto	4.30
Construcción de ventanería	4.57

5.2. Cálculo de carga térmica

5.2. Cálculo de carga térmica

Al analizarse los datos climatológicos disponibles para la zona donde se ubica el Hotel Recreo Verde, se obtuvieron los valores para determinar los meses críticos de diseño. En el caso específico de enfriamiento, el mes que mostró una mayor temperatura promedio fue mayo, con una temperatura promedio de 23.1°C. Para las variables de estudio de este mes, se presenta el cuadro 5.2.

Cuadro 5.2: Condiciones de temperatura en mayo para enfriamiento, al percentil 2.0

Promedio mensual mayo	
Bulbo seco	Bulbo húmedo
23.1°C	22.1°C

Percentil 2 %	
Bulbo seco	Bulbo húmedo coincidente
28.7°C	24.1°C

Rangos diarios promedio	
Bulbo seco	Bulbo húmedo
7.3°C	4.5°C

Es importante destacar que la temperatura más alta registrada en este mes no es 28.7°C, ya que la condición de diseño es al percentil 2 %. Es decir, el dos por ciento del tiempo la temperatura corresponderá a un valor igual o mayor. Por tanto, se obtienen condiciones ambientales exteriores para el cálculo de carga con una temperatura de 28.7°C y un bulbo húmedo coincidente de 24.1°C.

De igual forma se obtienen los resultados del mes crítico para el análisis de carga cuando el sistema opere en calefacción. El mes con una menor temperatura promedio fue enero, con una temperatura promedio de 21.0°C. La selección se genera para el percentil 98 %, donde el noventa y ocho por ciento del tiempo las condiciones de temperatura serán mayores que estas. El cuadro 5.3 muestra los resultados de las variables adicionales necesarias para la determinación de las condiciones climatológicas de diseño.

5.2. Cálculo de carga térmica

Cuadro 5.3: Condiciones de temperatura en enero para calefacción, al percentil 98.0

Promedio mensual enero	
Bulbo seco	Bulbo húmedo
21.0°C	19.9°C

Percentil 98 %	
Bulbo seco	Bulbo húmedo coincidente
16.3°C	15.7°C

Rangos diarios promedio	
Bulbo seco	Bulbo húmedo
7.3°C	4.7°C

Para el percentil 98 %, se tienen las temperaturas de bulbo seco y bulbo húmedo coincidente de 16.3°C y 15.7°C correspondientemente. Estas temperaturas se refieren a las condiciones de diseño exterior para el caso de calefacción. Los rangos diarios obtenidos entre los análisis para los datos de clima en calefacción y enfriamiento permanecen con diferencias mínimas de variación entre ambos conjuntos de datos mostrando de esta forma que la variación de temperatura diaria no es considerable entre los meses de estudio.

Con los datos procesados y siguiendo la metodología propuesta en la sección 4.3 se obtienen los resultados de la carga térmica para las distintas habitaciones tanto en modo de enfriamiento como calefacción. Como se puede observar en las figuras 5.3 y 5.4, se muestra un comportamiento similar en cuanto a la distribución de las cargas térmicas a lo largo de un día (24 horas) teniendo un pico de carga a las 14:00 horas como hora crítica de diseño par ambos tipos de habitaciones.

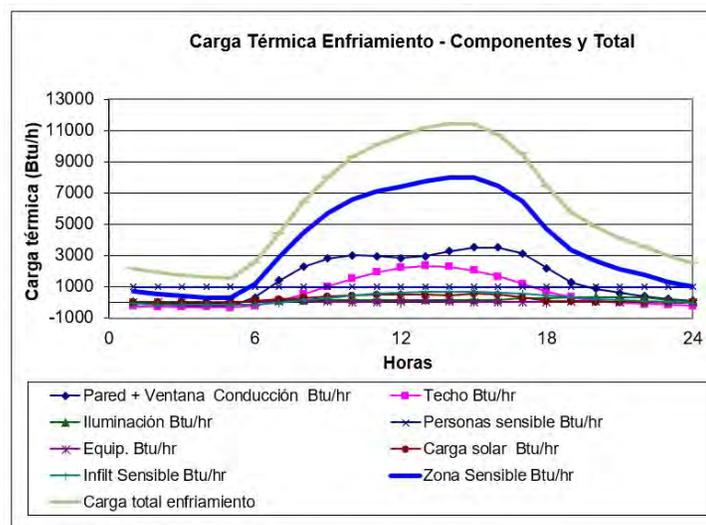


Figura 5.3: Resultados de cargas térmicas para enfriamiento en las habitaciones de 4 personas.

5.2. Cálculo de carga térmica

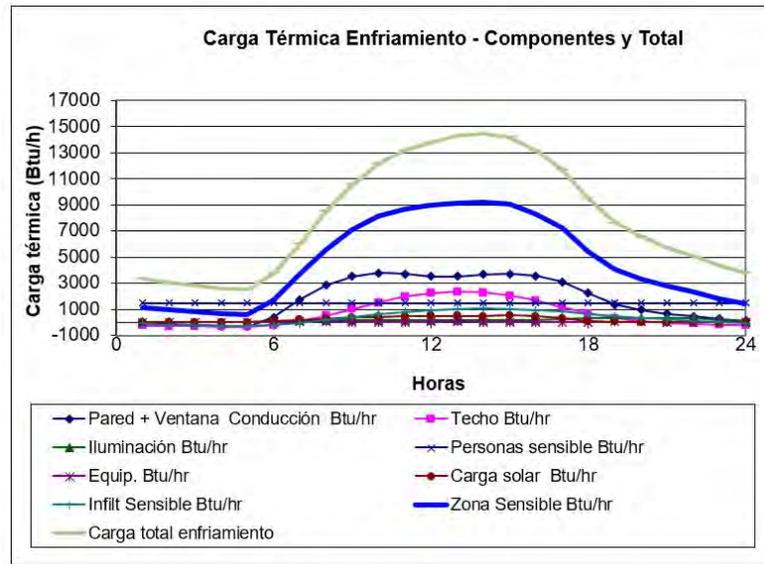


Figura 5.4: Resultados de cargas térmicas para enfriamiento en las habitaciones de 6 personas.

La carga sensible representa más de un 75% de la carga total de enfriamiento en el sistema para ambas habitaciones contemplando que de por carga latente en el diseño solamente se tienen los aportes latentes de personas e infiltración. La carga máxima de diseño aunque tiene una distribución similar entre habitaciones a lo largo de un día, existen diferencias en cuanto a las habitaciones de 4 y 6 personas. Esto se debe principalmente a los aportes de carga por ocupación y área, ya que en ambos casos se considera plena ocupación en el caso crítico. La diferencia en dimensiones genera un mayor efecto de inercia térmica y con esto una mayor carga de enfriamiento total para las habitaciones de 6 personas

Los resultados de carga para la calefacción de las habitaciones presenta un comportamiento similar a los componentes de carga presentados para el caso de enfriamiento. Al observar las figuras 5.5 y 5.6, se tiene que hay un período en el día, donde la carga térmica es negativa, lo que quiere decir que el sentido del flujo de calor cambió en relación al caso de enfriamiento. Esta es la condición crítica de diseño para calefacción ya que es calor que se pierde del cuarto y debe de reincorporar al mismo para poder alcanzar las condiciones de confort deseadas. La hora donde se da el punto crítico (menor valor) corresponde a las 5:00 horas debido principalmente a que el efecto de la inercia térmica que afecta los componentes de carga como *pared+ventana Conducción* y *techo*. En las figuras 5.5 y 5.6 se muestra como la carga solar de las 18:00 horas a las 6:00 horas es 0 Btu/h debido a la ausencia de la incidencia solar en las estructuras de las habitaciones. Con esto, se puede comprender de una manera más clara cómo la conducción que se detalla en la componente *Pared+Ventana Conducción* tiene sus valores más altos en horas de la tarde por la inercia térmica, pero conforme pasan las horas va perdiendo intensidad hasta llegar a su punto de menor aporte térmico, el cual coincide con las horas críticas para calefacción, justo antes de que amanezca.

5.2. Cálculo de carga térmica

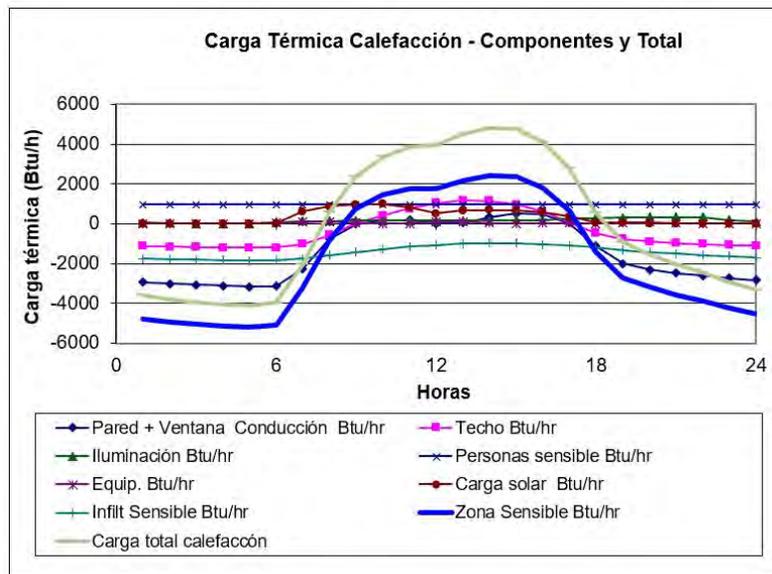


Figura 5.5: Resultados de cargas térmicas para calefacción en las habitaciones de 4 personas.

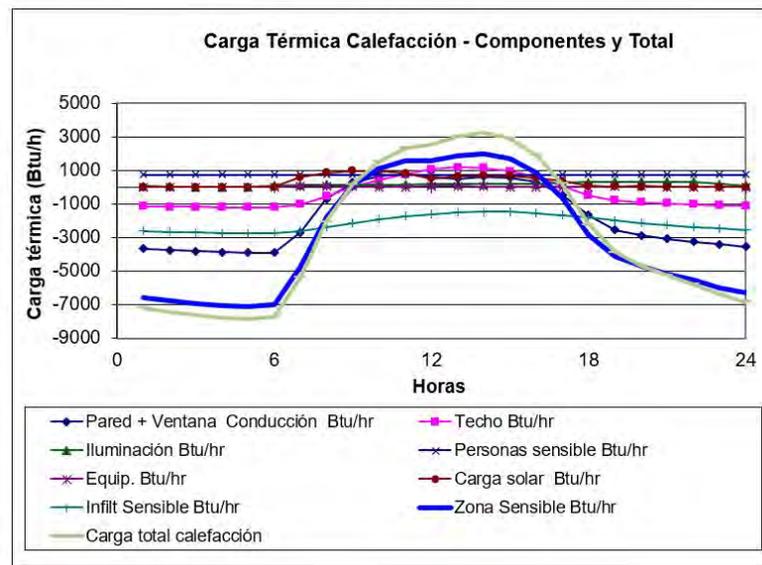


Figura 5.6: Resultados de cargas térmicas para calefacción en las habitaciones de 6 personas.

Si bien la carga total de calefacción se da como la suma de todos los aportes de las componentes de carga calculadas, para el caso de diseño se pueden tomar consideraciones como las explicadas en la sección 4.3, ya que no siempre la carga total va a significar la carga máxima crítica. Esto se puede comprender de mejor forma al observar la figura 5.5, donde la gráfica de la zona sensible tiene una magnitud mayor que la de la carga total para la hora crítica de diseño. Debido a que principalmente existen aportes de carga como la latente por infiltración, la carga total por calefacción requerida disminuye.

5.3. Selección de equipo

En [30], se muestra que para diversas habitaciones hoteleras con el método RTS, el cálculo de las cargas térmicas se ve principalmente influenciado por las características constructivas además de la ubicación (este, norte, oeste, sur). A modo resumen entre mejor se logre un acondicionamiento físico de las habitaciones, así se podrán reducir los requerimientos energéticos de las habitaciones. Esto se ve reflejado en el cuadro 5.4 que muestra la diferencia de cargas térmicas máximas con y sin las mejoras propuestas en la figura 5.2.

Cuadro 5.4: Cargas térmicas de diseño con y sin mejoras en construcción de habitaciones

Habitación	Operación	Habitación con mejoras Carga térmica (Btu/h)	Habitación sin mejoras Carga térmica (Btu/h)
4	Enfriamiento	11 459	29 243
	Calefacción	-5 180	-11 858
6	Enfriamiento	14 438	32 715
	Calefacción	-7 874	-17 438

Para todos los casos, los resultados muestran un aumento de más del 50% en las cargas de diseño por lo que se afirma la relevancia de ejecutar las mejoras constructivas propuestas previas a la implementación del diseño de acondicionamiento de aire. Las pérdidas de energía por infiltración de aire pueden llegar a representar hasta un 40% de las pérdidas energéticas de un edificio según indica [87]. Para este tipo de habitaciones el porcentaje energético por pérdidas energéticas por infiltración pueden representar un 15% adicional sin las mejoras constructivas para mejorar hermeticidad. Por lo tanto, las cargas de diseño para las distintas habitaciones serán las presentadas en la columna tres del cuadro 5.4 que corresponden a las cargas obtenidas con las modificaciones en las habitaciones.

5.3. Selección de equipo

Estudiando los equipos ofrecidos por Samsung en el catálogo *software* DVM-Pro, se analizaron las unidades interiores, las cuales se comercializan popularmente en unidades y fracciones de toneladas de refrigeración (TR). Tomando en consideración la naturaleza de los espacios que se desea acondicionar, se opta por la propuesta más común en el área residencial: unidades pared alta. En este caso, las capacidades requeridas determinadas en la sección 5.2 Cálculo de Carga, se pueden satisfacer con los equipos disponibles.

La nomenclatura de las unidades interiores y exteriores DVM S sigue tal como se indica a continuación, con el ejemplo de una UI con capacidad nominal de 1 TR y una UE con capacidad nominal de 10 TR. La guía para nomenclatura completa se puede encontrar en [22].

Unidad interior **AM012KNQDCH/AZ**

- AM: Sistema DVM
- 012: 12 x MBH
- K: Versión 2016

5.3. Selección de equipo

- N: Unidad interior
- Q: Neo Forte (EEV), referente al modelo específico de pared alta con válvula de expansión electrónica
- D: Acabado deluxe
- C: Voltaje 208-230 V, 60 Hz, 1 fase
- H: Bomba de calor
- AZ: Región de distribuidor

Unidad exterior **AM120HXWAFR/AA**

- AM: Sistema DVM
- 120: 120 x MBH
- H: Versión 2014
- X: Unidad exterior
- W: DVM S Water
- A: Eficiencia estándar
- F: Voltaje 208-230 V, 60 Hz, 3 fases
- H: Bomba de calor con recuperación (permite UIs en modo calefacción y en modo enfriamiento simultáneamente)
- AA: Región de distribuidor

Para cada una de las habitaciones de 4 personas se necesitará una unidad de 1 TR, o con al menos una capacidad total nominal de 12 000 Btu/h. Para el caso de las habitaciones de 6 personas, se requiere de al menos una unidad que cumpla con 1 1/2 TR, o una capacidad total nominal de 18 000 Btu/h.

A partir de la propuesta del programa, como se explicó en la sección de metodología de selección de equipo (4.5), se eligieron las UI Samsung Neo Forte AM012KNQDCH/AZ para las habitaciones de 4 ocupantes y Samsung Neo Forte AM018KNQDCH/AZ para las habitaciones de 6 ocupantes, como las de la figura 5.7. Ambas unidades son visualmente similares, ya que pertenecen a la misma familia de unidades de pared alta, solamente que en el caso de las de 1 1/2 TR, cambian sus dimensiones para permitir un serpentín más grande para mayor transferencia de calor, junto con un ventilador de mayor capacidad con capacidad para un mayor flujo de aire. El control, termostato y comunicación de ambos modelos es idéntico.

5.3. Selección de equipo



Figura 5.7: Unidad interior pared alta Samsung AM012KNQDCH/AZ. Fuente: [22]

Siguiendo con el procedimiento paso a paso designado en la sección 4.5.1, el *software* Samsung determinó opciones para la selección de la UE cumpliendo con el rango ya comentado de 50-130 % de la capacidad nominal de la totalidad de las UI. Con esto, se tiene:

$$\begin{aligned}\Sigma \text{ Capacidades nominales UI} &= 4 \cdot 18\,000\text{Btu/h} + 5 \cdot 12\,000\text{Btu/h} \\ &= 132\,000\text{Btu/h} \\ &= 11 \text{ TR}\end{aligned}\tag{5.1}$$

Tomando en consideración las capacidades nominales de las UE del catálogo que se acercan a esta carga nominal, se tienen las UE AM096 de 8 TR, la AM120 de 10 TR y la AM144 de 12 TR. Con esto, se puede notar que la ecuación (4.5) se torna como sigue para estos casos:

$$\begin{aligned}\text{Razón de combinación AM096} &= \frac{132 \text{ MBH}}{96 \text{ MBH}} \\ &= 138 \%\end{aligned}\tag{5.2}$$

$$\begin{aligned}\text{Razón de combinación AM120} &= \frac{132 \text{ MBH}}{120 \text{ MBH}} \\ &= 110 \%\end{aligned}\tag{5.3}$$

$$\begin{aligned}\text{Razón de combinación AM144} &= \frac{132 \text{ MBH}}{144 \text{ MBH}} \\ &= 92 \%\end{aligned}\tag{5.4}$$

De inmediato se puede observar que la ocupación máxima, donde todas las UI están en ocupación, excede el 130% de la carga nominal de la unidad AM096 de 8 TR, por lo que se descarta como opción. Ahora, se debe analizar que el factor de diversidad de uso en esta aplicación en específico puede poner el sistema en un modo de operación donde en algunas temporadas solo una porción de unidades interiores esté en ocupación, debido al aforo y a las reservaciones de las habitaciones. Por esto, es importante tomar las consideraciones necesarias para no sobredimensionar el sistema.

Es importante considerar que para proveer el sistema con una amplia versatilidad de uso, estos rangos de operación son para condición de diseño, sin embargo, las UE tienen la posibilidad de en ocasiones operar por debajo del 50% generando un *bypass* de gas caliente internamente

5.3. Selección de equipo

en la unidad exterior según su lógica de operación y sensado de temperaturas y presiones de refrigerante [81]. Esto es técnicamente un gasto energético, por lo que se reitera, el fabricante exige diseñar considerando este rango como los límites operativos nominales.

Con estas premisas, se decide que la UE elegida para el diseño es la que tiene una capacidad térmica nominal de 120 MBH, modelo AM120HXWAFR/AA. Se presenta una breve ficha técnica en la figura 5.8. Se destaca que aunque estos equipos pueden ser configurados 208-230V/3F/60Hz o 460V/3F/60Hz, en ambos escenarios serán trifásicos, por lo que se debe confirmar la disponibilidad de este tipo de alimentación eléctrica en el hotel.



Model	Model type	-	DVM S Water&GEO (NEW)
	Model name	-	AM120HXWAFR/AA
	Power Supply	Ø.#,V,Hz	3,3,208-230,60Hz
	Image	-	
Nominal capacity	Cooling	BTU/h	120000
	Heating	BTU/h	135000
Simulated capacity	Cooling	BTU/h	-
	Heating	BTU/h	-
Power Input	Cooling	kW	8.5
	Heating	kW	8.19
Current Input	Cooling	A	-
	Heating	A	-
Condenser	Type	-	PHE(Stainless Steel Plate)
	Pipe Size	Ø,inch	32
Water Flow Rate	Water Flow Rate	GPM	30.12
	Sound pressure	dB(A)	50
Piping	Liquid Pipe	mm	12.70
	Gas Pipe	mm	28.58
	H.P. Gas pipe	mm	-
Power cable		mm2	-
Communication cable		mm2	-
MCCB		A	50
Refrigerant	Type	-	R410A
	Refrigerant amount	kg	6.000
Dimensions & Weight	Weight	kg	160.000
	Dimensions	mm	769.88x1000x545.09
Temp. range	Cooling	°C	10 ~ 45
	Heating	°C	10 ~ 45
Design condition (Cooling)	Outdoor (DB)	°C	28.7
	Indoor(WB)	°C	16.1
Design condition (Heating)	Outdoor (DB)	°C	16.3
	Indoor(DB)	°C	14

Figura 5.8: Detalle y características técnicas de la selección de UE AM120HXWAFR/AA.

Fuente: [22]

En la figura 5.9 se detallan los distintos componentes de las unidades exteriores al retirar la cubierta de mantenimiento. Se observa el intercambiador de placas agua-refrigerante, las conexiones de tuberías de refrigerante y de agua, los compresores tipo *scroll*, el circuito de refrigerante con tubería de cobre interno, la válvula reversible de 4 vías para permitir el cambio del flujo de refrigerante y operar como bomba de calor, y el panel de control.

5.4. Diseño de la red hidráulica

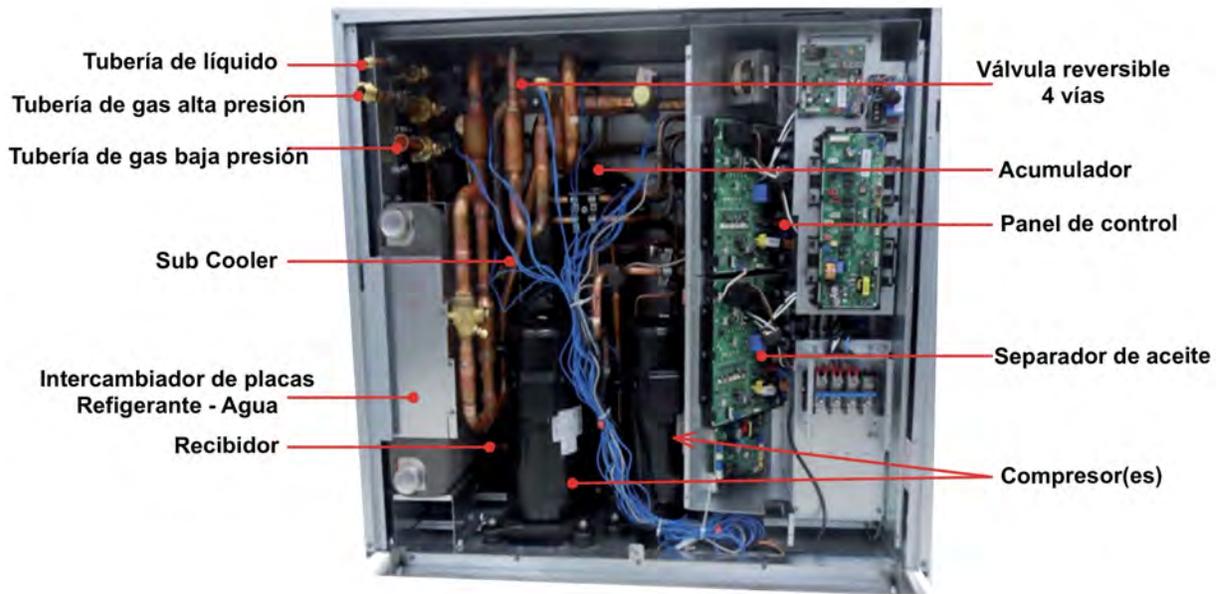


Figura 5.9: Distribución interna de los componentes de las unidad exteriores Samsung DVM S Water. Fuente: [81]

5.4. Diseño de la red hidráulica

Teniendo clara la intención de diseño descrita en la sección de metodología, se aborda el proceso incluyendo los equipos y su respectiva instrumentación para operar en un régimen de operación de bombeo variable. Como se discutió anteriormente, existen bombas recirculadoras de proveedores como Taco y Bell & Gossett con motores ECM que permiten variar su velocidad, junto con sus respectivas tarjetas de control para la comunicación con el equipo o controlador que comandará su operación.

Comenzando por los dos principales elementos mecánicos, la BCG y la bomba hidráulica, se procedió a generar un esquema unifilar mostrado en la figura 5.10, con todos los otros elementos discutidos que son accesorios imprescindibles que se muestran descritos en la figura 5.11.

5.4. Diseño de la red hidráulica

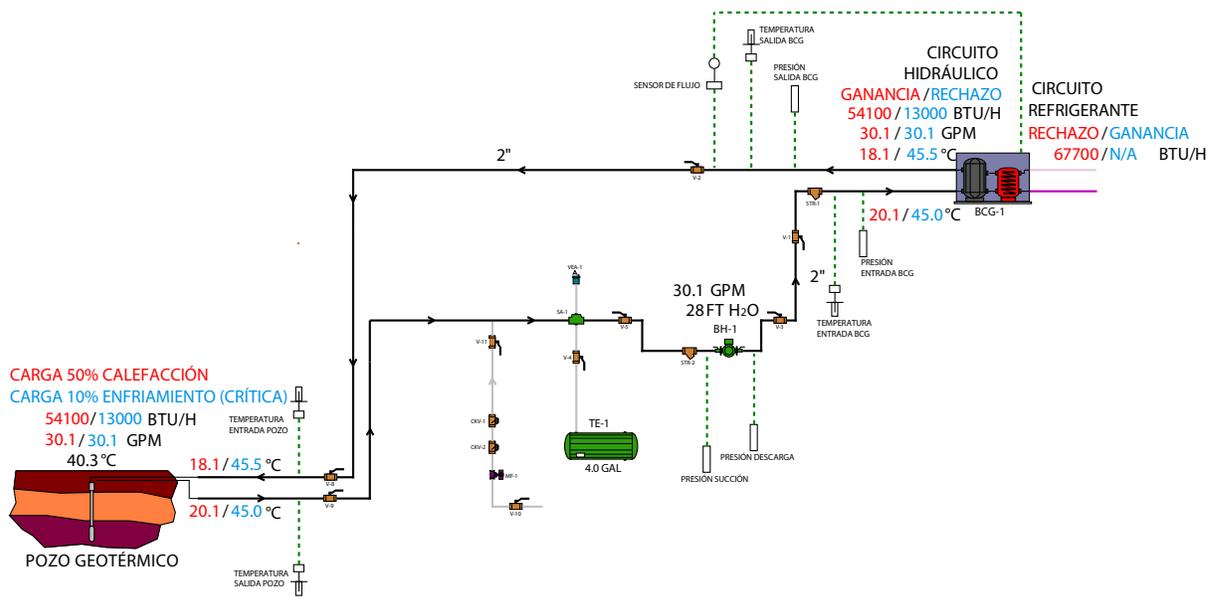


Figura 5.10: Esquema unifilar del circuito hidráulico.

Item	Abreviatura	Descripción
	BCG	Bomba de calor geotérmica
	BH	Bomba hidráulica
	ST	Sensor de temperatura
	SP	Sensor de presión
	SF	Sensor de flujo
	V	Válvula de bola
	CKV	Válvula check
	STR	Strainer o filtro
	CV	Válvula de control
	SA	Válvula separadora de aire
	VEA	Válvula eliminadora de aire
	MF	Medidor de flujo
	TE	Tanque de expansión

Item	Descripción
	Tubería circuito hidráulico Ramal común
	Tubería circuito hidráulico Ramal enfriamiento
	Tubería circuito hidráulico Ramal calefacción
	Tubería refrigerante Vapor
	Tubería refrigerante Líquido
	Sensado en tubería hidráulica y cableado de control

Figura 5.11: Simbología para la el diagrama unifilar de la figura 5.18

Como se puede observar en este diagrama, se consideraron los elementos mecánicos necesarios para un sistema completo y su debida operación y mantenimiento. Se cuenta con un *strainer* en la succión de la bomba recirculadora y en la entrada al intercambiador de placas de la UE, para proteger los equipos de posibles sólidos suspendidos en el agua. También se cuenta con una prevista para el llenado automático del circuito, junto con un caudalímetro para contabilizar el consumo del sistema. Adicionalmente se considera el debido separador de aire, válvula aireadora y tanque de expansión.

5.4. Diseño de la red hidráulica

Posteriormente, luego de tener la red hidráulica, se indican los sensores y elementos para la instrumentación necesaria para monitoreo y operación: manómetros análogos en la entrada y salida de ambos equipos mecánicos (BCG y bomba recirculadora), termómetros análogos en la entrada y salida de la BCG y del pozo, y finalmente un sensor de flujo en la salida del intercambiador de placas.

Este sensor de flujo es crucial para la operación y además obligatorio según las especificaciones del fabricante, ya que es el responsable de confirmar flujo de agua y con esto emitir la señal para que el compresor encienda solamente en caso afirmativo. Este proceso de confirmación de caudal es común en los equipos de aire acondicionado y refrigeración enfriados por agua [81].

Un elemento muy importante y que es imprescindible incluir, aunque no se utilizará de manera constante sino periódica, es el tanque de administración de químicos. Al ser este un sistema cerrado, debe contarse con una adecuada prevista para la periódica inclusión de mezclas y aditivos al agua recirculada con el fin de mantener las condiciones fisicoquímicas solicitadas por el fabricante y recomendadas por el proveedor del tratamiento químico.

Específicamente en este aspecto, se detallan en el cuadro de los anexos 7.7, las condiciones mínimas solicitadas por el fabricante Samsung para el agua del circuito y la respectiva agua de reposición.

Ahora, teniendo diseñado un diagrama unifilar, la atención se tornó hacia el dimensionamiento de las tuberías. Como se comentó en la metodología, el diámetro de esta única red de suministro y retorno dependerá de la caída de presión determinada por diseño y la velocidad media de flujo. Se consideraron las premisas antes discutidas para dimensionar el sistema a una pérdida por fricción de 4 ft w.g. cada 100 pies y una velocidad máxima de 4 ft/s. Con estos valores, se logró un balance evitando costos más elevados en materiales e inversión inicial por diámetros mayores, y evitar una cabeza de bombeo considerablemente más grande por las pérdidas de trasiego, además de ruido y erosión por diámetros menores.

De esto, se concluyó por medio de la aplicación *System Syzer* [83] y el programa *HVAC Solution - Taco Hydronic System Solutions* [88] que la red del circuito hidráulico y el intercambiador del pozo se dimensionarán en tubería de 2 pulg, dejando solamente cambios de diámetro en los acoples de los equipos mecánicos. En tubería HDPE, se pronostica que a una razón de flujo de 30 gpm, la pérdida por fricción será de solamente 1.78 ft w.g. cada 100 ft y una velocidad media de 2.91 ft/s.

La longitud del recorrido de la tubería entre casa de máquinas y el pozo geotérmico es de aproximadamente 45 m. Considerando la profundidad del pozo de 20 m, y que el circuito es cerrado, por lo que las distancias se deben duplicar debido al suministro y el retorno, se calcula que el circuito hidráulico tendrá una longitud aproximada de 130 m, o de cerca de 425 ft. Tomando la caída por recorrido lineal de tubería, se calcula que se tendrá una pérdida de presión de aproximadamente 7.60 ft w.g. por recorrido lineal.

En algunos sistemas de tubería rígida, se estima la caída de presión por accesorios como un 50 % adicional sobre el recorrido, sin embargo, la tubería HDPE es flexible, por lo que la falta de cambios de geometría súbitos característicos de los accesorios permite que se diseñe con solamente un 30 % adicional sobre la caída de presión por tubería lineal. A pesar de esta aproximación, se

5.4. Diseño de la red hidráulica

calcula con un factor de seguridad, como si los accesorios fueran rígidos. Con esto, tenemos una caída por accesorios de 3.80 ft w.g. y el total por tubería como 11.4 ft w.g.

Otros elementos de gran pérdida hidráulica son tradicionalmente los elementos filtrantes por sus pequeños orificios, los tanques y los intercambiadores de calor. Los filtros de malla comerciales como los utilizados para proteger la BCG y la bomba recirculadora pueden tener distintos calibres de perforaciones, los cuales generarán distintas caídas de presión dependiendo de su Cv. En este caso, se tomó un valor de caída en los *strainers* de 1 ft w.g. cada uno [89]. Como se tienen dos en serie, en la succión de la bomba y otro en la entrada a la UE, por estos accesorios tenemos 2 ft w.g. de caída adicional.

El intercambiador de calor del pozo, por su geometría, no se considera como un elemento mecánico que genera una caída adicional, caso contrario al intercambiador de placas de la BCG. La ficha técnica, o *submittal* del equipo Samsung da el dato específico de la caída de presión a través de este intercambiador: 14.4 ft w.g. a 30 gpm [90].

Sumando las caídas de presión, tenemos la siguiente ecuación:

$$\begin{aligned}
 h_{\text{bomba}} &= h_{\text{elevación}} + h_{\text{tubería}} + h_{\text{accesorios otros}} + h_{\text{intercambiadores}} \\
 h_{\text{bomba}} &= h_{\text{elevación}} + h_{\text{tubería longitud}} + h_{\text{tubería accesorios}} + h_{\text{accesorios otros}} + h_{\text{intercambiadores}} \\
 h_{\text{bomba}} &= h_{\text{elevación}} + h_{\text{tubería longitud}} \cdot (1 + 0.50) + h_{\text{accesorios otros}} + h_{\text{intercambiadores}} \\
 h_{\text{bomba}} &= 0 + 425 \text{ ft} \cdot \frac{1.78 \text{ ft w.g.}}{100 \text{ ft}} \cdot (1 + 0.50) + 2.00 + 14.40 \\
 h_{\text{bomba}} &\approx 28 \text{ ft w.g}
 \end{aligned}$$

De esto, se utilizó el programa de *Taco Selection Tools* [91] para generar una selección con unas simples variables de entrada: caudal, cabeza de bombeo y tipo y control de la bomba.



Figura 5.12: Software de selección Taco Selection Tools, en el menú de opciones para la posible selección de bombas. Fuente: [91]

5.4. Diseño de la red hidráulica

Se procedió a analizar las opciones ofrecidas por el software que se observan en la figura 5.12. En este proceso, se pudo observar en una de las columnas donde indica el máximo consumo energético en W, el cual se interpreta como el dato de placa del motor eléctrico.

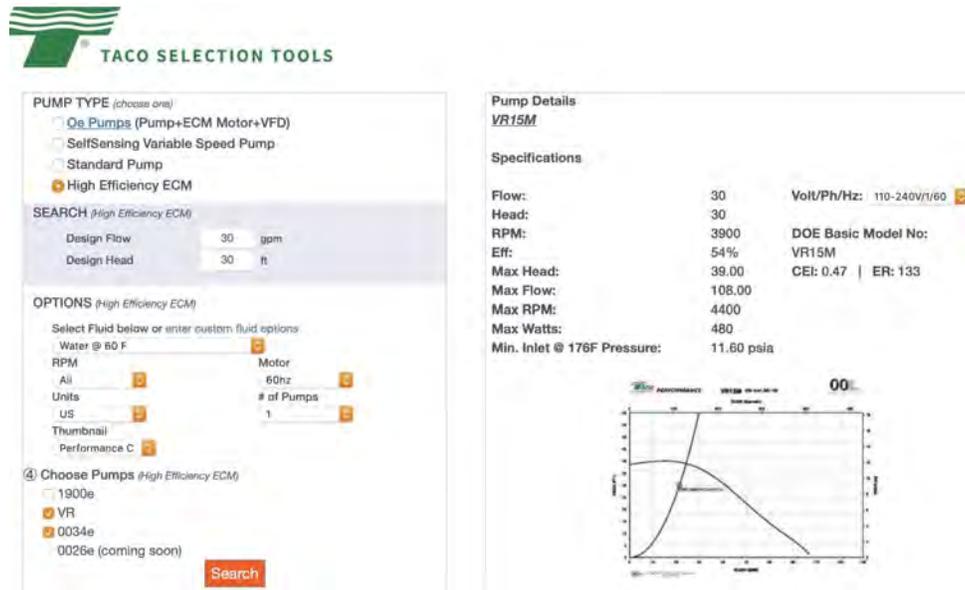


Figura 5.13: Software de selección Taco Selection Tools, en el menú de características de una bomba recirculadora en específico. Fuente: [91]

Considerando que se busca proponer un sistema de alta eficiencia energética, se elige la bomba recirculadora con menor consumo y motor de menor tamaño, confirmando a su vez que cumpla con las condiciones y estudiando su curva característica. De esta forma, se decide a partir de este proceso de diseño, que la bomba recirculadora elegida será la Taco VR15M, cuyas características se presentan en la figura 5.13. La figura 5.14 muestra su curva de operación.

5.4. Diseño de la red hidráulica



Figura 5.14: Bomba recirculadora Taco Comfort Solutions 00e VR15M y su curva característica de operación. Fuente: [92]

En la figura 5.15 se puede observar el detalle de la conexión sugerida por el fabricante Samsung para las unidades exteriores. Se detalla claramente con simbología cada uno de los elementos mecánicos con los que se debería de contar.

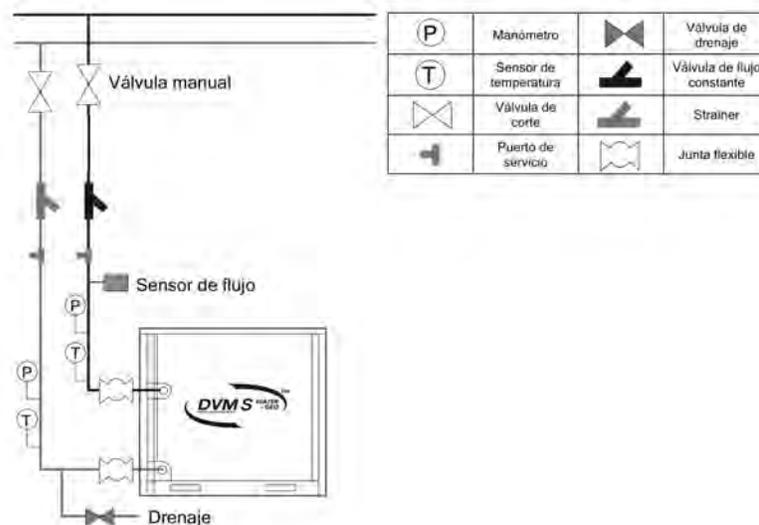


Figura 5.15: Detalle conexión de la red hidráulica a la unidad exterior, según recomendación del fabricante. Fuente: [81]

5.5. Análisis Operacional

Dado el caudal de diseño para la UE seleccionada durante la sección 5.3 se calcula que el diámetro del sistema del circuito hidráulico y del intercambiador de calor debe ser de 2 pulg. Este caudal de 30.1 gpm es el valor requerido para la operación del sistema de acuerdo a las condiciones nominales, y se presentaría una velocidad media de flujo de 2.8 ft/s, lo cual está dentro del límite de 4 ft/s establecido en el diseño hidráulico. Estas condiciones permiten definir los parámetros geométricos y de operación del intercambiador de calor vertical en U para utilizar dentro del pozo geotérmico surgente PO-01. Con ayuda de la ecuación (2.10) se logra obtener el número de Reynolds para el flujo externo del intercambiador (agua del pozo) y el flujo interno del intercambiador (agua del circuito), resultando en valores de 13 673 y 40 432 respectivamente. Según la teoría de transferencia de calor y mecánica de fluidos, estos Reynolds categorizan el flujo como turbulento forzado interno, y por lo tanto es posible utilizar la ecuación (4.4) para la determinación del número de Nusselt (Nu). Con el número Nu se pueden determinar los coeficientes de convección internos y externos, indicados en el cuadro 5.5.

Cuadro 5.5: Coeficientes de convección para el intercambiador de HDPE en el pozo.

Material	Coeficiente de convección interno h_i (W/m ² ·C)	Coeficiente de convección externo h_o (W/m ² ·C)
HDPE	3235.4	903.2

El valor promedio de los coeficientes de convección en el intercambiador de calor vertical se muestran ligeramente superiores a otros casos de tubería HDPE vertical en U en aprovechamientos geotérmicos como los presentados en [79], [93]. Una de las principales razones de esto se debe a que los estudios para intercambiadores de tubos en U suelen estar centralizados en las aplicaciones geotérmicas de suelo; sin embargo, gracias a que el recurso geotérmico por utilizarse es de tipo pozo surgente, los coeficiente de transferencia de calor se ven evidentemente beneficiados debido a las condiciones de flujo forzado en el lado externo al intercambiador. Este beneficio en la transferencia de calor es evidente al analizar las resistencias térmicas obtenidas para cada componente dentro del sistema intercambiador pozo como se presenta en el cuadro 5.6.

Cuadro 5.6: Resistencias Térmicas Calculadas

Componente	Resistencia térmica (°C/W)
Fluido interno	0.000 05
Tubo HDPE	0.001 11
Incrustaciones	0.000 02
Fluido externo	0.000 15

El mayor aporte en la resistencia térmica del sistema tubo de HDPE principalmente debido a su baja conductividad térmica como se esperaba, representando un 84 % de la resistencia total del

Calefacción con pozo geotérmico

sistema. La que tiene un menor efecto y no menos importante al considerar es la resistencia por incrustaciones del lado externo del tubo de HDPE al estar en contacto con el agua geotérmica del lado del pozo. A diferencia del agua interna del circuito cerrado que es tratada químicamente, el agua del pozo geotérmico que interactúa con el exterior del intercambiador de tubo en U muestra condiciones que favorecen la incrustación mas no corrosivas según su índice de Langelier [58]. Por esta razón no se debe obviar la resistencia térmica que puedan generar estas incrustaciones en el tubo para su efecto en la transferencia de calor.

Se obtienen los resultados con respecto al diferencial de temperaturas alcanzadas en el pozo geotérmico PO-01 tanto para el caso de calefacción, como enfriamiento. Debido las condiciones habituales de operación del hotel, se diseña el sistema para que el equipo opere a un 60% de capacidad en enfriamiento y a un 50% de capacidad en calefacción. Estas condiciones involucran una carga parcial de la capacidad nominal del sistema, ya que la condición de capacidad total se presentará en el hotel solo de manera esporádica. Junto con esto, se muestra un efecto directo en los requerimientos del manejo de carga térmica en cada uno de los casos. El sistema de intercambio de calor planteado permite utilizar el pozo geotérmico tanto de fuente de calor como sumidero de calor para los casos de calefacción y enfriamiento correspondientemente. Los resultados para cada caso operacional muestran la capacidad que tiene el recurso disponible para aprovecharse con las condiciones térmicas del sistema de acondicionamiento de aire.

5.5.1. Calefacción con pozo geotérmico

Cuando el pozo está operando en condiciones de diseño de carga térmica por calefacción que corresponde a un 50%, se obtienen las condiciones de operación del equipo presentadas en el cuadro 5.7. Para este diferencial de temperaturas, se puede alcanzar la transferencia de calor necesaria para que el equipo gane las 54.1 MBH requeridas por la BCG.

Cuadro 5.7: Parámetros en operación para calefacción al 50% de carga

Operación	Temperatura T_{ent} (°C)	Temperatura T_{sal} (°C)	Calor transferido (MBH)	Consumo energético (kW)
Calefacción	18.1	20.1	54.1	3.24

Con el galonaje de 30.1 gpm en operación estable para este caso, el diferencial de temperatura en el pozo es de +1.9°C, el cual es el ΔT necesario para alcanzar el aporte energético de 54.1 MBH. A este calor total ganado en el pozo, se le debe adicionar el aporte que genera el compresor de la BCG antes de descargar en las habitaciones, de manera que se completa una carga de 67 MBH, carga equivalente al 50% de carga requerida en los espacios a acondicionar. Con estos datos y un caudal de trabajo constante, se sabe entonces que la transferencia en el pozo deberá ser tal para asegurar un ΔT de +1.9°C a través del tubo en U. Como caso crítico de la capacidad del recurso geotérmico, se necesita que este cuente con una temperatura promedio del fluido geotérmico de al menos 31°C, ya que para este punto, la BCG tendría que trabajar con temperaturas de entrada al equipo de 10.8°C. Estos rangos de temperatura se acercan a las temperaturas de operación de agua helada, lo que puede generar un riesgo de congelamiento en el agua del circuito hidráulico. Además de esto, una disminución en la temperatura promedio del pozo tiene repercusiones a

Enfriamiento con pozo geotérmico

nivel del consumo eléctrico de la BCG ya que para una carga determinada, este consumiría más potencia por el mayor trabajo que tendría que hacer el compresor.

Si bien se había propuesto una temperatura inicial a la entrada del intercambiador de 22°C para las iteraciones del cálculo de transferencia de calor, el valor real que el sistema estaría alcanzando para una operación estable se obtiene como 18.1°C. Esta disminución en la temperatura inicial propuesta se debe a que para alcanzar la transferencia de calor con el pozo, la diferencia de temperatura entre el circuito hidráulico y el pozo debe ser mayor para generar la ganancia de temperatura de +2°C. Si la entrada del fluido hacia el intercambiador fuera 22°C, solamente podría alcanzar una ganancia en el circuito de +1.6°C y dejando de alcanzar la carga térmica requerida por el sistema.

5.5.2. Enfriamiento con pozo geotérmico

En el caso de enfriamiento, se analiza un escenario de operación que es más crítico para el sistema. El pozo geotérmico en este modo de operación debe funcionar como un sumidero para la carga térmica que es extraída de la UE. Como parte de las capacidades de operación del sistema, se espera que sea posible en los meses críticos de diseño para enfriamiento y por las condiciones culturales y comportamientos de los huéspedes del Hotel Recreo Verde, que el sistema se vea forzado a requerir cumplir con la capacidad de trabajar con el 100 % de la carga térmica para enfriamiento. Para esto es necesario que el pozo sea capaz de funcionar como sumidero tanto para las cargas de los espacios como para el calor de rechazo del compresor de la BCG. Considerando esto, al desarrollar el mismo ejercicio para determinar las condiciones de operación, se obtiene lo mostrado en el cuadro 5.8.

Cuadro 5.8: Parámetros en operación para enfriamiento al límite de carga

Operación	Temperatura T_{ent} (°C)	Temperatura T_{sal} (°C)	Calor transferido (MBH)
Enfriamiento	45.5	45	-13.0

El cuadro anterior muestra temperaturas de entrada y salida del intercambiador que rondan los 45°C para el sistema de suministro a la BCG. Dado que el sistema en 100 % de carga en enfriamiento debe rechazar alrededor de 135 MBH considerando el calor de las habitaciones más el compresor, se presenta una limitante en cuanto a la capacidad del sistema. Al encontrarse el pozo geotérmico a una temperatura media de 40.3°C, la BCG va a buscar elevar la temperatura del circuito hidráulico a tal grado que puedan rechazarse los 135 MBH en el pozo.

Para que esto pueda ser alcanzado, el sistema de intercambio de calor debe lograr un diferencial de temperatura en el pozo de de mayor a los 0.5°C obtenidos. Según las condiciones críticas de operación de la BCG, esta no puede operar con temperaturas de entrada del agua mayores a los 45°C, por lo que a nivel del equipo se establece este punto como límite en operación. Si se utilizara el pozo geotérmico PO-01 en modo enfriamiento a plena carga, el equipo se alarmaría al intentar alcanzar el diferencial de temperatura por lo que su límite establece que solamente es capaz de rechazar 13 MBH al pozo, representando menos del 10 % de la carga total

Solución para enfriamiento

requerida. Debido a que no se podrían lograr asegurar las condiciones del agua dentro del rango de operación a la entrada del equipo, no es posible utilizar el recurso geotérmico disponible como sumidero para el rechazo de la carga térmica de las habitaciones y el calor generado por el compresor en modo de enfriamiento.

Este comportamiento se da principalmente por el hecho de que el pozo PO-01 que se está buscando utilizar como sumidero de calor en modo enfriamiento, tiene una temperatura promedio muy cercana al límite superior de temperaturas de operación de la BCG geotérmico. Un sumidero con una temperatura media menor, va a requerir un diferencial de temperatura más lejano a los límites operación de la BCG además de menos necesidad de añadir calor por medio del compresor mejorando además su consumo energético. Caso contrario a lo visto en calefacción con el pozo donde la alta temperatura del recurso geotérmico aporta al sistema beneficiando su consumo energético.

5.5.3. Solución para enfriamiento

Como se menciona en la sección anterior para el caso de enfriamiento con el pozo geotérmico, dadas las condiciones del recurso, se debe buscar una solución alternativa para que la BCG logre operar correctamente para la carga de diseño. Considerando un sumidero de calor donde las temperaturas no sean tan altas y por ende se pueda alcanzar una transferencia de calor total de 135 MBH sin alarmar el sistema, se buscar utilizar el río Toro que pasa en los linderos del Hotel Recreo Verde como se muestra en la figura 7.1. La temperatura promedio del río ronda los 20.2°C según [94]. Con el fin de aprovechar el recurso disponible, un intercambiador tipo *slinky* o de tubería tipo bobina se instalará como un arreglo en paralelo con el pozo geotérmico. Si bien la literatura muestra esta metodología diseño de intercambiadores para cuerpos de agua normalmente estacionarios estanques o lagunas como presentan [17] y [95], el diseño del intercambiador tipo *slinky* se desarrolla mediante la metodología mostrada en la sección 2.3.2

Considerando que se agrega el intercambiador tipo *slinky* en el circuito hidráulico del sistema cerrado para el acondicionamiento de espacios, una serie de rediseños son necesarios en la red hidráulica para acoplar este nuevo ramal. el cálculo de la cabeza de la bomba deberá ser recalculado, buscando cumplir con la ruta hidráulicamente más lejana. El tubo de HDPE se mantiene de 2 pulgadas de diámetro para el pozo y para el río, se nota fácilmente que el circuito crítico es el del río, donde se tiene un recorrido de 52 m hasta el río y luego un intercambiador de 150 m constituido por 15 espirales en las bobinas. Esto resulta en un recorrido de suministro y retorno total de 254 m o 835 ft. Recalculando según la metodología anterior, tenemos la siguiente ecuación:

$$\begin{aligned}h_{\text{bomba}} &= h_{\text{elevación}} + h_{\text{tubería longitud}} \cdot (1 + 0.50) + h_{\text{accesorios otros}} + h_{\text{intercambiadores}} \\h_{\text{bomba}} &= 0 + 835 \text{ ft} \cdot \frac{1.78 \text{ ft w.g.}}{100 \text{ ft}} \cdot (1 + 0.50) + 2.00 + 14.40 \\h_{\text{bomba}} &\approx 39 \text{ ft w.g}\end{aligned}$$

Solución para enfriamiento

Contando con esta cabeza, volvemos a realizar la selección de la bomba recirculadora con el software de *Taco Selection Tools* manteniendo el caudal y modificando la cabeza a 40 ft wg. Se puede observar que en la figura 5.12 la primera opción era la VR15M, sin embargo analizando la curva característica se aprecia que esta no puede operar a esta cabeza, por lo que ahora la selección se traslada a la segunda opción de la tabla de 5.12, la versión de alta presión o VR15H. Sus características se presentan en la figura 5.16.

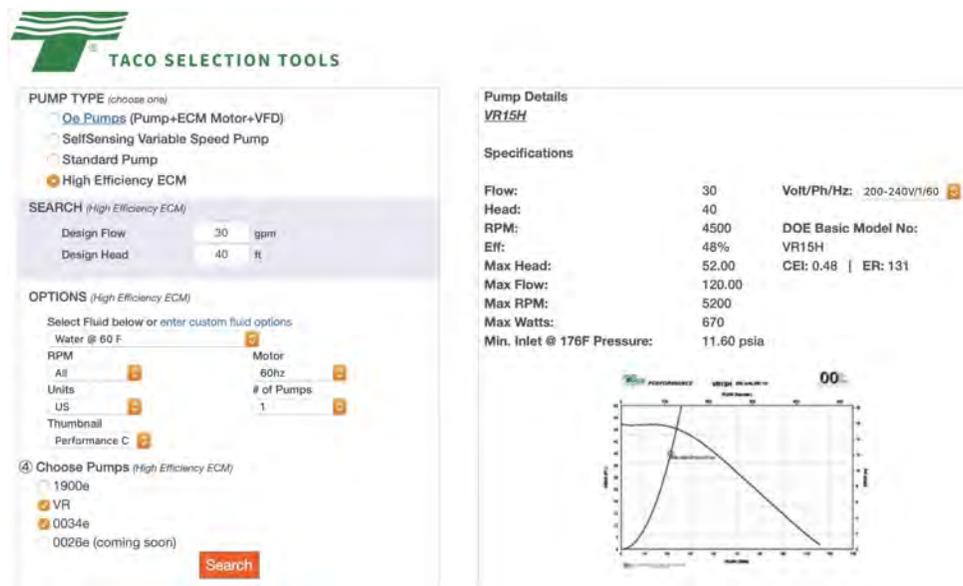


Figura 5.16: Software de selección Taco Selection Tools, en el menú de características de la bomba recirculadora VR15H. Fuente: [91]

La curva característica de esta opción se presenta en detalle en la figura 5.17.

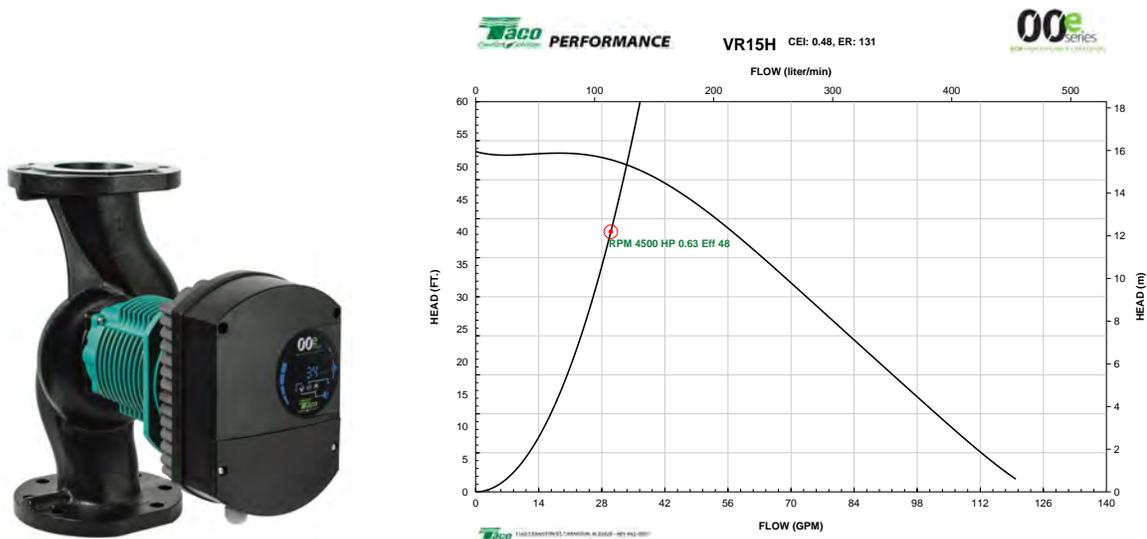


Figura 5.17: Bomba recirculadora Taco Comfort Solutions 00e VR15H y su curva característica de operación. Fuente: [92]

Solución para enfriamiento

Adjuntando los nuevos ramales para suplir las necesidades de las condiciones tanto en calefacción como enfriamiento, la figura 5.18 muestra el sistema hidráulico resultante para lograr que el sistema opere en ambos modos según sean los requerimientos de carga en las habitaciones del hotel. Según los resultados obtenidos para el caso de enfriamiento utilizando el nuevo ramal del circuito hidráulico que pasa por el río, se tienen las condiciones de operación mostradas en el cuadro 5.9.

Cuadro 5.9: Parámetros en operación para enfriamiento al 100% de carga

Operación	Temperatura T_{ent} (°C)	Temperatura T_{sal} (°C)	Calor transferido (MBH)	Consumo energético (kW)
Enfriamiento	36.4	31.6	135.0	8.7

La diferencia de temperaturas mayores entre las temperaturas de operación de la BCG y el sumidero de calor, permite conseguir una tasa de transferencia mayor alcanzando los 135 MBH de calor de rechazo en el intercambiador tipo *slinky*. Se puede observar que las temperaturas de operación no se acercan a los límites operacionales de 45°C como si sucede en el caso de utilizar el pozo geotérmico PO-01 como sumidero. Un aumento de 110 m la longitud efectiva y por ende el área de transferencia de calor aporta una mejoría en la transferencia de calor con respecto al intercambiador de tubo en U utilizado en el pozo. Al igual que para calefacción, las condiciones de diseño para enfriamiento no se desarrollan para que el sistema opere siempre al 100% de carga, sino a un 60% contemplando uso y ocupación de los espacios a acondicionar. Considerando esto, se obtienen los resultados para el sistema operando a un 60% de capacidad que corresponde a unos 86 MBH contemplando el calor rechazado por el compresor de la BCG. El cuadro 5.10 muestra las temperaturas de operación del circuito cerrado en el intercambiador.

Cuadro 5.10: Parámetros en operación para enfriamiento al 60% de carga

Operación	Temperatura T_{ent} (°C)	Temperatura T_{sal} (°C)	Calor transferido (MBH)	Consumo energético (kW)
Enfriamiento	30.5	27.4	-86.0	3.8

Dado el menor requerimiento de transferencia de calor para una carga térmica de 60%, se puede observar que la BCG puede operar con temperaturas más cercanas a la temperatura del río Toro. Esta menor necesidad en calor también se ve reflejada en una disminución del consumo energético al necesitar menor aporte del compresor. Los resultados anteriores muestran que el sistema planteado con el nuevo ramal en el río Toro para la operación el enfriamiento logra cumplir con los requerimientos de carga.

Integrando el caso de utilización del pozo geotérmico para calefacción y el río Toro para enfriamiento, se obtiene un nuevo sistema hidráulico donde se hace la distribución de los flujos según sea el modo de operación en el sistema de acondicionamiento de aire. Las figuras 5.18 y 5.11 muestran el esquema unifilar del circuito hidráulico obtenido para el sistema de climatización de las habitaciones del Hotel Recreo Verde.

5.6. Estudio financiero

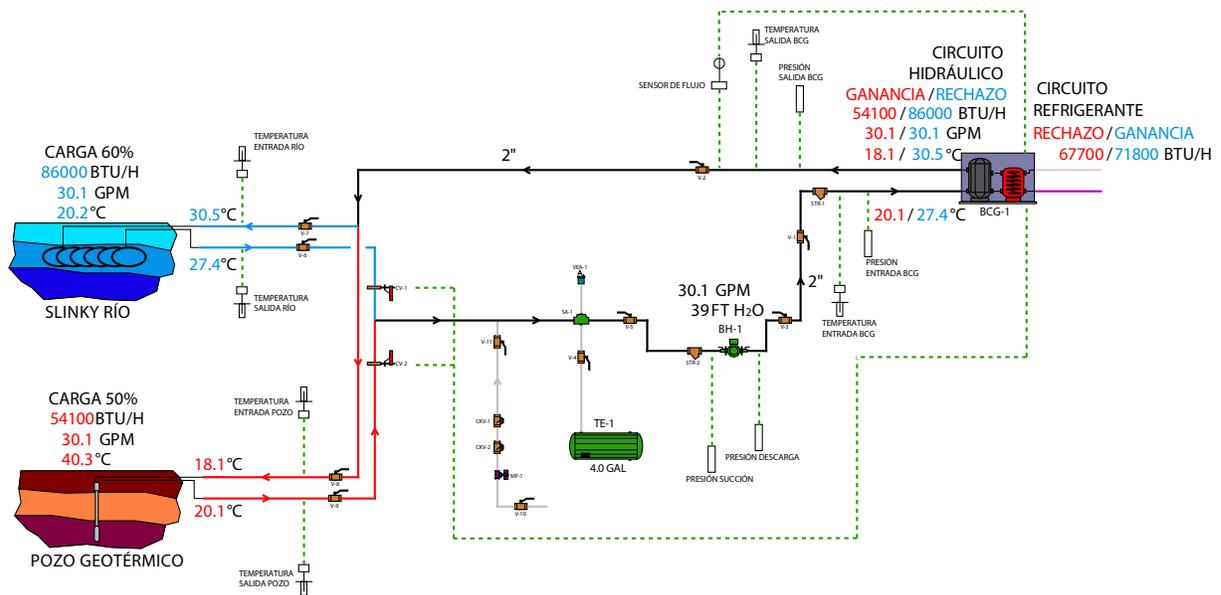


Figura 5.18: Esquema unifilar del circuito hidráulico para calefacción y enfriamiento

La comunicación entre los ramales al pozo geotérmico y el río Toro están controlados por medio de dos válvulas de control que maneja la BCG según su modo de operación. Esto permite la programación de la BCG para que dirija según los requerimientos de carga al accionar las válvulas de control además de la bomba hidráulica de flujo variable.

5.6. Estudio financiero

5.6.1. Costo de inversión

Al definirse el sistema mecánico para acondicionamiento de las habitaciones del Hotel Recreo Verde, es posible desarrollar un estudio financiero. Para abordar este estudio, se obtuvieron los costos de la inversión necesaria para cada una de las tecnologías. Tres rubros fueron identificados como principales contribuyentes para la inversión del sistema de climatización: equipos, materiales y mano de obra. La suma de estos comprende los elementos necesarios para la implementación del sistema en el Hotel Recreo Verde. El cuadro 5.11 muestra la inversión inicial total para el sistema de BCG.

Cuadro 5.11: Costos de inversión para sistema de BCG.

Rubro Sistema BCG	Costo
Equipos	\$ 23 027
Materiales	\$ 10 531
Mano de obra	\$ 4 465
Total	\$ 38 023

Costo de inversión

El rubro de equipos contiene todos los equipos mecánicos: las unidades interiores, la unidad centralizada exterior y la bomba hidráulica; junto con los accesorios específicos para la operación del sistema, como los termostatos, la totalidad de las válvulas, *strainers*, tanque de expansión, manómetros, termómetros y sensores.

Por aparte, en el rubro de materiales se comprende a todos los consumibles y elementos específicos necesarios para la instalación de los equipos. Tubería y accesorios de cobre y su respectiva cañuela o aislamiento, la tubería HDPE, gases y varilla para soldadura, soportería, accesorios eléctricos como desconectadores, cableado y canalización, y otros consumibles.

Por último, en el rubro de la mano de obra se detalla el presupuesto con las horas aproximadas requeridas para el montaje del sistema hidráulico y equipos de acondicionamiento. Se contemplan un operario y un ayudante, y adicionalmente un soldador de cobre calificado. También se consideran las cargas sociales, los viáticos de hospedaje y subvención para alimentación, ya que se trata de un proyecto fuera del Gran Área Metropolitana. El desglose de estos tres rubros se detalla en el cuadro 7.8.

Con esta misma metodología, se hizo el desglose de los costos de inversión asociados a la propuesta con equipos comerciales de expansión directa (DX). El cuadro 5.12 muestra como en este caso particular, se disminuyen los costos por equipos, ya que solo se requieren 9 equipos *minisplit* independientes, menor cantidad de tubería de cobre, ningún circuito hidráulico, y menor cantidad de cableado y canalización. Como se esperaba, se consideran menos días para la instalación, y el mismo soldador fungiría como el operario para la instalación. De igual forma, el desglose se detalla en el cuadro 7.9.

Cuadro 5.12: Costos de inversión para sistema DX.

Rubro Sistema DX	Costo
Equipos	\$ 10 599
Materiales	\$ 3 689
Mano de obra	\$ 3 439
Total	\$ 17 727

El aumento en la inversión inicial es evidente, ya que el sistema de BCG es más costoso en todos sus factores. El único rubro donde se asemejan ligeramente es en cuanto a mano de obra, ya que aunque el sistema de la BCG requiere la instalación del sistema hidráulico adicional al sistema de refrigeración, al ser una sola UE facilita su construcción.

La figura 5.19 muestra la distribución de los costos asignados a cada uno de estos rubros en forma de gráficos tipo barra. Al presentarse de esta forma, es más evidente la diferencia en costos entre un tipo de tecnología y otra.

Costo de inversión

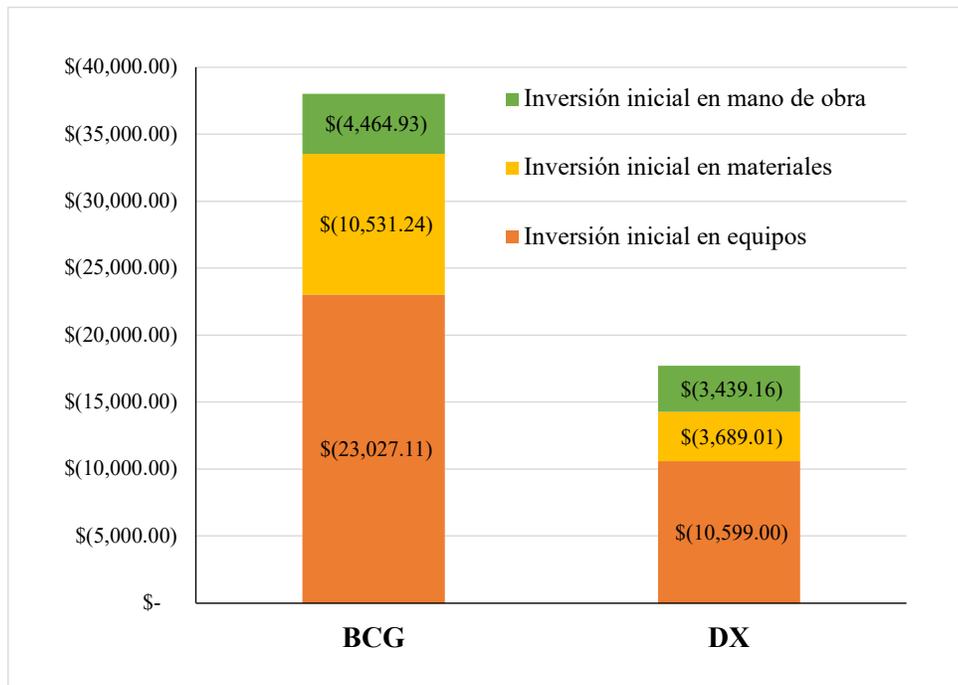


Figura 5.19: Contraste de los costos de inversión inicial para el sistema BCG y el sistema DX.

Porcentualmente la diferencia en el costo de inversión inicial para el sistema DX es apenas un 47 % en comparación al sistema BCG. La instalación del sistema hidráulico requiere tubería, accesorios y equipo adicional, por lo que naturalmente encarece el costo inicial del proyecto. Añadido a esto, la UE centralizada presenta un aumento de \$3 870 con respecto a tener las nueve UE individuales para cada una de las habitaciones.

Una de las grandes ventajas a nivel de costos iniciales que presenta este proyecto en el Hotel Recreo Verde, es que no requiere presupuestar ni hacer la inversión de capital para el proceso de perforación de los pozos geotérmicos, ya que estos ya se encuentran disponibles en el sitio. En este caso, el pozo PO-01 sería el utilizado para el sistema de climatización. Como muestra [96], las perforaciones de los pozos geotérmicos tienen un alto costo asociado que puede calcularse en función de su profundidad. Es muy importante tener en cuenta que para la implementación de un sistema de aprovechamiento del recurso geotérmico, usualmente sí se deberá invertir en esta actividad.

Se pueden observar otros desgloses de costos iniciales en proyectos que utilizan BCG, como el que se muestra en [97]. El trabajo citado, presenta también un sistema hidráulico de aproximadamente la misma capacidad (110 MBH para calefacción). En ese proyecto, la inversión inicial ronda los \$42 000, donde el mayor aporte lo compone la BCG, alrededor de un 28 % del monto total, en comparación con 27 % aportado para el caso de estudio en el Hotel Recreo Verde.

5.6.2. Análisis de costos de operación

Al realizar el análisis de costos generales de un proyecto, se pueden reflejar importantes ahorros que benefician la viabilidad del mismo, por ejemplo, en los costos de operación. En este caso, una de las principales iniciativas de implementar el sistema BCG es centralizar el consumo de energía en una sola unidad exterior. La mayor parte de la energía eléctrica que consumen los sistemas de aire acondicionado por refrigeración por compresión es precisamente en el compresor, y como se comentó en la sección 2.5.2, las bombas de calor geotérmicas y sistemas VRF tienen mejores rendimientos que sus contrapartes tradicionales *split* de expansión directa.

Ambas propuestas deben contemplar el consumo energético de las unidades interiores, sin embargo, este se compone primordialmente del ventilador, el cual tiende a ser de bajo consumo, y componentes electrónicos de control, como la tarjeta de comunicación y la válvula de expansión. Por esto, según el catálogo del fabricante [98], las UI tienen un consumo nominal de no más de 0.5 A a 208 V, es decir, no más de 100 W. Como todas las UI son equivalentes en capacidad en ambas alternativas, no se consideró relevante contrastarlas.

Una sección donde sí se consideró un aporte en consumo energético que no se puede obviar en un sistema de esta naturaleza, es en el bombeo del circuito hidráulico, especialmente si se toma una operación continua de 24 horas diarias durante todo el mes. Luego de seleccionar la bomba recirculadora, se adicionó su aporte en el consumo energético total de la propuesta del sistema BCG.

Según la frecuencia de operación del sistema de acondicionamiento de aire, esta opera 15 horas al día durante 25 días del mes en modo enfriamiento. Para calefacción se espera un menor uso, por lo cual se asume una operación de 15 horas diarias durante solamente 5 días del mes. Con esto, se tiene un consumo mensual pronosticado de 1 673 kWh de la bomba de calor y de 216 kWh de la bomba recirculadora, para un total de 1 889 kWh mensuales para este sistema. Bajo la misma frecuencia de operación, el sistema DX tiene un consumo mensual total de 2 863 kWh. En el cuadro 5.13 se puede identificar el desglose de los consumos para ambos sistemas.

Cuadro 5.13: Contraste de consumos energéticos BCG vs. DX: bajo condiciones de 60 % de carga de enfriamiento, circuito pasando por el río, 50 % de carga de calefacción, pasando por el pozo

Sistema	Equipo		Modo	Cantidad	% de operación	Consumo de potencia a plena carga	Consumo de potencia en operación	Consumo de energía mensual	Consumo de energía mensual sistema	
						kW	kW	kWh	kWh	
BCG	Samsung DVM S Water	UE	AM120HXWAFR/AA	Enfriamiento	1	60%	-	3.80	1425	1889
		Bomba	Taco VR15H			100%	0.48	0.48	180	
		UE	AM120HXWAFR/AA	Calefacción	1	50%	-	3.30	248	
		Bomba	Taco VR15H			100%	0.48	0.48	36	
DX	Samsung Minisplit	UE	AR12TSFABWKXAP	Enfriamiento	5	60%	1.27	0.76	1429	2863
		UE	AR18TSFABWKXAP			60%	1.00	0.60	900	
		UE	AR12TSFABWKXAP	Calefacción	5	50%	1.45	0.73	272	
		UE	AR18TSFABWKXAP			50%	1.75	0.88	263	

Análisis de costos de operación

Aunque en ambas alternativas se tengan la misma cantidad y tipo de unidades interiores, los programas de mantenimiento preventivo e incluso correctivo se verán beneficiados hacia la alternativa de BCG ya que en el sistema DX se tiene una unidad exterior por habitación, la cual requiere limpieza en su intercambiador de calor periódicamente y está expuesta a daños. En la alternativa del VRF enfriado por agua o BCG, la unidad exterior requerirá un cuidadoso programa de tratamiento químico del agua del circuito cerrado, para evitar incrustaciones en el intercambiador de placas interno y mantener un correcto coeficiente de transferencia de calor. Esto además protegerá componentes del circuito hidráulico como la bomba recirculadora y sensores. En la figura 5.20 se puede observar como el costo anual promedio de mantenimiento del sistema DX es aproximadamente un 55 % mayor que el de la BCG. El desglose para cada uno de estos costos anuales se tienen en las figuras 7.10 y 7.11.

Se tienen los costos promedio anuales para el consumo energético de ambos sistemas. Aún operando el sistema BCG y el DX bajo el mismo régimen, el sistema de BCG muestra un ahorro promedio anual de alrededor de \$2 807 por menor consumo de energía. La alternativa de sistemas *minisplit* proyecta un consumo de aproximadamente 51 % mayor en comparación con el sistema BCG completo. Esto ejemplifica como el aprovechamiento de sumideros y fuentes de calor para el manejo de las cargas térmicas, en conjunto con unificar el sistema con un único compresor, logra beneficiar de forma considerable los consumos de energía.

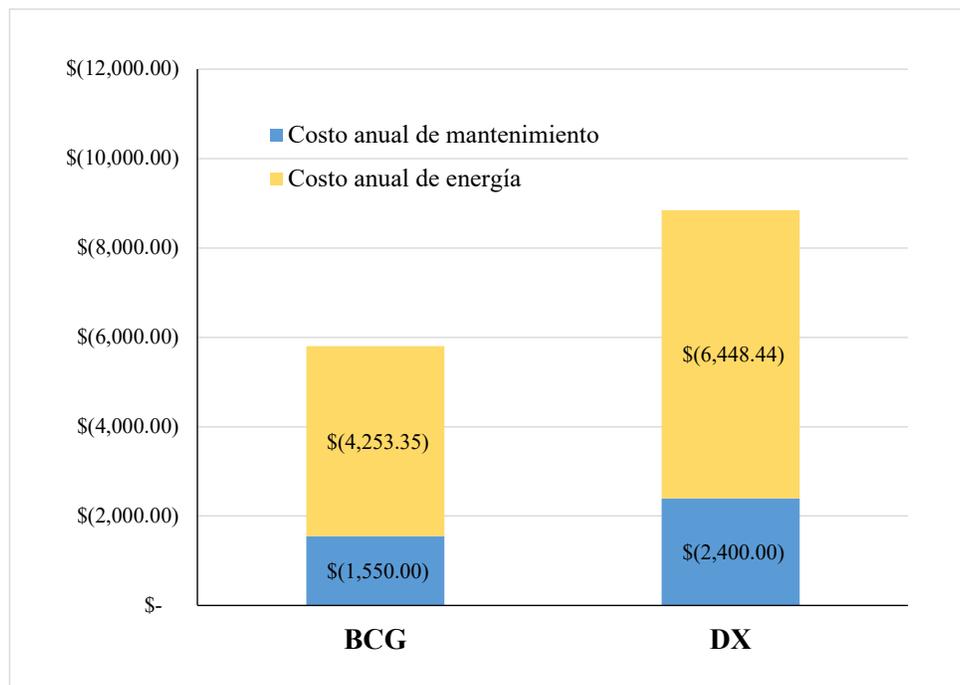


Figura 5.20: Contraste de los costos de operación para el año 1 del sistema BCG y el sistema DX.

El cuadro 5.14 muestra los indicadores financieros obtenidos para las condiciones de estudio base. Para esto, se tomó una tasa de descuento del 10.3 %, con un costo de la energía eléctrica de \$0.188/kWh para comercios y servicios, y una diferencia de inversión adicional de \$20 296 obtenida con respecto al sistema DX.

Análisis de sensibilidad

Cuadro 5.14: Resultados para indicadores financieros para condiciones base del proyecto.

Indicador	Resultado
VAN	\$ 624
TIR	11.0 %
TMAR	10.3 %

Debido a que el VAN es mayor a cero, se dice que el proyecto muestra una favorabilidad según su criterio de aceptación. Además de esto, la TIR resultante es mayor a la TMAR requerida, indicando de esta forma que la tasa de retorno está siendo favorable contra el riesgo del proyecto. Como se muestra en la figura 5.20, los rubros anuales para el sistema de BCG permiten que aún con un costo de inversión considerablemente mayor al sistema DX, su costo de se vaya diluyendo en los años del proyecto mostrando así indicadores financieros positivos para su implementación.

5.6.3. Análisis de sensibilidad

Un correcto análisis de sensibilidad permite observar el efecto que podrían llegar a tener los factores estudiados en la viabilidad de la implementación del proyecto. La tasa de interés, la inversión inicial y el costo de la energía son los factores variables bajo los cuales se estudia si el proyecto podría volverse más o menos rentable, o incluso no viable. Si bien el caso base estudiado en la sección anterior muestra viabilidad en la implementación del proyecto, se muestra a continuación cada caso del análisis de sensibilidad, discutiendo el resultado calculado para cada uno de los indicadores. Estos indicadores, junto con las variables modificadas, se presentan en las figuras 5.21, 5.22 y 5.23.

Comenzando por analizar la variación en la tasa de interés, se analizaron diversos escenarios adicionales al caso con tasa de referencia del 7%. En caso de que se tenga una oferta de financiamiento para proyectos de bien ambiental o de interés social, se podría esperar una tasa con incentivos del 4%. Ahora, en caso de que el banco o prestamista considere que es un proyecto con alto riesgo de inversión, brindaría el capital con una tasa castigada, que se pronostica que la tasa de interés podría llegar a ser hasta el 12%. Analizando la gráfica 5.21 se puede identificar que el VAN se vuelve negativo una vez que la tasa de interés llega a ser 7.7%, y con esas condiciones, la TMAR toma el mismo valor que la TIR. A partir de ese valor de interés, un incremento implicaría una mayor TMAR que la TIR y un VAN negativo.

Análisis de sensibilidad

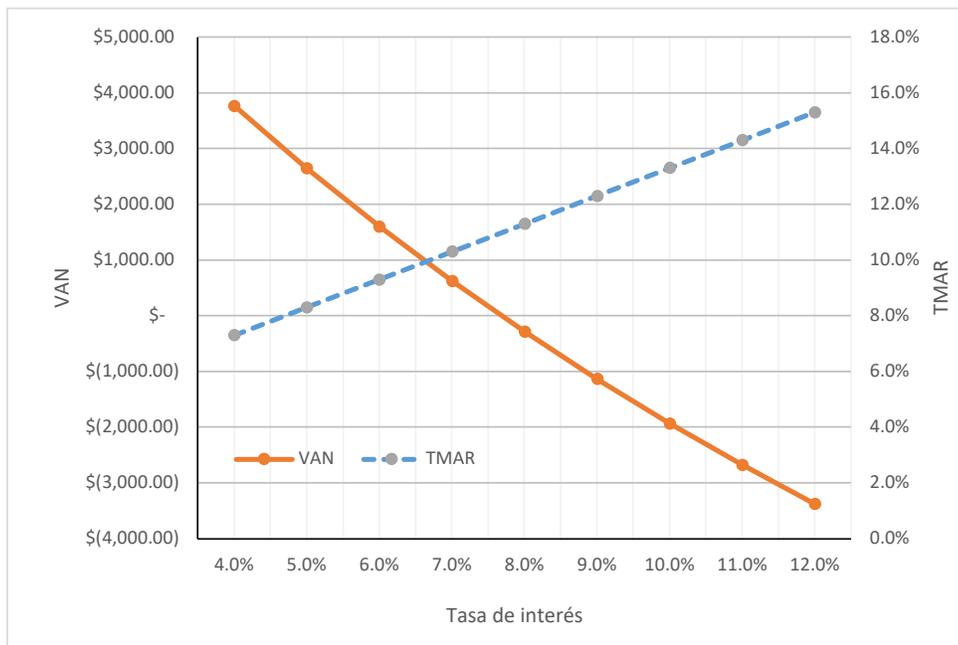


Figura 5.21: Análisis de sensibilidad para la tasa de interés.

Luego, estudiando la variable de inversión inicial, se definen el rango de posible variación. El extremo inferior, donde el monto adicional que se deberá invertir en el sistema de BCG sobre el sistema DX es un poco menor, es una aproximación del costo en caso de que se construya con la menor cantidad de instrumentación, optimizando al máximo los recursos de materiales y mano de obra. En el extremo superior se considera el escenario donde se construiría un sistema implementando redundancia en el sistema hidráulico con una segunda bomba, caso ideal de implementación desde el punto de vista de ingeniería.

Observando la gráfica 5.22, se puede identificar que en caso de que la inversión inicial adicional sea de \$20 894, el VAN se vuelve cero y la TIR sería 10.3 %, igual a la TMAR. En ese punto, una inversión inicial adicional mayor generaría un VAN negativo y una TIR menor a la TMAR, haciendo el proyecto no atractivo desde el punto de vista financiero.

Análisis de sensibilidad

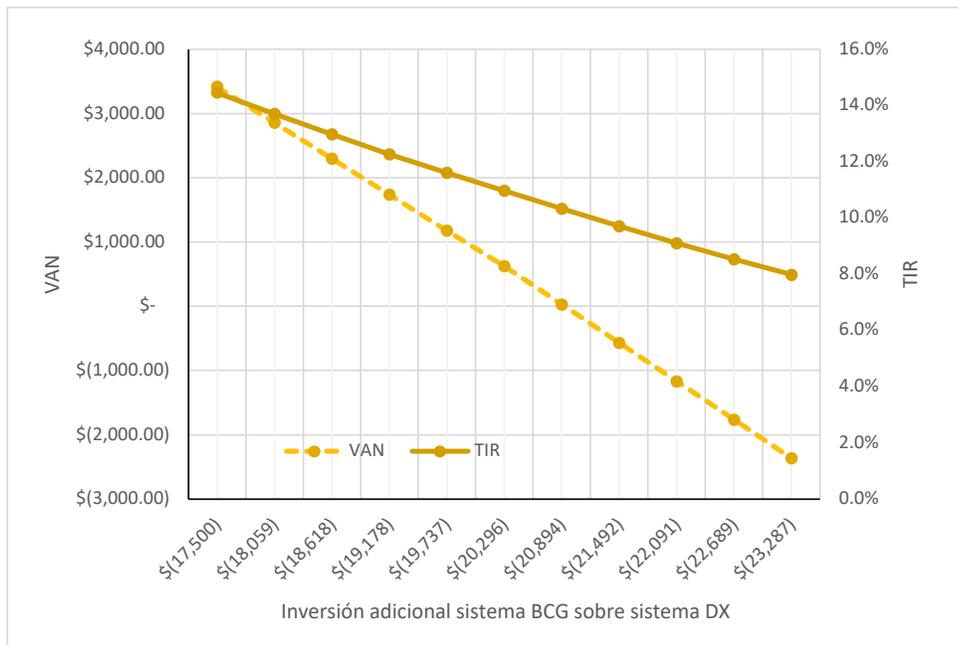


Figura 5.22: Análisis de sensibilidad para diferencia de costo en la inversión inicial.

Finalmente, se toma el caso donde el costo de la energía es variable y se mantienen las otras variables antes discutidas. Como límite inferior, se toma un costo de la energía de \$0.126 por kWh, la cual es la tarifa preferencial para obras de carácter social (T-CS) [99]. La principal recuperación de inversión del proyecto es debido al menor uso energético del sistema BCG sobre el DX, por lo que a menor costo de la energía, se puede observar en la gráfica 5.23 que el VAN disminuye. De esta misma figura, se puede identificar que el VAN se vuelve cero cuando la energía tiene un costo cercano a \$0.180 por kWh, punto donde la TIR, de nuevo, es igual a la TMAR.

De estos análisis, se comprende que entre más cara la energía, más rápida será la recuperación de la inversión inicial adicional, aunque la facturación y gasto por operación sea mayor.

Análisis de sensibilidad

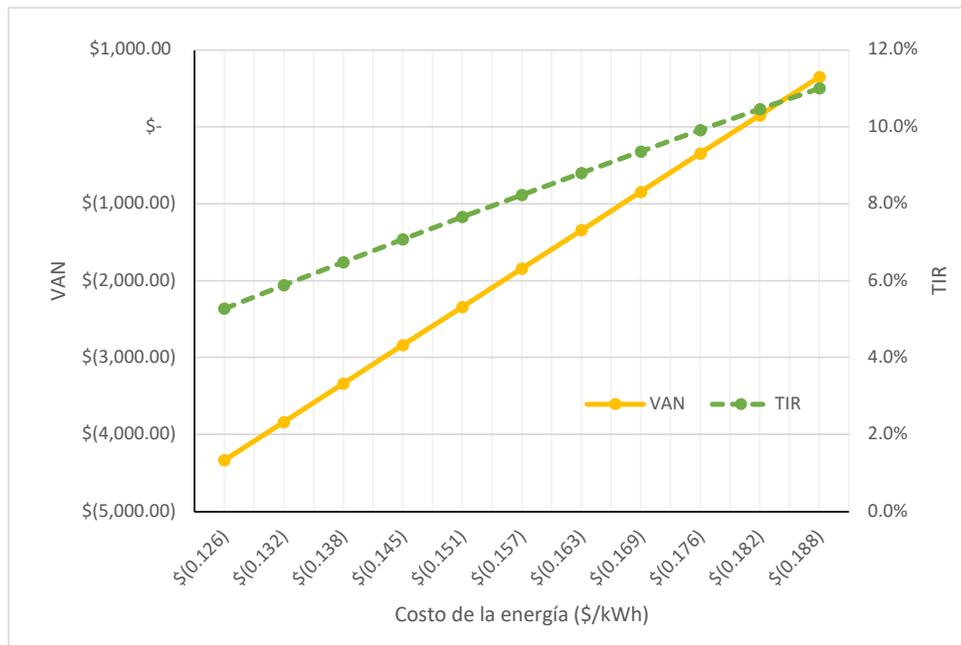


Figura 5.23: Análisis de sensibilidad para costo de energía, \$/kWh.

De todo este estudio financiero, se comprende que el proyecto tiene sensibilidad a la tasa de interés, los costos iniciales de inversión y el costo de la energía, por lo que es importante definir, negociar y acordar buenas condiciones para mejorar el resultado financiero del proyecto.

6. Conclusiones

En este trabajo se presentó una propuesta de diseño para el sistema de climatización de las habitaciones en el Hotel Recreo Verde mediante el uso de energía geotérmica. El sistema diseñado cuenta con la capacidad de acondicionar las habitaciones en modo calefacción y en modo enfriamiento. Dependiendo de su operación, el equipo bomba de calor utilizará un foco caliente y un sumidero frío provenientes de dos distintos recursos naturales disponibles en el sitio.

Se lograron obtener las cargas térmicas en los dos tipos de habitaciones. Una modificación en la construcción de las habitaciones es requerida para acondicionar los espacios según el diseño planteado y disminuir la carga térmica que debe cumplir la bomba de calor. Las modificaciones constructivas propuestas consiguen aumentar la resistencia térmica general en la construcción de las habitaciones de 1.02 (hr-ft²-°F/Btu) a 8.29 (hr-ft²-°F/Btu) y minimizar las infiltraciones. Estas medidas lograron reducir la carga térmica al menos en un 50 %.

Adicionalmente se logró establecer el rango de temperaturas de operación del anteriormente comentado circuito hidráulico, para las condiciones de diseño. Considerando que el pozo geotérmico tiene una temperatura media del agua de 40.3°C, en modo calefacción, el sistema puede operar de manera satisfactoria. La condición de diseño en este caso fue del 50 % de capacidad nominal, extrayendo una carga térmica de 54 100 Btu/h del foco caliente, y temperaturas de agua del circuito de 20.1°C y 18.1°C. En su contraparte, este mismo pozo tiene una temperatura muy alta para poder actuar como sumidero y rechazar el calor del sistema en modo enfriamiento. Por esto, se concluye que se rechazará en el río como sumidero frío. Bajo la condición de diseño del 60 % de carga nominal, se rechazará una carga de 86 000 Btu/h con temperaturas de agua del circuito de 27.4°C y 30.5°C.

Satisfactoriamente se diseñó el circuito hidráulico necesario para operar la bomba de calor geotérmica. En este se tomaron las consideraciones constructivas comúnmente recomendadas y normativa aplicable. Se verificaron adecuadas velocidades de flujo y los respectivos factores de fricción. En el mismo se incluyó la bomba recirculadora junto a toda su valvulería y accesorios, junto con una adecuada selección del material del circuito, considerando facilidad de instalación y factores de ingeniería como conductividad térmica. Este circuito se visualizó incorporando los dos intercambiadores *slinky* y tubo en U a una única red que recircula también a través del intercambiador de placas del equipo VRF.

Se presupuestó la implementación del sistema bomba de calor geotérmica y se compararon los costos con el presupuesto de implementación de un sistema de climatización con equipos *mini-split* tradicional. Con la comparativa de estos dos escenarios, el estudio financiero realizado arrojó un resultado positivo bajo indicadores financieros como el VAN, TIR y TMAR, donde

el consumo de la energía mostró ser el diferenciador principal para la ventaja tecnológica de la BCG sobre el sistema *mini-split*. Se presentó un análisis de sensibilidad, variando factores como la tasa de interés, costo de la energía eléctrica y inversión inicial adicional. El análisis de sensibilidad permitió evaluar los límites de viabilidad financiera para el proyecto.

7. Recomendaciones

Se recomienda realizar un estudio hidro geológico que permita comprender las capacidades hídricas del pozo PO-01 que sería utilizado como aprovechamiento para el sistema de climatización. De esta forma, se podrá analizar y asegurar de antemano que el pozo cuenta con la características de permeabilidad y capacidad hidro térmica para poder ser utilizado como fuente de calor. Es recomendable también, un estudio de las temperaturas del PO-01 en el tiempo para obtener su perfil térmico real antes de desarrollar un aprovechamiento de este recurso. Adicionalmente, se sugiere analizar factibilidad de no utilizar necesariamente los pozos ya presentes en el proyecto, sino contemplar integralmente desde un frente de desempeño térmico, viabilidad económica y técnica, la opción de utilizar otro recurso térmico.

Se propone, para futuras investigaciones, la utilización del sistema mecánico propuesto o variantes del mismo, para utilización de los recursos disponibles, inclusive el calor de rechazo de los sistemas de climatización para aprovechamiento y generación de agua caliente sanitaria entre otras de los posibles usos directos de la geotermia ya discutidos en este trabajo. En el caso de buscar una mayor capacidad térmica, es necesario valorar las capacidades de los recursos disponibles en el hotel. Si bien el proyecto cuenta con una viabilidad técnica por parte de los equipos y el sistema presentado, se recomienda contemplar la posibilidad de incluir redundancia en los equipos mecánicos y así brindarle seguridad al cliente con su sistema instalado.

Referencias Bibliográficas

- [1] J. Lund y A. Toth, “Direct Utilization of Geothermal Energy 2020 Worldwide Review”, en *Proc. World Geothermal Congress*, Reykjavik, Iceland, abr. de 2020, pp. 1-39.
- [2] *Fomento de la Geotermia en Centroamérica*, GIZ: Deutsche Gesellschaft für Internationale Zusammenarbeit, 2019.
- [3] *Guía para el uso eficiente de la energía eléctrica aplicado a pequeños hoteles y otras PYMES*, Instituto Costarricense de Electricidad (ICE).
- [4] Y. Çengel y M. Boles, *Thermodynamics: An Engineering Approach*, 8va ed. Nueva York, NY: McGraw-Hill Education, 2015, ISBN: 978-0-07-339817-4.
- [5] C. Smith y E. Kelly, *Energy Management Principles*, 2da ed. Elsevier, 2016, pp. 125-187. DOI: 10.1016/B978-0-12-802506-2.00008-2.
- [6] T. Welch, “Module 10: Absorption refrigeration”, *ICIBSE*, 2009.
- [7] J. P. García, C. Míguez, F. Monedero e I. Rico, *Parque de Bombas de Calor en España*. Madrid, España: IDAE, 2016.
- [8] S. Maddah, M. Goodarzi y M. Safaei, “Comparative study of the performance of air and geothermal sources of heat pumps cycle operating with various refrigerants and vapor injection”, *Alexandra Engineering*, 2020. DOI: 10.1016/j.aej.2020.07.009.
- [9] I. Arnabat. (2015). Funcionamiento de bomba de calor aire agua, [En línea] Recuperado de: <https://www.caloryfrio.com/calefaccion/bomba-de-calor/bombas-de-calor-reversibles-aire-agua-sistemas-integrales.html>.
- [10] K. Ninikas, N. Hytiris, R. Emmanuel, B. Aaen y S. McMillan, “A renewable heat solution for water ingress in the Glasgow subway tunnel system”, en *Energy and Sustainability 2014*, pp. 161-171. DOI: 10.2495/ESUS140141.
- [11] C. Lopez, “El subsuelo como fuente de energía. Instalaciones geotérmicas”, no publicado.
- [12] Y. Abbasi, E. Baniyadi y H. Ahmadikia, “Performance Assesment of a Hybrid Solar-Geothermal Air Conditioning System for Residential Application: Energy, Exergy, and Sustainability Analysis”, *International Journal of Chemical Engineering*, p. 13, mayo de 2016. DOI: 10.1155/2016/5710560.
- [13] J. Corberán, A. Cazorla, J. Marchante y C. Montagud, “Dual source heat pump, a high efficiency and cost-effective alternative for heating, cooling and DHW production”, *International Journal of Low-Carbon Technologies*, vol. 13, pp. 161-176, 2018. DOI: 10.1093/ijlct/cty008.
- [14] Y. Çengel y A. Ghajar, *Transferencia de Calor y Masa*, 4ta ed. Distrito Federal, México: McGraw-Hill Interamericana, 2011, ISBN: 978-607-15-0540-8.

Referencias Bibliográficas

- [15] A. Chiasson, *Geothermal Heat Pump and Heat Engine Systems: Theory and Practice*, 1ra ed. Hoboken, NJ: John Wiley & Sons Ltd., 2016, p. 473, ISBN: 9781118961971.
- [16] M. R. Salimpour, “Heat transfer coefficients of shell and coiled tube heat exchangers”, *Experimental Thermal and Fluid Science*, vol. 33, pp. 203-207, 2009.
- [17] G. M. Hansen, “Experimental Testing and Analysis of Spiral-Helical Surface Water Heat Exchangers”, Tesis doct., Oklahoma State University, Stillwater, OK, 2011.
- [18] *Ventilation for Acceptable Indoor Air Quality*, ANSI/ASHRAE 62.1-2019.
- [19] *Thermal Environmental Conditions for Human Occupancy*, ANSI/ASHRAE 55-2017.
- [20] M. Jenkins. (2020). What Is ASHRAE 55? Basics of Thermal Comfort, [En línea] Recuperado de: <https://www.simscale.com/blog/2019/08/what-is-ashrae-55-thermal-comfort/>.
- [21] Y. Çengel y J. Cimbala, *Mecánica de Fluidos. Fundamentos y Aplicaciones*, 1ra ed. Distrito Federal, México: McGraw-Hill Interamericana, 2006, ISBN: 970-10-5612-4.
- [22] *VRF Technical Data Book - DVM S Water for America (R410A, 60Hz, HP/HR)*, Samsung Electronics Co. LTD., Korea, 2019.
- [23] *DVM S Water. Samsung Water Works*. Samsung Electronics Co. LTD., 2018.
- [24] *ASHRAE Handbook - Fundamentals 2009*, Atlanta, GA: American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc.
- [25] S. Abasnezhad, N. Soltani, E. Markarian, H. Fakhim y H. Khezerloo, “Impact of building design parameters precision on heating and cooling load calculations”, *Environmental Progress and Sustainable Energy*, vol. 38, pp. 741-749, 2019. DOI: 10.1002/ep.13106.
- [26] J. Spitler, F. McQuiston y K. Lindsey, “The CLTD/SCL/CLF Cooling Load Calculation Method”, en *ASHRAE Transactions*, vol. 99, 1993, pp. 183-192.
- [27] M. Suziyana, S. Nina, T. Yusof y A. Basirul, “Analysis of Heat Gain in Computer Laboratory and Excellent Centre by using CLTD/CLF/SCL Method”, *Procedia Engineering*, vol. 53, pp. 655-664, 2013. DOI: 10.1016/j.proeng.2013.02.085.
- [28] M. Gijón, C. Rivera y E. Vallejo, “Validación del método CLTD para evaluar cargas térmicas de enfriamiento en México”, en *Memorias del XXIII Congreso Internacional Anual de la SOMIM*, Morelos, México, 2017, pp. 109-117.
- [29] J. Spitler, D. Fisher y C. Pedersen, “The Radiant Time Series Cooling Load Calculation Procedure”, en *ASHRAE Transactions*, vol. 103, 1997, pp. 503-515.
- [30] A. Acosta, A. González Santos, J. Zamarreño y V. Alvarez, “Modelo para la Predicción Energética de una Instalación Hotelera”, *Revista Iberoamericana de Automática e Informática Industrial RIAI*, vol. 8, pp. 309-322, oct. de 2011. DOI: 10.1016/j.riai.2011.09.001.
- [31] V. M. A. Gómez, E. I. Rodríguez y A. G. Gutiérrez, “La energía geotérmica: una opción tecnológica y económicamente madura”, *Boletín IIE Tendencias tecnológicas*, pp. 102-114, 2008.
- [32] R. Sanchez Velasco, “Aprovechamiento de mediana y baja temperatura en México con el marco legal existente”, Banco Interamericano de Desarrollo, México, inf. téc. RT-TASV-BID-01/15, 2015.
- [33] E. Santoyo Gutiérrez e I. Torres Alvarado, “Escenario Futuro de Explotación de la Energía Geotérmica: Hacia un Desarrollo Sustentable”, *Revista Digital Universitaria*, vol. 11, n.º 10, 2010, ISSN: 1067-6079.

Referencias Bibliográficas

- [34] M. Dickson y M. Fanelli, *Geothermal Energy: Utilization and Technology*, 1ra ed. Nueva York, NY: Earthscan, 2005, ISBN: 9781138991880.
- [35] G. Llopis y V. Rodrigo, *Guía de la Energía Geotérmica*. Madrid, España: La Suma de Todos, 2008, p. 178.
- [36] M. Ovelar. (2019). Tectónica de placas, [En línea] Recuperado de: <https://www.abc.com.py/edicion-impresa/suplementos/escolar/tectonica-de-placas-1809459.html>.
- [37] E. Tarbuck y F. Lutgens, *Ciencias de la Tierra: una introducción a la geología física*, 8va ed. Madrid, España: Prentice Hall, 2005, p. 540, ISBN: 84-205-4400-0.
- [38] L. Soto y A. Estradas, “La exploración en el mar profundo de ambientes extremos: sistemas hidrotermales”, *La frontera final: El océano profundo*, pp. 85-105, 2013.
- [39] T. Monsalve. (2014). Yacimientos Minerales, [En línea] Recuperado de: <https://www.slideshare.net/tonysmonsalvelagonell/yacimientos-minerales>.
- [40] R. DiPippo, “Geothermal powerplants: Evolution and performance assessments”, *Geothermics*, vol. 53, pp. 291-307, 2014. DOI: 10.1016/j.geothermics.2014.07.005.
- [41] F. C. Rodríguez. (2016). Aguas subterráneas Curso: Análisis y Tratamiento de la Contaminación del Agua, [En línea] Recuperado de: <https://slideplayer.es/slide/11623243/>.
- [42] IGC Services. (2019). Ground Water Study: Responsible Use of Water Resources in Sustainable Way, [En línea] Recuperado de: <https://indiangeology.com/ground-water-study-responsible-use-of-water-resources-in-sustainable-way/>.
- [43] E. Custodio y M. Llamas, *Hidrología Subterránea*, 1ra ed. Barcelona, España: Ediciones Omega S.A., 1976, pp. 256, 1064-1096, ISBN: 8428204462.
- [44] P. Worsfold, A. Townshend y C. Poole, *Encyclopedia of Analytical Science*, 2da ed. Elsevier, 2005, pp. 72-78, ISBN: 9780123693976.
- [45] T. C. Look. (jun. de 2019). Todo sobre el pH y por qué elegir productos ácidos para la piel, [En línea] Recuperado de: <https://thechemistlook.com/blogs/posts/ph>.
- [46] J. Soto, “La dureza del agua como indicador básico de la presencia de incrustaciones en instalaciones domésticas sanitarias”, *Ingeniería, investigación y tecnología*, vol. 11, 2010, ISSN: 2594-0732.
- [47] J. Gudmundsson, D. Freeston y P. Lienau, “The Lindal Diagram”, en *Geothermal Resources Council Transactions*, vol. 9, 1985, pp. 15-17.
- [48] E. Patsa, S. Zarrouk y D. Van Zyl, “The Lindal diagram for mining engineering”, en *Geothermal Resources Council*, Peppermill Resort Spa Casino, Reno, Nevada, USA, sep. de 2015, pp. 151-156.
- [49] A. Zaradic, “Direct use geothermal projects state of the nation in Canada 2018”, en *Geothermal Resources Council Transactions*, 2018, pp. 1500-1514, ISBN: 0934412235.
- [50] E. Sánchez. (2017). Recursos Geotérmicos en Costa Rica. Estado actual. Etapas de Factibilidad, Desarrollo y Explotación, [En línea] Recuperado de: <https://energia.minae.go.cr/wp-content/uploads/2018/01/EDDY-SANCHEZ.pdf>.
- [51] J. Lund, R. Bertani y T. Boyd, “Worldwide Geothermal Energy Utilization”, en *Geothermal Resources Council Transactions*, vol. 39, 2015, pp. 79-91.
- [52] J. Lund, “Basic Principles of Geothermal Balneology and Examples in the United States”, en *Proceedings World Geothermal Congress*, 2005, pp. 24-29.
- [53] K. Popovski, “Agricultural and Industrial Uses”, en *National Development of Geothermal Energy Use*, Skopje, Macedonia, 2009, pp. 1-11.

Referencias Bibliográficas

- [54] M. Van Nguyen, S. Arason, M. Gissurarson y P. Pálsson, *Uses of Geothermal Energy in Food and Agriculture - Opportunities for Developing Countries*. Rome, Italy: FAO, 2015, ISBN: 978-92-5-108656-8.
- [55] R. Itoi, M. Watanabe y H. Tokimatsu, “Sustainable Management of Rose Growing in Greenhouse Heated by Geothermal Water at Kuju , Japan”, en *Proc. World Geothermal Congress*, abr. de 2005, pp. 35-38.
- [56] I. Tavman, A. Turgut, S. Tavman y D. Kumlutas, “Low Enthalpy Geothermal Energy Utilization for Greenhouse Heating in the Aegean Region of Turkey”, en *Proc. World Geothermal Congress*, 2005, pp. 1-5.
- [57] *What is Aquaculture?*, National Oceanic y Atmospheric Administration, 2015. [En línea] Recuperado de: <https://oceanservice.noaa.gov/facts/aquaculture.html>.
- [58] “Realizar estudio de factibilidad técnico-económica para el aprovechamiento del recurso geotérmico existente en el sector hotelero.”, PI INGENERA S.A, inf. téc. 83342030, 2019.
- [59] S. Fournadzhieva, K. Bojadgieva y P. Pilarski, “Bulgarian experience in aquaculture (microalgae) - cultivation, production and development”, en *Proceedings of the European Geothermal Conference*, 2003, pp. 1-8.
- [60] M. Pinckley, “Galt House East Hotel and Waterfront Office Building”, en *Proc. of the World Geothermal Congress*, vol. 3, 1995, pp. 2277-2279.
- [61] J. Geyer, “Geothermal heat pumps: What they are, how they work, and why they are worth using”, en *Geothermal Resources Council Transactions*, vol. 37, 2013, pp. 595-596, ISBN: 9781629932859.
- [62] A. Seward, B. Carey, S. Bendall y M. Climo, “Geothermal heat pump opportunities in New Zealand”, en *Geothermal Resources Council Transactions*, vol. 37, 2013, pp. 601-605, ISBN: 9781629932859.
- [63] J. Geyer, “Geothermal heating and cooling system construction process”, en *Geothermal Resources Council Transactions*, vol. 34, 2010, pp. 831-832, ISBN: 9781617821844.
- [64] M. Ayala, “Proyecto de adaptación de tecnología de Bombas de Calor Geotérmica para la refrigeración del cuarto frío en el centro de acopio de la Cooperativa Frío del Sur en Masaya”, Managua, Nicaragua, inf. téc., 2009.
- [65] *Diseño de sistemas de intercambio geotérmico de circuito cerrado*, Asociación Técnica Española de Climatización y Refrigeración, Madrid, España, 2012.
- [66] MaesWell. (2018). El futuro de la bomba de calor geotérmica con circuito cerrado, [En línea] Recuperado de: <https://app.maeswell.com/2018/06/bomba-de-calor-geotermica/>.
- [67] P. Keegan y A. Wheelless. (2016). Is a Geothermal Heat Pump Right for You?, [En línea] Recuperado de: <https://www.coloradocountrylife.coop/is-a-geothermal-heat-pump-right-for-you/>.
- [68] L. Jensen-Page, G. Narsilio, A. Bidarmaghz e I. Johnston, “Investigation of the effect of seasonal variation in ground temperature on thermal response tests”, *Renewable Energy*, vol. 125, pp. 609-619, 2018. DOI: 10.1016/j.renene.2017.12.095.
- [69] W. Forsythe, “Parámetros ambientales que afectan la temperatura del suelo en Turrialba, Costa Rica y sus consecuencias para la producción de cultivos”, *Agronomía Costarricense*, vol. 26, pp. 43-62, 2002.
- [70] *Residential Earth Energy Systems: A Buyer’s Guide*. Natural Resources Canada, 2002. [En línea] Recuperado de: <https://books.google.co.cr/books?id=5IDshFhiCTQC>.

Referencias Bibliográficas

- [71] Y. Yao, Y. Jiang, S. Deng y Z. Ma, “A study on the performance of the airside heat exchanger under frosting in an air source heat pump water heater/chiller unit”, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 47, pp. 3745-3756, ago. de 2004. DOI: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2004.03.013.
- [72] J. W. Lund, B. Sanner, L. Rybach, R. Curtis y G. Hellström, “Geothermal (Ground-Source) Heat Pumps A World Overview”, *GHC Bulletin*, vol. 25, pp. 1-10, sep. de 2004.
- [73] M. Mete, “Valor Actual Neto y Tasa de Retorno: Su utilidad como herramienta para el análisis y evaluación de proyectos de inversión”, *Fides Et Ratio*, vol. 7, pp. 67-85, 2014, ISSN: 2071-081X.
- [74] X. Graells, “Estudio de viabilidad tecnológica y económica del uso de energía geotérmica en el Circuito de Castellolí”, Tesis MSc., ETSEIB, Barcelona, 2018.
- [75] B. Leland y A. Tarquin, *Ingeniería Económica*, 7ma ed. Distrito Federal, México: McGraw Hill, 2012, ISBN: 978-607-15-0761-7.
- [76] M. Navarro, “Unidad No.III. TMAR, VPN, PRI y TIR”, no publicado.
- [77] R. Stull, “Wet-Bulb Temperature from Relative Humidity and Air Temperature”, *Journal of Applied Meteorology and Climatology*, vol. 50, 2011. DOI: 10.1175/JAMC-D-11-0143.1.
- [78] J. Spitler, “CLTD data for other latitudes”, correo electrónico, oct. de 2004.
- [79] S. Abdelrahman, “Parametric Study of Vertical Ground Loop Heat Exchangers for Ground Source Heat Pump Systems”, Tesis Doc, Western University, Ontario, 2016.
- [80] *Energy Standard for Buildings Except Low-Rise Residential Buildings*, ANSI/ASHRAE 90.1-2019.
- [81] *DVM Design Guide for DVM S Water*. Samsung Electronics Co. LTD., Korea, 2018.
- [82] *Energy-Efficient Design of Low-Rise Residential Buildings*, ANSI/ASHRAE 90.2-2018.
- [83] *System Syzer (iPhone app)*, Version 2.1.0, Bell & Gossett, Xylem.
- [84] N. Sapag, R. Sapag y J. Sapag, *Preparación y Evaluación de Proyectos*, 6ta ed. México D.F.: McGraw-Hill Interamericana, 2014, pp. 239-319, ISBN: 978-607-15-1144-7.
- [85] *Valoración, Revaluación, Depreciación de Propiedad Planta y Equipo*, Ministerio de Hacienda, 2009.
- [86] Banco de Costa Rica. (ene. de 2022). Análisis de Mercado - Enero 2022, [En línea] Recuperado de: <https://bcervalores.com/wps/portal/valores/web/inicio/informacion-interes/noticias/noticia-bcr-valores>.
- [87] P. Brinks, O. Kornadt y R. Oly, “Air infiltration assessment for industrial buildings”, *Energy and Buildings*, vol. 86, pp. 663-676, 2015. DOI: 10.1016/j.enbuild.2014.10.040.
- [88] *HVAC Solution - Taco Hydronic System Solutions*, Version 2022.3.29, Taco Comfort Solutions.
- [89] *TECHNICAL AND PERFORMANCE DATA*, STRPDC-0121, TITAN FLOW CONTROL, INC., 2021.
- [90] *Submittal AM120HXWAFR/AA*, Samsung Electronics Co. LTD., 2020.
- [91] *Taco Selection Tools*, Taco Comfort Solutions. [En línea] Recuperado de: https://apps.tacomfort.com/wizard_pumps.html.
- [92] *ECM High-Efficiency Circulator Catalog*, 300-23, Taco Comfort Solutions, 2021.
- [93] L. H. Dai, Y. Shang, X. L. Li y S. F. Li, “Analysis on the transient heat transfer process inside and outside the borehole for a vertical U tube ground heat exchanger under short-

Referencias Bibliográficas

- term heat storage”, *Renewable Energy*, vol. 87, pp. 1121-1129, 2016. DOI: 10.1016/j.renene.2015.08.034.
- [94] C. Sigarán, “Caracterización Hidrogeoquímica de las Aguas en el Área del P.H. Toro III y Alrededores”, Instituto Costarricense de Electricidad, inf. téc. PYSA 4167, 2004.
- [95] M. K. Shahzad, M. A. Rehan, M. Ali et al., “Cooling Performance Assessment of a Slinky Closed Loop Lake Water Heat Pump System under the Climate Conditions of Pakistan”, *Processes*, vol. 7, n.º 9, 2019. DOI: 10.3390/pr7090553.
- [96] K. K. Bloomfield y P. T. Laney, “Estimating Well Costs For Enhanced Geothermal System Applications”, Idaho National Laboratory, Idaho, US, inf. téc. INL/EXT-05-00660, 2005.
- [97] D. Seim, “Design and Implementation of Geothermal Systems for Heating and Air Conditioning”, en *Proc. of the World Congress on Engineering and Computer Science*, vol. 1, San Francisco, EEUU, oct. de 2013.
- [98] *Samsung Free Joint Multi (FJM)*, Samsung Electronics Co. LTD., 2020.
- [99] C. N. de Fuerza y Luz. (2022). Tarifas Eléctricas, [En línea] Recuperado de: https://www.cnfl.go.cr/contenido/documentos/direccion_comercializacion/consolidado_tarifas_cnfl.pdf.

Anexos

Cálculo de carga térmica

Cuadro 7.1: Materiales para nueva configuración de techo

ID	Descripción	Resistencia (hr-ft²-°F/Btu)
A0	Resistencia de superficie externa	0.33
A3	Lámina de zinc	0.00
B3	Aislamiento térmico de 2 pulg	6.70
B1	Resistencia de aire quieto	0.11
G01	Lámina de gypsum 1/2 pulg	0.45
E0	Resistencia de superficie interna	0.69

Diseño sistema de circuito de refrigerante VRF

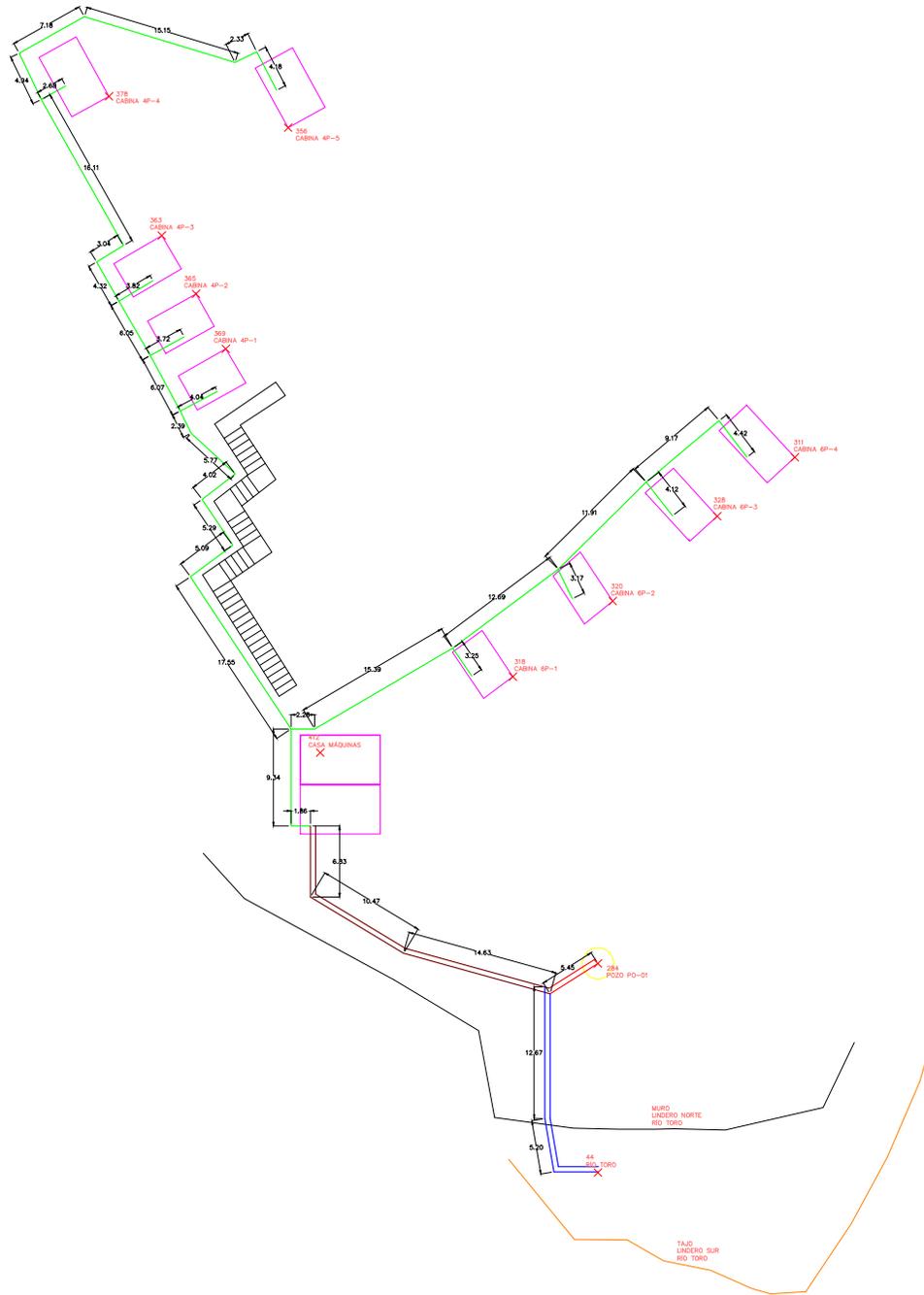


Figura 7.1: Esquema de distribución del sistema mecánico propuesto general.

Referencias Bibliográficas

Cuadro 7.2: Listado de puntos anotados en el levantamiento topográfico de la figura 7.1

Descripción	Punto	Elevación (m)	Norte (UTM)	Este (UTM)
Pozo PO-01	284	519.4	1141209.44	473294.56
Casa de máquinas	412	527.9	1141227.72	473274.54
Río Toro	44	514.3	1141190.60	473285.96
CABINA 4P - 1	369	545.4	1141265.33	473260.69
CABINA 4P - 2	365	545.9	1141273.89	473255.89
CABINA 4P - 3	363	546.5	1141279.51	473252.60
CABINA 4P - 4	378	546.5	1141292.19	473249.57
CABINA 4P - 5	356	545.7	1141286.05	473268.32
CABINA 6P - 1	318	527.9	1141234.98	473283.56
CABINA 6P - 2	320	528.2	1141249.04	473292.86
CABINA 6P - 3	328	528.1	1141254.75	473299.10
CABINA 6P - 4	311	526.8	1141258.79	473312.69

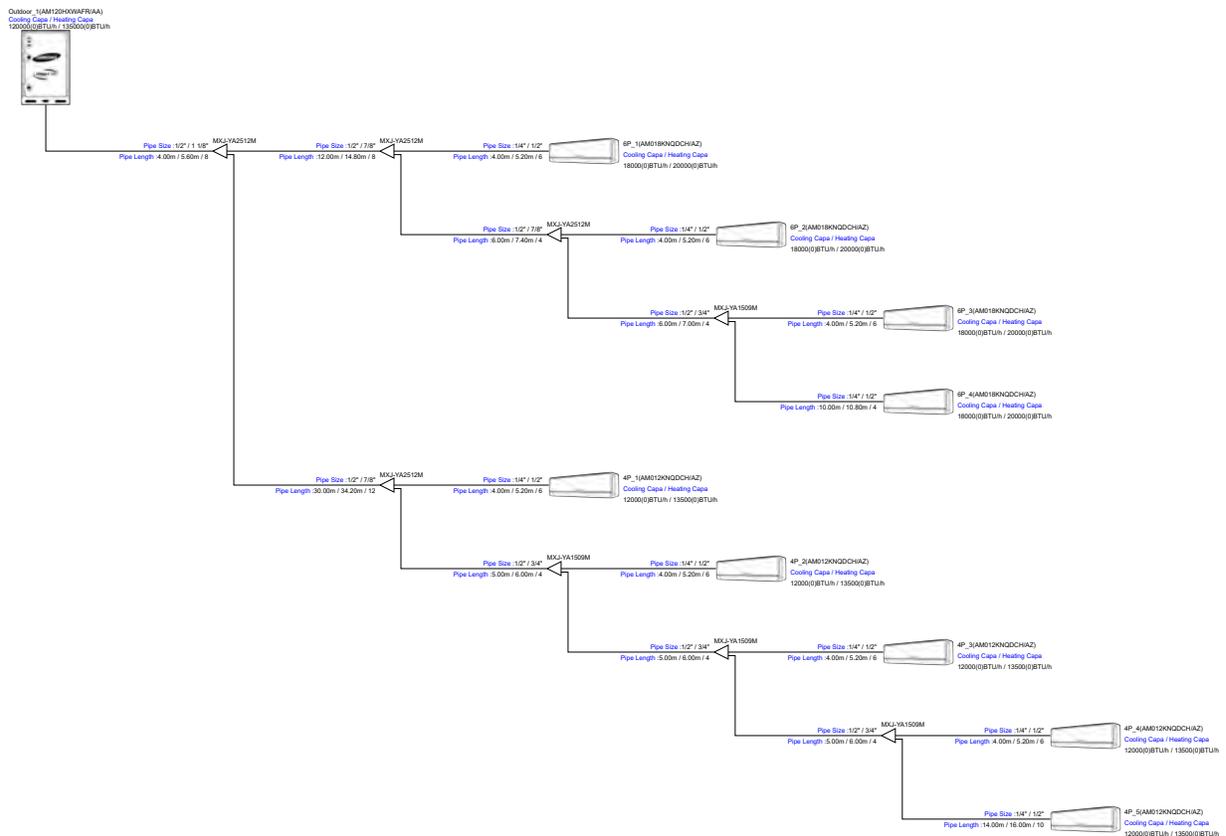


Figura 7.2: Esquema de distribución del sistema mecánico de tuberías de refrigerante. Fuente: Modificado de [22].

Diseño sistema de circuito hidráulico

Cuadro 7.3: Análisis y caracterización de la transferencia de calor entre el flujo interno del intercambiador en U y el flujo del pozo, para enfriamiento.

Tubo intercambiador en U		
Nombre (Variable)	Unidades	Valor
Longitud total tubo (L)	(m)	40.00
Diámetro Interno (Di)	(m)	0.0525
Diámetro externo (Do)	(m)	0.0603
Área total interna de transferencia de calor (Aint)	(m ²)	6.598
Área total externa de transferencia de calor (Aout)	(m ²)	7.581
Conductividad térmica del tubo HDPE (k_HDPE)	(W/m*K)	0.5
Rugosidad media HDPE (e)	(m)	0.00000
Rugosidad relativa HDPE	-	0.0000
Colebrook aproximación Haaland (1/sqrt(f))	-	7.28
Factor de fricción interno (fi)	-	0.0189
Colebrook aproximación Haaland (1/sqrt(f))	-	5.98
Factor de fricción externo (fo)	-	0.0280

Flujo en el tubo intercambiador en U		
Nombre (Variable)	Unidades	Valor
Caudal de entrada	(gpm)	30.1
Caudal de entrada	(m ³ /s)	0.001899
Flujo másico (ṁ)	(kg/s)	1.88
Velocidad del fluido (v)	(m/s)	0.877
Calor específico (cp)	(J/kg °C)	4180
Densidad (ρ)	(kg/m ³)	990.1
Razón de capacidad calorífica (C)	(W/°C)	7859.3
Viscosidad dinámica (μ)	(kg/m*s)	5.96E-04
Conductividad térmica (k)	(W/m°C)	0.637
Número de Reynolds (Re)	-	76506
Viscosidad cinemática (ν)	(m ² /s)	6.020E-07
Número de Prandtl (Pr)	-	3.91
Número de Nusselt (Gnielinski)	-	363.75
Coefficiente de convección interno (hi)	(W/m ² *°C)	4413.3

Análisis de transferencia de calor en el intercambiador - Pozo		
Nombre (Variable)	Unidades	Valor
Coefficiente de convección interno (hi)	(W/m ² *°C)	4413.3
Coefficiente de convección externo (ho)	(W/m ² *°C)	951.1
Resistencia térmica interna (R _i)	(°C/W)	0.00003
Resistencia térmica pared de tubería (R _{pared})	(°C/W)	0.00111
Resistencia térmica por incrustaciones (R _i)	(°C/W)	0.00002
Resistencia térmica exterior (R _o)	(°C/W)	0.00014
Resistencia total (R _{tot})	(°C/W)	0.00129
(UA)	(W/°C)	773.1
Relación de capacidad calorífica (c)	-	0.9822
Máxima Transferencia de Calor (Q _{max})	(W)	-40868
Númro de Unidades de Transferencia (NTU)	-	0.098
Efectividad del intercambiador (ε)	-	0.089
Transferencia de Calor Real (Q _{real})	(W)	-3658

Pozo geotérmico PO-01		
Nombre (Variable)	Unidades	Valor
Longitud total pozo	(m)	20.00
Diámetro del pozo (D_pozo)	(m)	0.1524
Área interna pozo (As_pozo)	(m ²)	9.576
Diámetro hidráulico (D_Reynolds)	(m)	0.0619
Área transversal pozo	(m ²)	0.01253

Flujo en el pozo geotérmico PO-01		
Nombre (Variable)	Unidades	Valor
Caudal de entrada	(m ³ /s)	0.001930
Flujo másico (ṁ)	(kg/s)	1.91
Velocidad del fluido (v)	(m/s)	0.1541
Calor específico (cp)	(J/kg °C)	4179
Densidad (ρ)	(kg/m ³)	992.1
Razón de capacidad calorífica (C)	(W/°C)	8001.8
Viscosidad dinámica (μ)	(kg/m*s)	6.53E-04
Conductividad térmica (k)	(W/m°C)	0.631
Número de Reynolds (Re)	-	14494
Viscosidad cinemática (ν)	(m ² /s)	6.582E-07
Número de Prandtl (Pr)	-	4.32
Número de Nusselt (Gnielinski)	-	90.93
Coefficiente de convección externo (ho)	(W/m ² *°C)	951.1

Resultados transferencia de calor en el intercambiador - Pozo		
Nombre (Variable)	Unidades	Valor
Temp entrada intercambiador en U (Ti)	(°C)	45.5
Temp de entrada agua pozo (Ti_Pozo)	(°C)	40.3
Temp salida intercambiador en U (To)	(°C)	45.0
Temp de salida agua pozo (To_Pozo)	(°C)	40.8
Diferencial temperatura agua circuito (Δ Tc)	(°C)	0.5
Diferencial temperatura agua pozo (Δ Th)	(°C)	0.5

Carga térmica rechaza en el pozo	Ton	-1.1
	BTU/h	-13002
Consumo energético	kW	N/A

Referencias Bibliográficas

Cuadro 7.4: Análisis y caracterización de la transferencia de calor entre el flujo interno del intercambiador tipo *slinky* y el flujo del río, para enfriamiento con una carga del 100 %.

Tubo intercambiador <i>slinky</i>		
Nombre (Variable)	Unidades	Valor
Longitud total tubo (L)	(m)	150
Diámetro Interno (Di)	(m)	0.0525
Diámetro externo (Do)	(m)	0.0603
Área total interna de transferencia de calor (Aint)	(m ²)	24.741
Área total externa de transferencia de calor (Aout)	(m ²)	28.427
Conductividad térmica del tubo HDPE (k_HDPE)	(W/m*K)	0.5
Coil Outer Diameter (Dcoil, o)	(m)	3.2
Δx	(m)	0.1016
Δy (m)	(m)	0.1016
Pitch Ratio	-	0.0101
De (Dean number)	-	8143.83
Cantidad de espirales	-	15
Flujo en el tubo intercambiador <i>slinky</i>		
Nombre (Variable)	Unidades	Valor
Caudal de entrada	(gpm)	30.1
Caudal de entrada	(m ³ /s)	0.001899
Flujo másico (m)	(kg/s)	1.89
Velocidad del fluido (v)	(m/s)	0.877
Calor específico (cp)	(J/kg °C)	4178
Densidad (ρ)	(kg/m ³)	994
Razón de capacidad calorífica (C)	(W/°C)	7886.5
Viscosidad dinámica (μ)	(kg/m*s)	7.20E-04
Conductividad térmica (k)	(W/m°C)	0.623
Número de Reynolds (Re)	-	63579
Viscosidad cinemática (ν)	(m ² /s)	7.243E-07
Número de Prandtl (Pr)	-	4.83
Número de Nusselt (Salimpour)	-	139.68
Coefficiente de convección interno (hi)	(W/m ² *°C)	1657.4
Análisis de transferencia de calor intercambiador y el río		
Nombre (Variable)	Unidades	Valor
Coefficiente de convección interno (hi)	(W/m ² *°C)	1657.43
Coefficiente de convección externo (ho)	(W/m ² *°C)	971.47
Resistencia térmica interna (R _i)	(°C/W)	0.00002
Resistencia térmica pared de tubería (R _{pared})	(°C/W)	0.00029
Resistencia térmica exterior (R _o)	(°C/W)	0.00004
Resistencia total (R _{tot})	(°C/W)	0.00036
(UA)	(W/°C)	2814.1
Máxima Transferencia de Calor (Q _{max})	(W)	127904
Númro de Unidades de Transferencia (NTU)	-	0.357
Efectividad del intercambiador (ε)	-	0.300
Transferencia de Calor Real (Q _{real})	(W)	38385

Flujo del Río Toro sobre el intercambiador <i>slinky</i>		
Nombre (Variable)	Unidades	Valor
Calor específico (cp)	(J/kg °C)	4182
Densidad (ρ)	(kg/m ³)	998
Difusividad térmica (α)	(m ² /s)	1.432E-07
Viscosidad dinámica (μ)	(kg/m*s)	1.00E-03
Conductividad térmica (k)	(W/m°C)	0.598
Coefficiente de expansión volumétrica (β)	(1/K)	1.95E-04
Viscosidad cinemática (ν)	(m ² /s)	1.004E-06
Número de Prandtl (Pr)	-	7.01
Número de Rayleigh (Ra)	-	4.74E+07
Número de Nusselt (Hansen)	-	98.00
Coefficiente de convección externo (ho)	(W/m ² *°C)	971.5

Resultados transferencia de calor en el <i>slinky</i>		
Nombre (Variable)	Unidades	Valor
Temp entrada intercambiador <i>slinky</i> (Ti)	(°C)	36.4
Temp de agua de río Toro (Ti_Río)	(°C)	20.2
Temp salida intercambiador <i>slinky</i> (To)	(°C)	31.6
Diferencial temperatura agua circuito (ΔTc)	(°C)	4.9
Carga térmica rechazada en el río	Ton BTU/h	11.25 135000
Consumo energético	kW	8.70

Referencias Bibliográficas

Cuadro 7.5: Análisis y caracterización de la transferencia de calor entre el flujo interno del intercambiador tipo *slinky* y el flujo del río, para enfriamiento con una carga del 60%, condición de diseño.

Tubo intercambiador <i>slinky</i>		
Nombre (Variable)	Unidades	Valor
Longitud total tubo (L)	(m)	150
Diámetro interno (Di)	(m)	0.0525
Diámetro externo (Do)	(m)	0.0603
Área total interna de transferencia de calor (Aint)	(m ²)	24.741
Área total externa de transferencia de calor (Aout)	(m ²)	28.427
Conductividad térmica del tubo HDPE (k_HDPE)	(W/m*K)	0.5
Coil Outer Diameter (Dcoil, o)	(m)	3.2
Δx	(m)	0.1016
Δy (m)	(m)	0.1016
Pitch Ratio	-	0.0101
De (Dean number)	-	7362.61
Cantidad de espirales	-	15
Flujo en el tubo intercambiador <i>slinky</i>		
Nombre (Variable)	Unidades	Valor
Caudal de entrada	(gpm)	30.1
Caudal de entrada	(m ³ /s)	0.001899
Flujo másico (m)	(kg/s)	1.89
Velocidad del fluido (v)	(m/s)	0.877
Calor específico (cp)	(J/kg °C)	4178
Densidad (ρ)	(kg/m ³)	996
Razón de capacidad calorífica (C)	(W/°C)	7902.3
Viscosidad dinámica (μ)	(kg/m*s)	7.98E-04
Conductividad térmica (k)	(W/m°C)	0.615
Número de Reynolds (Re)	-	57480
Viscosidad cinemática (ν)	(m ² /s)	8.012E-07
Número de Prandtl (Pr)	-	5.42
Número de Nusselt (Salimpour)	-	151.11
Coefficiente de convección interno (hi)	(W/m ² *°C)	1770.1
Análisis de transferencia de calor intercambiador y el río		
Nombre (Variable)	Unidades	Valor
Coefficiente de convección interno (hi)	(W/m ² *°C)	1770.12
Coefficiente de convección externo (ho)	(W/m ² *°C)	971.47
Resistencia térmica interna (R_i)	(°C/W)	0.00002
Resistencia térmica pared de tubería (R_pared)	(°C/W)	0.00029
Resistencia térmica exterior (R_o)	(°C/W)	0.00004
Resistencia total (R_tot)	(°C/W)	0.00035
(UA)	(W/°C)	2826.5
Máxima Transferencia de Calor (Qmax)	(W)	81319
Númro de Unidades de Transferencia (NTU)	-	0.358
Efectividad del intercambiador (ε)	-	0.301
Transferencia de Calor Real (Qreal)	(W)	24453

Flujo del Río Toro sobre el intercambiador <i>slinky</i>		
Nombre (Variable)	Unidades	Valor
Calor específico (cp)	(J/kg °C)	4182
Densidad (ρ)	(kg/m ³)	998
Difusividad térmica (α)	(m ² /s)	1.432E-07
Viscosidad dinámica (μ)	(kg/m*s)	1.00E-03
Conductividad térmica (k)	(W/m°C)	0.598
Coefficiente de expansión volumétrica (β)	(1/K)	1.95E-04
Viscosidad cinemática (ν)	(m ² /s)	1.004E-06
Número de Prandtl (Pr)	-	7.01
Número de Rayleigh (Ra)	-	3.01E+07
Número de Nusselt (Hansen)	-	98.00
Coefficiente de convección externo (ho)	(W/m ² *°C)	971.5

Resultados transferencia de calor en el <i>slinky</i>		
Nombre (Variable)	Unidades	Valor
Temp entrada intercambiador <i>slinky</i> (Ti)	(°C)	30.5
Temp de agua de río Toro (Ti_Río)	(°C)	20.2
Temp salida intercambiador <i>slinky</i> (To)	(°C)	27.4
Diferencial temperatura agua circuito (Δ Tc)	(°C)	3.1

Carga térmica rechazada en el río	Ton	7.2
	BTU/h	86000
Consumo energético	kW	3.80

Referencias Bibliográficas

Cuadro 7.6: Análisis y caracterización de la transferencia de calor entre el flujo interno del intercambiador en U y el flujo del pozo, para calefacción con una carga del 50%, condición de diseño.

Tubo intercambiador en U		
Nombre (Variable)	Unidades	Valor
Longitud total tubo (L)	(m)	40.00
Diámetro interno (Di)	(m)	0.0525
Diámetro externo (Do)	(m)	0.0603
Área total interna de transferencia de calor (Aint)	(m ²)	6.598
Área total externa de transferencia de calor (Aout)	(m ²)	7.581
Conductividad térmica del tubo HDPE (k_HDPE)	(W/m*K)	0.5
Rugosidad media HDPE (ε)	(m)	0.00000
Rugosidad relativa HDPE	-	0.0000
Colebrook aproximación Haaland (1/sqrt(f))	-	6.78
Factor de fricción interno (fi)	-	0.0217
Colebrook aproximación Haaland (1/sqrt(f))	-	5.93
Factor de fricción externo (fo)	-	0.0284

Flujo en el tubo intercambiador en U		
Nombre (Variable)	Unidades	Valor
Caudal de entrada	(gpm)	30.1
Caudal de entrada	(m ³ /s)	0.001899
Flujo másico (ṁ)	(kg/s)	1.90
Velocidad del fluido (v)	(m/s)	0.877
Calor específico (cp)	(J/kg °C)	4185
Densidad (ρ)	(kg/m ³)	999.1
Razón de capacidad calorífica (C)	(W/°C)	7940.2
Viscosidad dinámica (μ)	(kg/m*s)	1.14E-03
Conductividad térmica (k)	(W/m°C)	0.589
Número de Reynolds (Re)	-	40432
Viscosidad cinemática (ν)	(m ² /s)	1.139E-06
Número de Prandtl (Pr)	-	8.09
Número de Nusselt (Gnielinski)	-	288.40
Coefficiente de convección interno (hi)	(W/m ² *°C)	3235.4

Análisis de transferencia de calor en el intercambiador - Pozo		
Nombre (Variable)	Unidades	Valor
Coefficiente de convección interno (hi)	(W/m ² *°C)	3235.4
Coefficiente de convección externo (ho)	(W/m ² *°C)	903.2
Resistencia térmica interna (R _i)	(°C/W)	0.00005
Resistencia térmica pared de tubería (R _{pared})	(°C/W)	0.00111
Resistencia térmica por incrustaciones (R _i)	(°C/W)	0.00002
Resistencia térmica exterior (R _o)	(°C/W)	0.00015
Resistencia total (R _{tot})	(°C/W)	0.00131
(UA)	(W/°C)	761.4
Relación de capacidad calorífica (c)	-	0.9923
Máxima Transferencia de Calor (Q _{max})	(W)	175983
Númro de Unidades de Transferencia (NTU)	-	0.096
Efectividad del intercambiador (ε)	-	0.087
Transferencia de Calor Real (Q _{real})	(W)	15382

Pozo geotérmico PO-01		
Nombre (Variable)	Unidades	Valor
Longitud total pozo	(m)	20.00
Diámetro del pozo (D _{pozo})	(m)	0.1524
Área interna pozo (As _{pozo})	(m ²)	9.576
Diámetro hidráulico (D _{Reynolds})	(m)	0.0584
Área transversal pozo	(m ²)	0.01253

Flujo en el pozo geotérmico PO-01		
Nombre (Variable)	Unidades	Valor
Caudal de entrada	(m ³ /s)	0.001930
Flujo másico (ṁ)	(kg/s)	1.91
Velocidad del fluido (v)	(m/s)	0.1541
Calor específico (cp)	(J/kg °C)	4179
Densidad (ρ)	(kg/m ³)	992.1
Razón de capacidad calorífica (C)	(W/°C)	8001.8
Viscosidad dinámica (μ)	(kg/m*s)	6.53E-04
Conductividad térmica (k)	(W/m°C)	0.631
Número de Reynolds (Re)	-	13673
Viscosidad cinemática (ν)	(m ² /s)	6.582E-07
Número de Prandtl (Pr)	-	4.32
Número de Nusselt (Gnielinski)	-	86.35
Coefficiente de convección externo (ho)	(W/m ² *°C)	903.2

Resultados transferencia de calor en el intercambiador - Pozo		
Nombre (Variable)	Unidades	Valor
Temp entrada intercambiador en U (Ti)	(°C)	18.1
Temp de entrada agua pozo (Ti_Pozo)	(°C)	40.3
Temp salida intercambiador en U (To)	(°C)	20.1
Temp de salida agua pozo (To_Pozo)	(°C)	38.4
Diferencial temperatura agua circuito (ΔT _c)	(°C)	1.9
Diferencial temperatura agua pozo (ΔT _h)	(°C)	1.9

Carga térmica recuperada en el pozo	Ton	4.5
	BTU/h	54100
Consumo energético	kW	3.24

Referencias Bibliográficas

Cuadro 7.7: Tratamiento químico recomendado por el fabricante Samsung para el circuito cerrado de agua. Fuente: [81].

Clasificación	Parámetro	Unidad	Valor de referencia máximo		Potenciales efectos si no se cumplen las condiciones		Frecuencia recomendada de inspección
			Circuito cerrado	Agua de reposición	Corrosión	Incrustaciones	
Valor estándar exigido	pH [77 °F]	pH	7.0-8.0	7.0-8.0	Sí	Sí	Quincenal
	Conductividad eléctrica [77 °F]	(mS/m)	≤30	≤30	Sí	Sí	
	Ion cloruro	(mg Cl ⁻ /L)	≤50	≤50	Sí	-	Mensual
	Ion sulfato	(mg SO ₄ ²⁻ /L)	≤50	≤50	Sí	-	
	Nivel de M alkali [pH 4.8]	(mg CaCO ₃ /L)	≤50	≤50	-	Sí	
	Dureza total	(mg CaCO ₃ /L)	≤70	≤70	-	Sí	
	Dureza de calcio	(mg CaCO ₃ /L)	≤50	≤50	-	Sí	
Silicio ionizado	(mg SiO ₂ /L)	≤30	≤30	-	Sí		
Valor de referencia	Hierro	(mg Fe/L)	≤1.0	≤1.0	Sí	Sí	Mensual
	Cobre	(mg Cu/L)	≤1.0	≤1.0	Sí	-	
	Ion sulfuro	(mg S ²⁻ /L)	No detectable	No detectable	Sí	-	
	Ion amonio	(mg NH ₄ ⁺ /L)	≤0.3	≤0.1	Sí	-	
	Cloro residual	(mg Cl/L)	≤0.25	≤0.3	Sí	-	
	Dióxido de carbono libre	(mg CO ₂ /L)	≤0.4	≤0.4	Sí	-	

Referencias Bibliográficas

Análisis financiero

Cuadro 7.8: Desglose de presupuesto para el suministro e instalación del sistema BCG.

Costos Sistema BCG					
Equipos y asociados	Tamaño	Unidad	Cantidad	Costo unitario	Costo total
Unidad exterior Samsung DVM Water AM120HXWAFR/AA	-	und	1	\$ 10,231.00	\$ 10,231.00
Unidad interior Samsung DVM pared alta AM012KNQDCH/AZ	-	und	5	\$ 670.00	\$ 3,350.00
Unidad interior Samsung DVM pared alta AM018KNQDCH/AZ	-	und	4	\$ 752.00	\$ 3,008.00
Termostatos MWR-WE13N	-	und	9	\$ 152.00	\$ 1,368.00
Bomba hidráulica recirculadora Taco 00ECM VR15H (30 gpm @40 ftH2O)	-	und	1	\$ 2,371.09	\$ 2,371.09
Válvulas de bola manuales	2"	und	10	\$ 35.00	\$ 350.00
Válvula separadora de aire	3/4"	und	1	\$ 26.76	\$ 26.76
Válvulas de cierre actuado	2"	und	2	\$ 100.00	\$ 200.00
Strainer	1-1/4"	und	2	\$ 45.00	\$ 90.00
Tanque de expansión	4 gal	und	1	\$ 1,412.26	\$ 1,412.26
Sensor de flujo	-	und	1	\$ 250.00	\$ 250.00
Termómetros	-	und	4	\$ 40.00	\$ 160.00
Manómetros	-	und	6	\$ 35.00	\$ 210.00
Subtotal equipos y asociados					\$ 23,027.11
Materiales	Tamaño	Unidad	Cantidad	Costo unitario	Costo total
Refrigerante R-410A	Cilindro 25 lb	und	2	\$ 112.00	\$ 224.00
Tubería HDPE circuito común	2"	m	66	\$ 6.04	\$ 398.66
Tubería HDPE ramal pozo	2"	m	46	\$ 6.04	\$ 277.85
Tubería HDPE ramal río	2"	m	168	\$ 6.04	\$ 1,014.77
Tubería HN SCH40	1-1/2"	m	80	\$ 9.68	\$ 774.13
Tubería de cobre tipo L ACR nitrogenada	1-1/8"	m	48	\$ 10.45	\$ 501.49
Tubería de cobre tipo L ACR nitrogenada	7/8"	m	48	\$ 8.74	\$ 419.70
Tubería de cobre tipo L ACR nitrogenada	3/4"	m	21	\$ 6.84	\$ 143.66
Tubería de cobre tipo L ACR nitrogenada	1/2"	m	125	\$ 5.67	\$ 709.17
Tubería de cobre tipo L ACR nitrogenada	1/4"	m	52	\$ 4.23	\$ 219.90
Cañuela aislamiento térmico, 1" espesor de pared	1-1/8"	m	48	\$ 9.55	\$ 458.51
Cañuela aislamiento térmico, 1" espesor de pared	7/8"	m	48	\$ 8.29	\$ 398.01
Cañuela aislamiento térmico, 1" espesor de pared	3/4"	m	21	\$ 6.74	\$ 141.57
Cañuela aislamiento térmico, 1" espesor de pared	1/2"	m	125	\$ 3.27	\$ 408.89
Cañuela aislamiento térmico, 1" espesor de pared	1/4"	m	52	\$ 2.32	\$ 120.73
Bifurcador MXJ-YA1509M	-	und	4	\$ 102.00	\$ 408.00
Bifurcador MXJ-YA2512M	-	und	4	\$ 179.00	\$ 716.00
Codo de cobre 90º radio corto	1-1/8"	und	12	\$ 1.73	\$ 20.76
Codo de cobre 90º radio corto	7/8"	und	24	\$ 0.68	\$ 16.32
Codo de cobre 90º radio corto	3/4"	und	150	\$ 0.75	\$ 112.50
Codo de cobre 90º radio corto	1/2"	und	150	\$ 0.60	\$ 90.00
Codo de cobre 90º radio corto	1/4"	und	100	\$ 0.32	\$ 32.00
Accesorios (uniones, adapters)	varía	und	100	\$ 0.90	\$ 89.55
Soldadura acero plata 5%	varilla	und	100	\$ 1.96	\$ 195.52
Cilindro de acetileno	220 ft3	und	1	\$ 268.66	\$ 268.66
Cilindro de oxígeno	220 ft3	und	1	\$ 71.64	\$ 71.64
Cilindros de nitrógeno	220 ft3	und	2	\$ 74.63	\$ 149.25
Soportaría	varía	global	1	\$ 300.00	\$ 300.00
Accesorios eléctricos: Desconectores, breakers	varía	global	1	\$ 500.00	\$ 500.00
Cableado y canalización	varía	global	1	\$ 1,200.00	\$ 1,200.00
Consumibles	-	global	1	\$ 150.00	\$ 150.00
Subtotal materiales					\$ 10,531.24
Mano de obra		Unidad	Cantidad	Costo unitario	Costo total
Soldador (tubería de cobre)	-	horas	150	\$ 3.13	\$ 470.15
Operario mecánico (sistema hidráulico)	-	horas	100	\$ 2.69	\$ 268.66
Ayudante	-	horas	250	\$ 2.24	\$ 559.70
Cargas sociales	-	global	55%	-	\$ 714.18
Puesta en marcha técnico refrigeración (sistema completo)	-	und	1	\$ 400.00	\$ 400.00
Viáticos alimentación	-	días-persona	50	\$ 18.66	\$ 932.84
Viáticos hospedaje	-	días-persona	50	\$ 22.39	\$ 1,119.40
Subtotal mano de obra					\$ 4,464.93
Gran total inversión inicial BCG					\$ 38,023.27

Referencias Bibliográficas

Cuadro 7.9: Desglose de presupuesto para el suministro e instalación del sistema DX.

Costos Sistema DX					
Equipos y asociados	Tamaño	Unidad	Cantidad	Costo unitario	Costo total
Unidad exterior Samsung Wind Free AR12TSFABWXXAP		und	5	\$ 592.00	\$ 2,960.00
Unidad exterior Samsung Wind Free AR18TSFABWXXAP		und	4	\$ 850.00	\$ 3,400.00
Unidad interior Samsung Wind Free AR12TSFABWKNAP		und	5	\$ 347.00	\$ 1,735.00
Unidad interior Samsung Wind Free AR18TSFABWKNAP		und	4	\$ 500.00	\$ 2,000.00
Kit de Instalación		und	9	\$ 56.00	\$ 504.00
Subtotal equipos y asociados					\$ 10,599.00
Materiales	Tamaño	Unidad	Cantidad	Costo unitario	Costo total
Refrigerante R-410A	Cilindro 25 lb	und	1	\$ 112.00	\$ 112.00
Tubería de cobre tipo L ACR nitrogenada	1/2"	m	40	\$ 5.67	\$ 226.93
Tubería de cobre tipo L ACR nitrogenada	3/8"	m	50	\$ 7.81	\$ 390.63
Tubería de cobre tipo L ACR nitrogenada	1/4"	m	90	\$ 4.43	\$ 398.44
Cañuela aislamiento térmico, 1" espesor de pared	1/2"	m	40	\$ 3.42	\$ 136.98
Cañuela aislamiento térmico, 1" espesor de pared	3/8"	m	50	\$ 1.20	\$ 59.90
Cañuela aislamiento térmico, 1" espesor de pared	1/4"	m	90	\$ 2.43	\$ 218.75
Codo de cobre 90º radio corto	1/2"	und	48	\$ 0.60	\$ 28.80
Codo de cobre 90º radio corto	3/8"	und	60	\$ 0.43	\$ 25.78
Codo de cobre 90º radio corto	1/4"	und	108	\$ 0.32	\$ 34.56
Accesorios (uniones, adapters)	varía	und	100	\$ 0.39	\$ 39.06
Soldadura acero plata 5%	varilla	und	100	\$ 2.05	\$ 204.69
Cilindro de acetileno	220 ft3	und	1	\$ 281.25	\$ 281.25
Cilindro de oxígeno	220 ft3	und	1	\$ 75.00	\$ 75.00
Cilindros de nitrógeno	220 ft3	und	2	\$ 78.13	\$ 156.25
Soporteria	varía	global	1	\$ 400.00	\$ 400.00
Accesorios eléctricos: Desconectores, breakers	varía	global	1	\$ 350.00	\$ 350.00
Cableado y canalización	varía	global	1	\$ 400.00	\$ 400.00
Consumibles	-	global	1	\$ 150.00	\$ 150.00
Subtotal materiales					\$ 3,689.01
Mano de obra		Unidad	Cantidad	Costo unitario	Costo total
Soldador (tubería de cobre)	-	horas	150	\$ 3.13	\$ 492.19
Ayudante	-	horas	150	\$ 2.69	\$ 351.56
Cargas sociales	-	global	55%	-	\$ 464.06
Puesta en marcha técnico refrigeración (9 sistemas independientes)	-	und	9	\$ 100.00	\$ 900.00
Viáticos alimentación	-	días-persona	30	\$ 18.66	\$ 559.70
Viáticos hospedaje	-	días-persona	30	\$ 22.39	\$ 671.64
Subtotal mano de obra					\$ 3,439.16
Gran total inversión inicial DX					\$ 17,727.17

Referencias Bibliográficas

Cuadro 7.10: Costos anuales de operación del sistema BCG.

Costos anuales totales de operación sistema BCG	Unidad	Periodicidad	Cantidad	Costo unitario	Año 1	Año 2	Año 3	Año 4	Año 5	Año 6	Año 7	Año 8	Año 9	Año 10
Agua del circuito cerrado	m3	mensual	0.5	\$	\$ -	\$ -	\$ -	\$ -	\$ -	\$ -	\$ -	\$ -	\$ -	\$ -
Tratamiento de químicos del circuito hidráulico	und	mensual	1	\$ (25.00)	\$ (300.00)	\$ (309.90)	\$ (320.13)	\$ (330.69)	\$ (341.60)	\$ (352.88)	\$ (364.52)	\$ (376.55)	\$ (388.98)	\$ (401.81)
Mantenimiento (Unidades Interiores)	und	semestral	9	\$ (50.00)	\$ (900.00)	\$ (929.70)	\$ (960.38)	\$ (992.07)	\$ (1,024.81)	\$ (1,058.63)	\$ (1,093.56)	\$ (1,129.65)	\$ (1,166.93)	\$ (1,205.44)
Mantenimiento (Bomba hidráulica)	und	semestral	1	\$ (100.00)	\$ (200.00)	\$ (206.60)	\$ (213.42)	\$ (220.46)	\$ (227.74)	\$ (235.25)	\$ (243.01)	\$ (251.03)	\$ (259.32)	\$ (267.88)
Reparaciones correctivas por imprevistos	und	anual	1	\$ (150.00)	\$ (150.00)	\$ (154.95)	\$ (160.06)	\$ (165.35)	\$ (170.80)	\$ (176.44)	\$ (182.26)	\$ (188.28)	\$ (194.49)	\$ (200.91)
Costo anual mantenimiento - Sistema BCG					\$ (1,550.00)	\$ (1,601.15)	\$ (1,653.99)	\$ (1,708.57)	\$ (1,764.95)	\$ (1,823.20)	\$ (1,883.36)	\$ (1,945.51)	\$ (2,009.71)	\$ (2,076.03)
Consumo energético (Sistema BCG)	kWh	mensual	1673	\$ (0.19)	\$ (3,766.87)	\$ (3,891.18)	\$ (4,019.58)	\$ (4,152.23)	\$ (4,289.25)	\$ (4,430.80)	\$ (4,577.02)	\$ (4,728.06)	\$ (4,884.08)	\$ (5,045.26)
Consumo energético (Bomba hidráulica)	kWh	mensual	216	\$ (0.19)	\$ (486.48)	\$ (502.54)	\$ (519.12)	\$ (536.25)	\$ (553.95)	\$ (572.23)	\$ (591.11)	\$ (610.62)	\$ (630.77)	\$ (651.59)
Costo anual consumo energético - Sistema BCG					\$ (4,253.35)	\$ (4,393.71)	\$ (4,538.71)	\$ (4,688.48)	\$ (4,843.20)	\$ (5,003.03)	\$ (5,168.13)	\$ (5,338.68)	\$ (5,514.85)	\$ (5,696.84)
Costos anuales totales de operación sistema BCG					\$ (5,803.35)	\$ (5,994.86)	\$ (6,192.69)	\$ (6,397.05)	\$ (6,608.16)	\$ (6,826.22)	\$ (7,051.49)	\$ (7,284.19)	\$ (7,524.57)	\$ (7,772.88)
Capital requerido	Préstamo	Plazo de inversión	Tasa de interés	Pago anual préstamo										
	\$ 38,023.27	10 años	7.0%	\$ 5,413.66										

Cuadro 7.11: Costos anuales de operación del sistema DX.

Costos anuales totales de operación sistema DX	Unidad	Periodicidad	Cantidad	Costo unitario	Año 1	Año 2	Año 3	Año 4	Año 5	Año 6	Año 7	Año 8	Año 9	Año 10
Mantenimiento (Unidades Interiores)	und	semestral	9	\$ (50.00)	\$ (900.00)	\$ (929.70)	\$ (960.38)	\$ (992.07)	\$ (1,024.81)	\$ (1,058.63)	\$ (1,093.56)	\$ (1,129.65)	\$ (1,166.93)	\$ (1,205.44)
Mantenimiento (Unidades Exteriores)	und	semestral	9	\$ (75.00)	\$ (1,350.00)	\$ (1,394.55)	\$ (1,440.57)	\$ (1,488.11)	\$ (1,537.22)	\$ (1,587.94)	\$ (1,640.35)	\$ (1,694.48)	\$ (1,750.40)	\$ (1,808.16)
Reparaciones correctivas por imprevistos	und	anual	1	\$ (150.00)	\$ (150.00)	\$ (154.95)	\$ (160.06)	\$ (165.35)	\$ (170.80)	\$ (176.44)	\$ (182.26)	\$ (188.28)	\$ (194.49)	\$ (200.91)
Costo anual mantenimiento - Sistema DX					\$ (2,400.00)	\$ (2,479.20)	\$ (2,561.01)	\$ (2,645.53)	\$ (2,732.83)	\$ (2,823.01)	\$ (2,916.17)	\$ (3,012.41)	\$ (3,111.82)	\$ (3,214.51)
Consumo energético (Sistema DX)	kWh	mensual	2863	\$ (0.19)	\$ (6,448.44)	\$ (6,661.24)	\$ (6,881.06)	\$ (7,108.14)	\$ (7,342.70)	\$ (7,585.01)	\$ (7,835.32)	\$ (8,093.88)	\$ (8,360.98)	\$ (8,636.90)
Costo anual consumo energético - Sistema DX	kWh	-	-	-	\$ (6,448.44)	\$ (6,661.24)	\$ (6,881.06)	\$ (7,108.14)	\$ (7,342.70)	\$ (7,585.01)	\$ (7,835.32)	\$ (8,093.88)	\$ (8,360.98)	\$ (8,636.90)
Costos anuales totales de operación sistema DX					\$ (8,848.44)	\$ (9,140.44)	\$ (9,442.07)	\$ (9,753.66)	\$ (10,075.53)	\$ (10,408.03)	\$ (10,751.49)	\$ (11,106.29)	\$ (11,472.80)	\$ (11,851.40)
Capital requerido	Préstamo	Plazo de inversión	Tasa de interés	Pago anual préstamo										
	\$ 17,727.17	10 años	7.0%	\$ 2,324.95										

Cuadro 7.12: Resumen de inversión inicial adicional y los ahorros anuales del sistema BCG sobre el sistema DX.

Plazo de inversión	Tasa de interés	Costo adicional	Ahorros									
			Año 1	Año 2	Año 3	Año 4	Año 5	Año 6	Año 7	Año 8	Año 9	Año 10
10 años	7.0%	\$ (20,296.11)	\$ 3,045.09	\$ 3,145.58	\$ 3,249.38	\$ 3,356.61	\$ 3,467.38	\$ 3,581.80	\$ 3,700.00	\$ 3,822.10	\$ 3,948.23	\$ 4,078.52