



UNIVERSIDAD TÉCNICA ESTATAL DE QUEVEDO
FACULTAD CIENCIAS DE LA INDUSTRIA Y PRODUCCIÓN
CARRERA DE INGENIERÍA INDUSTRIAL

Proyecto de Investigación previo a la
obtención del título de Ingeniero Industrial.

Proyecto de Investigación

Aprovechamiento de la energía térmica subterránea como una alternativa para
el funcionamiento de los sistemas de refrigeración convencional.

Autores

Elvis Fabián Mendoza Luna

José Emanuel Narea Farfán

Director de Proyecto de Investigación

Ing. Milton Iván Villafuerte López

Quevedo – Los Ríos – Ecuador.

2021-2022



DECLARACIÓN DE AUTORÍA Y CESIÓN DE DERECHOS

Yo, **Elvis Fabián Mendoza Luna**, declaro que el trabajo aquí descrito es de mi autoría; que no ha sido previamente presentado para ningún grado o calificación profesional; y, que he consultado las referencias bibliográficas que se incluyen en este documento.

La Universidad Técnica Estatal de Quevedo, puede hacer uso de los derechos correspondientes a este trabajo, según lo establecido por la Ley de Propiedad Intelectual, por su Reglamento y por la normatividad institucional vigente.

Elvis Fabián Mendoza Luna

C.C.# 0929167880



DECLARACIÓN DE AUTORÍA Y CESIÓN DE DERECHOS

Yo, **José Emanuel Narea Farfán**, declaro que el trabajo aquí descrito es de mi autoría; que no ha sido previamente presentado para ningún grado o calificación profesional; y, que he consultado las referencias bibliográficas que se incluyen en este documento.

La Universidad Técnica Estatal de Quevedo, puede hacer uso de los derechos correspondientes a este trabajo, según lo establecido por la Ley de Propiedad Intelectual, por su Reglamento y por la normatividad institucional vigente.

José Emanuel Narea Farfán

C.C.# 0604245548



CERTIFICACIÓN DE CULMINACIÓN DEL PROYECTO DE INVESTIGACIÓN

El suscrito, **ING. MILTON IVÁN VILLAFUERTE LÓPEZ. MSC.** Docente de la Universidad Técnica Estatal de Quevedo, certifica que los estudiantes, **ELVIS FABIÁN MENDOZA LUNA Y JOSÉ EMANUEL NAREA FARFÁN**, realizaron el Proyecto de Investigación de grado titulado “**APROVECHAMIENTO DE LA ENERGÍA TÉRMICA SUBTERRÁNEA COMO UNA ALTERNATIVA PARA EL FUNCIONAMIENTO DE LOS SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN CONVENCIONAL**”, previo a la obtención del título de Ingeniero Industrial, bajo mi dirección, habiendo cumplido con las disposiciones reglamentarias establecidas para el efecto.



Firmado electrónicamente por:
**MILTON IVAN
VILLAFUERTE
LOPEZ**

**Ing. Milton Iván Villafuerte López, MSc.
DIRECTOR DEL PROYECTO DE INVESTIGACIÓN**



CERTIFICADO DEL REPORTE DE LA HERRAMIENTA DE PREVENCIÓN DE COINCIDENCIA Y/O PLAGIO ACADÉMICO

Ing. Milton Iván Villafuerte López, MSc., en calidad de Director del Proyecto de Investigación titulado “**APROVECHAMIENTO DE LA ENERGÍA TÉRMICA SUBTERRÁNEA COMO UNA ALTERNATIVA PARA EL FUNCIONAMIENTO DE LOS SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN CONVENCIONAL**”, me permito manifestar a usted y por intermedio de la presente al Consejo Directivo de la Facultad lo siguiente:

Que, los estudiantes, **ELVIS FABIÁN MENDOZA LUNA Y JOSÉ EMANUEL NAREA FARFÁN**, egresados de la Facultad de Ciencias de la Industria y Producción, de la carrera de Ingeniería Industrial, han cumplido con las correcciones pertinentes, e ingresado su Proyecto de Investigación al sistema URKUND, tengo a bien certificar que en la revisión respectiva del sistema anti plagio se obtuvo un porcentaje favorable del 6%. Se adjunta imagen del sistema.

Documento	Tesis 30-11-2021.docx (D120539030)
Presentado	2021-11-30 13:05 (-05:00)
Presentado por	Milton Villafuerte (mvillafuerte@uteq.edu.ec)
Recibido	mvillafuerte.uteq@analysis.arkund.com
Mensaje	Analizar Mostrar el mensaje completo

6% de estas 33 páginas, se componen de texto presente en 5 fuentes.



Firmado electrónicamente por:
**MILTON IVAN
VILLAFUERTE
LOPEZ**

Ing. Milton Iván Villafuerte López, MSc.
DIRECTOR DEL PROYECTO DE INVESTIGACIÓN



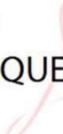
UNIVERSIDAD TÉCNICA ESTATAL DE QUEVEDO
FACULTAD CIENCIAS DE LA INDUSTRIA Y LA PRODUCCIÓN
CARRERA DE INGENIERÍA INDUSTRIAL
PROYECTO DE INVESTIGACIÓN

Título:

“APROVECHAMIENTO DE LA ENERGÍA TÉRMICA SUBTERRÁNEA COMO UNA ALTERNATIVA PARA EL FUNCIONAMIENTO DE LOS SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN CONVENCIONAL.”

Presentado al Consejo Directivo como requisito previo a la obtención del título de Ingeniero Industrial.

Aprobado por:

**LEONARDO
ARTURO BAQUE
MITE**  Firmado digitalmente por
LEONARDO ARTURO
BAQUE MITE
Fecha: 2021.11.28 17:18:52
-05'00'

Ing. Leonardo Baque Mite, MSc.

Presidente de Tribunal



Firmado electrónicamente por:
**MERCEDES CLEOPATRA
MOREIRA MENENDEZ**

Ing. Mercedes Moreira Menéndez, MSc.

Miembro de Tribunal

**MARISOL
BETTY VELIZ
AGUILAR**  Firmado digitalmente
por MARISOL BETTY
VELIZ AGUILAR
Fecha: 2021.11.26
17:22:19 -05'00'

Ing. Marisol Veliz Aguilar, MSc.

Miembro de Tribunal

QUEVEDO – LOS RÍOS – ECUADOR

2021

AGRADECIMIENTO

En primer lugar es preciso agradecer a Dios que me permitió cumplir una de mis metas más anheladas, el cual es obtener un título de tercer nivel para poder desarrollarme profesionalmente, de igual manera agradezco a mis padres que siempre fueron mi apoyo fundamental tanto económico como moral, gracias a los valores que me fueron inculcados he podido crecer como una persona de bien para esta sociedad, así mismo agradezco a mis demás familiares y amigos cercanos que siempre me brindaron su apoyo en los momentos que más los necesite.

También agradezco a la institución para darme la oportunidad de ingresar a estudiar y poder cumplir mis objetivos académicos, a cada uno de los docentes y autoridades que me compartieron de su sabiduría y de alguna u otra forma ayudaron en mi formación.

A nuestro tutor, el Ing. Milton Iván Villafuerte López, por estar siempre a disposición para la realización de nuestro proyecto, y ser pieza fundamental para la culminación de esta etapa.

Elvis Fabián Mendoza Luna

AGRADECIMIENTO

Quiero agradecer primero a Dios, porque ha sido Él quien me ha sostenido en cada una de las pruebas y dificultades que me presenta la vida y en especial, en este tiempo, en cada uno de los semestres universitarios, los cuales, con su ayuda, he ido superando uno a uno. También agradecer a mis padres, Guillermo Narea y Grace Farfán, quienes me han apoyado en cada paso que he dado tanto en mi vida personal como profesional; a mi hermana, Keyla Narea, quien ha sido mi apoyo emocional y proactivo en la carrera profesional que estoy culminando; asimismo a mi abuela, Gladys Yambay, ella ha sido un sostén y apoyo clave en este proceso. A mi compañera Jeniffer Villarreal por siempre estar presta apoyarnos en las correcciones de redacción y sintáctica del presente trabajo.

José Emanuel Narea Farfán

DEDICATORIA

Se lo dedico a mi difunto hermano Elvis Patricio Mendoza Angulo.

A Dios por siempre ser mi guía y en los momentos en que sentía que no podía siempre estuvo para mí, a mis padres, Elvis Mendoza y Merly Luna, unos señores en todo el sentido de la palabra, siempre conmigo bajo cualquier circunstancia, a mis hermanos que siempre estuvieron al pendiente de mi desarrollo profesional y a todos aquellos que siempre creyeron en mí y que se sienten felices de mis logros.

Elvis Fabián Mendoza Luna

DEDICATORIA

Quiero dedicar este trabajo investigativo a aquellas personas que estuvieron a mi lado en cada parte de este proceso, el cual ha sido largo, pero ha dado su fruto. Estas personas son: Mis padres, Guillermo Narea y Grace Farfán, mi hermana Keyla Narea, mi abuela, Gladys Yambay y muy en especial quiero dedicarlo a mi Dios, porque Él merece toda la gloria y honra de lo que yo pueda alcanzar, porque por su gracia estoy donde estoy.

José Emanuel Narea Farfán

RESUMEN EJECUTIVO Y PALABRAS CLAVE

Los sistemas de refrigeración son cada día más utilizados tanto a nivel residencial, sea esto en oficinas, casas, centros de salud, departamentos; así como también, a nivel industrial donde la mayoría de las empresas de venta de productos utilizan una cadena de frío que permite preservarlos en estado óptimo. Dada esta situación se denota que a causa de la falta de conocimiento que se presenta a nivel nacional (Ecuador) y latinoamericano en general, acerca de los sistemas de refrigeración basados en energías amigables con el medio ambiente, se presenta una escasa aplicación de los mismos y en su lugar se realiza el uso de los sistemas convencionales, los cuales generan mayores afectaciones ambientales que causan el cambio climático. Mediante la presente investigación se demuestra el aprovechamiento de la energía térmica subterránea como una alternativa para el funcionamiento de los sistemas de refrigeración convencionales. Para ello, se planteó un modelo matemático para el aprovechamiento de energía térmica subterránea en sistemas de refrigeración convencional por medio del cálculo de la carga térmica del recinto con el fin de establecer las ecuaciones que se adecuen a los requerimientos del sistema; asimismo, se dimensionó un dispositivo que permitió disipar la energía térmica al subsuelo, en base a las fórmulas y ecuaciones que previamente fueron planteadas; además, se realizó la simulación de las etapas del proceso de funcionamiento de un Sistema de Refrigeración a partir del almacenamiento de energía térmica subterránea a través del software “SolidWorks” con el objetivo de la obtención de una aproximación al sistema real mediante un diseño en 3D para predecir el comportamiento del sistema y así optimizar su utilización, dando como resultado un COP= 3.58; y por último, se llevó a cabo la comparación de la Eficiencia de un Sistema de Refrigeración a partir del almacenamiento de energía térmica subterránea frente a un sistema de refrigeración convencional. Debido a lo expuesto previamente, se establece que el costo de diseño y establecimiento inicial, se lo compensará con el ahorro que se reflejará a lo largo de los años la vida útil del sistema a base de energía geotérmica.

Palabras Claves: Sistemas de Refrigeración/ Energía Geotérmica/ COP Coeficiente de Rendimiento/ Software “SolidWorks”.

ABSTRACT AND KEYWORDS

Refrigeration systems are increasingly used both at a residential level, be it in offices, homes, health centers, departments; as well as, at an industrial level where most of the companies that sell products use a cold chain that allows them to be preserved in optimal condition. Given this situation, it is noted that due to the lack of knowledge that occurs at the national (Ecuador) and Latin American level in general, about cooling systems based on environmentally friendly energies, there is not much application of them and instead the use of conventional systems is carried out, which generate greater environmental effects that cause climate change. Through this research, the use of underground thermal energy is demonstrated as an alternative for the operation of conventional refrigeration systems. For this, a mathematical model was proposed for the use of underground thermal energy in conventional refrigeration systems by calculating the thermal load of the enclosure in order to establish the equations that adapt to the requirements of the system; Likewise, a device was designed that allowed the dissipation of thermal energy to the subsoil, based on the formulas and equations that were previously proposed; In addition, the simulation of the stages of the operation process of a Refrigeration System was carried out from the storage of underground thermal energy through the software "SolidWorks" with the aim of obtaining an approximation to the real system through a design in 3D to predict the behavior of the system and thus optimize its use, resulting in a COP = 3.58; and finally, the comparison of the Efficiency of a Refrigeration System from underground thermal energy storage was carried out compared to a conventional refrigeration system. Due to the previously mentioned, it is established that the initial design and establishment cost will be offset by the savings that will be reflected over the years in the useful life of the geothermal energy-based system.

Keywords: Refrigeration Systems / Geothermal Energy / Coefficient of Performance COP/ "SolidWorks" Software.

ÍNDICE

DECLARACIÓN DE AUTORÍA Y CESIÓN DE DERECHOS	ii
DECLARACIÓN DE AUTORÍA Y CESIÓN DE DERECHOS	iii
CERTIFICACIÓN DE CULMINACIÓN DEL PROYECTO DE INVESTIGACIÓN.....	iv
CERTIFICADO DEL REPORTE DE LA HERRAMIENTA DE PREVENCIÓN DE COINCIDENCIA Y/O PLAGIO ACADÉMICO.....	v
CERTIFICADO DE APROBACIÓN POR TRIBUNAL DE SUSTENTACIÓN	¡Error!
Marcador no definido.	
AGRADECIMIENTO	vii
AGRADECIMIENTO	viii
DEDICATORIA.....	ix
DEDICATORIA.....	x
RESUMEN EJECUTIVO Y PALABRAS CLAVE	xi
ABSTRACT AND KEYWORDS	xii
ÍNDICE.....	xiii
ÍNDICE DE TABLAS	xvi
ÍNDICE DE GRÁFICOS.....	xvii
ÍNDICE DE ILUSTRACIONES	xvii
ÍNDICE DE ECUACIONES	xviii
CÓDIGO DUBLIN.....	xix
INTRODUCCIÓN.....	1
CAPÍTULO I CONTEXTUALIZACIÓN DE LA INVESTIGACIÓN	2
1.1. Problema de Investigación.....	3
1.1.1. Planteamiento del problema.	3
1.1.2. Formulación del problema.....	4
1.1.3. Sistematización del problema.....	4
1.2. Objetivos.....	5

1.2.1. Objetivo General.....	5
1.2.2. Objetivos Específicos.	5
1.3. Justificación.....	5
CAPÍTULO II FUNDAMENTACIÓN TEÓRICA DE LA INVESTIGACIÓN	7
2.1. Marco Conceptual.....	8
2.1.1. Refrigeración.....	8
2.1.2. Sistemas de Refrigeración Convencional.....	8
2.1.3. Tipos de Refrigeración.....	9
2.1.4. Etapas del Ciclo de Refrigeración (Por compresión de vapor).....	10
2.1.5. Tipos de Sistemas de Refrigeración.....	11
2.1.6. Aplicaciones de los sistemas de refrigeración.....	14
2.1.7. ASHRAE como organismo rector.....	15
2.1.8. Bomba de Calor Geotérmica.....	16
2.1.9. Energía geotérmica.....	17
2.1.10. Intercambiador de calor.....	18
2.1.11. Diseño del Intercambiador de Calor.....	19
2.1.12. Eficiencia de un Sistema de Refrigeración.....	19
2.1.13. Desempeño de refrigeradores, acondicionadores de aire y bombas de calor.....	20
2.1.14. Coeficiente de desempeño.....	21
2.1.15. Modelo Matemático.....	22
2.1.16. Genetron Properties.....	22
2.1.17. Solidworks.....	23
2.2. Marco referencial.....	24
2.2.1. Sistema de Refrigeración a partir de almacenamiento de energía térmica subterránea (BTES – Borehole Thermal Energy Storage).....	24
2.2.2. Gas refrigerante R410A: presente y futuro del gas.....	25
2.2.3. Energía Geotérmica en México: aprovechamiento sustentable para climatización y refrigeración.....	27

2.2.4. Calentamiento y Refrigeración Urbana Mediante Geotermia en Meloneras. ...	28
2.2.5. Almacenamiento subterráneo de energía térmica: políticas y riesgos ambientales - Desarrollos en los Países Bajos y la Unión Europea.....	30
2.2.6. Almacenamiento Subterráneo de Energía Térmica (UTES) - Casos de ejemplo y lecciones aprendidas de última generación.	30
2.2.7. Eficiencia de Recuperación	31
CAPÍTULO III METODOLOGÍA DE LA INVESTIGACIÓN	32
3.1. Localización.....	33
3.2. Tipo de investigación.....	33
3.3. Método de investigación.....	34
3.4. Fuentes de recopilación de información.....	34
3.4.1. Fuentes primarias.....	34
3.4.2. Fuentes secundarias.	37
3.5. Diseño de investigación.....	37
3.8. Recursos humanos y materiales.....	38
3.8.1. Recursos Materiales.....	38
3.8.2. Recursos Humanos.	38
CAPÍTULO IV RESULTADOS Y DISCUSIÓN	39
4.1. Resultado del objetivo 1.	40
4.1.1. Cálculo de cargas de enfriamiento. Componentes que contribuyen a la ganancia de calor en el recinto.....	40
4.1.2. Diseño Del intercambiador de calor subterráneo.	47
4.2. Resultado del objetivo 2.	50
4.2.1. Diseño del intercambiador de calor subterráneo.	51
4.3. Resultado del objetivo 3.	54
4.3.1. Simulación en el Software Genetron Properties.....	54
4.3.2. Simulación de la etapa de Condensación.	60
4.4. Resultado del objetivo 4.	65

4.4.1. Comparación del Refrigerante.....	68
4.4.2. Comparación del COP.....	68
4.4.3. Comparación del EER.	69
4.4.4. Comparación del consumo eléctrico.....	70
4.5. Discusión.	70
CAPÍTULO V CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	71
5.1. Conclusiones.....	72
5.2. Recomendaciones.	74
CAPITULO VI BIBLIOGRAFÍA	75
CAPITULO VII ANEXOS.....	79
7.1. Anexos.....	80

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1	34
Tabla 2.....	45
Tabla 3.....	55
Tabla 4.....	56
Tabla 5.....	57
Tabla 6.....	57
Tabla 7.....	58
Tabla 8.....	58
Tabla 9.....	59
Tabla 10.....	59
Tabla 11	60
Tabla 12.....	60
Tabla 13.....	61
Tabla 14.....	62
Tabla 15.....	68

ÍNDICE DE GRÁFICOS

Gráfico 1	3
Gráfico 2	10
Gráfico 3	11
Gráfico 4	12
Gráfico 5	14
Gráfico 6	35
Gráfico 7	35
Gráfico 8	36
Gráfico 9	36
Gráfico 10	37
Gráfico 11	69
Gráfico 12	69

ÍNDICE DE ILUSTRACIONES

Ilustración 1	33
Ilustración 2	44
Ilustración 3	46
Ilustración 4	54
Ilustración 5	61
Ilustración 6	61
Ilustración 7	62
Ilustración 8	63
Ilustración 9	64
Ilustración 10	64
Ilustración 11	65
Ilustración 12	65
Ilustración 13	66
Ilustración 14	66
Ilustración 15	67
Ilustración 16	67

Ilustración 17	80
Ilustración 18	81
Ilustración 19	82
Ilustración 20	83
Ilustración 21	84
Ilustración 22	85
Ilustración 23	86
Ilustración 24	87
Ilustración 25	88
Ilustración 26	88

ÍNDICE DE ECUACIONES

(1).....	40
(2).....	41
(3).....	41
(4).....	42
(5).....	42
(6).....	43
(7).....	43
(8).....	44
(9).....	44
(10).....	46
(11).....	46
(12).....	47
(13).....	47
(14).....	48
(15).....	48
(16).....	48
(17).....	49
(18).....	49

CÓDIGO DUBLIN

Título	APROVECHAMIENTO DE LA ENERGÍA TÉRMICA SUBTERRÁNEA COMO UNA ALTERNATIVA PARA EL FUNCIONAMIENTO DE LOS SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN CONVENCIONAL			
Autores	Elvis Fabián Mendoza Luna José Emanuel Narea Farfán			
Palabras clave	Sistemas de refrigeración	Energía Geotérmica	COP Coeficiente de Rendimiento	Software SolidWorks
Fecha de publicación	2021			
Editorial	Quevedo – UTEQ – 2021			
Resumen	<p>Resumen: Los sistemas de refrigeración son cada día más utilizados tanto a nivel residencial, así como también, a nivel industrial donde la mayoría de las empresas de venta de productos utilizan una cadena de frío que permite preservarlos en estado óptimo. Dada esta situación se denota que a causa de la falta de conocimiento que se presenta a nivel nacional (Ecuador) y latinoamericano en general, acerca de los sistemas de refrigeración basados en energías amigables con el medio ambiente, se presenta una escasa aplicación de los mismos y en su lugar se realiza el uso de los sistemas convencionales, los cuales generan mayores afectaciones ambientales que causan el cambio climático. Mediante la presente investigación se planteó un modelo matemático para el aprovechamiento de energía térmica subterránea en sistemas de refrigeración convencional por medio del cálculo de la carga térmica del recinto con el fin de establecer las ecuaciones que se adecuen a los requerimientos del sistema; asimismo, se dimensionó un dispositivo que permitió disipar la energía térmica al subsuelo, en base a las fórmulas y ecuaciones que previamente fueron planteadas; además, se realizó la simulación de las etapas del proceso de funcionamiento a través del software “SolidWorks” con el objetivo de la obtención de una aproximación al sistema real mediante un diseño en 3D para predecir el comportamiento del sistema y así optimizar su utilización, dando como resultado un COP= 3.58; y por último, se llevó a cabo la comparación de la Eficiencia de un Sistema de Refrigeración a partir del almacenamiento de energía térmica subterránea frente a un sistema de refrigeración convencional. Debido a lo expuesto previamente, se establece que el costo de diseño y establecimiento inicial, se lo compensará con el ahorro que se reflejará a lo largo de los años la vida útil del sistema a base de energía geotérmica.</p> <p>Abstract: Refrigeration systems are increasingly used both at a residential level, as well as, at an industrial level where most of the companies that sell products use a cold chain that allows them to be preserved in optimal condition. Given this situation, it is noted that due to the lack of knowledge that occurs at the national (Ecuador) and Latin American level in general, about cooling systems based on environmentally friendly energies, there is not much application of them and instead the use of conventional systems is carried out, which generate greater environmental effects that cause climate change. Through this research, a mathematical model was proposed for the use of underground thermal energy in conventional refrigeration systems by calculating the thermal load of the enclosure in order to establish the equations that adapt to the requirements of the system; Likewise, a device was designed that allowed the dissipation of thermal energy to the subsoil, based on the formulas and equations that were previously proposed; In addition, the simulation of the stages of the operation process through the software "SolidWorks" with the aim of obtaining an approximation to the real system through a design in 3D to predict the behavior of the system and thus optimize its use, resulting in a COP = 3.58; and finally, the comparison of the Efficiency of a Refrigeration System from underground thermal energy storage was carried out compared to a conventional refrigeration system. Due to the previously mentioned, it is established that the initial design and establishment cost will be offset by the savings that will be reflected over the years in the useful life of the geothermal energy-based system.</p>			
Descripción	88 hojas: dimensiones, 29x 21cm + CD-ROM6162			
URL				

INTRODUCCIÓN

El uso de la energía térmica subterránea a través de los años ha tomado mayor relevancia como una alternativa de utilización de energía limpia que aprovecha el poder de almacenamiento del subsuelo, dado por sentado que a cierta profundidad la temperatura se mantiene estable.

Diversos estudios alrededor del mundo y principalmente en países del norte de Europa y de Norte América señalan los beneficios que se obtienen tanto a nivel industrial como residencial. Es por ello que el presente proyecto pretende evaluar el aprovechamiento de esta energía frente a los sistemas de refrigeración convencionales.

Este proyecto surge como una alternativa para la utilización de energía geotérmica que a su vez es amigable con el medio ambiente, económica y brinda beneficios similares que la convencional.

El trabajo consta de varias fases, que consisten en la elaboración del método matemático que se adapte a los parámetros presentados, el diseño del intercambiador de calor, la simulación en un software 3D que permite obtener datos que pueden ser comparados relacionando la eficiencia de ambos sistemas.

Cabe recalcar que el presente trabajo de investigación surge como una continuación de un estudio anteriormente realizado con el nombre “Diseño de un sistema de refrigeración a partir del almacenamiento de energía térmica subterránea (UTES, Underground Thermal Energy Storage) basado en resultados experimentales” [1], perteneciente a un proyecto FOCICYT, séptima convocatoria.

CAPÍTULO I
CONTEXTUALIZACIÓN DE LA INVESTIGACIÓN

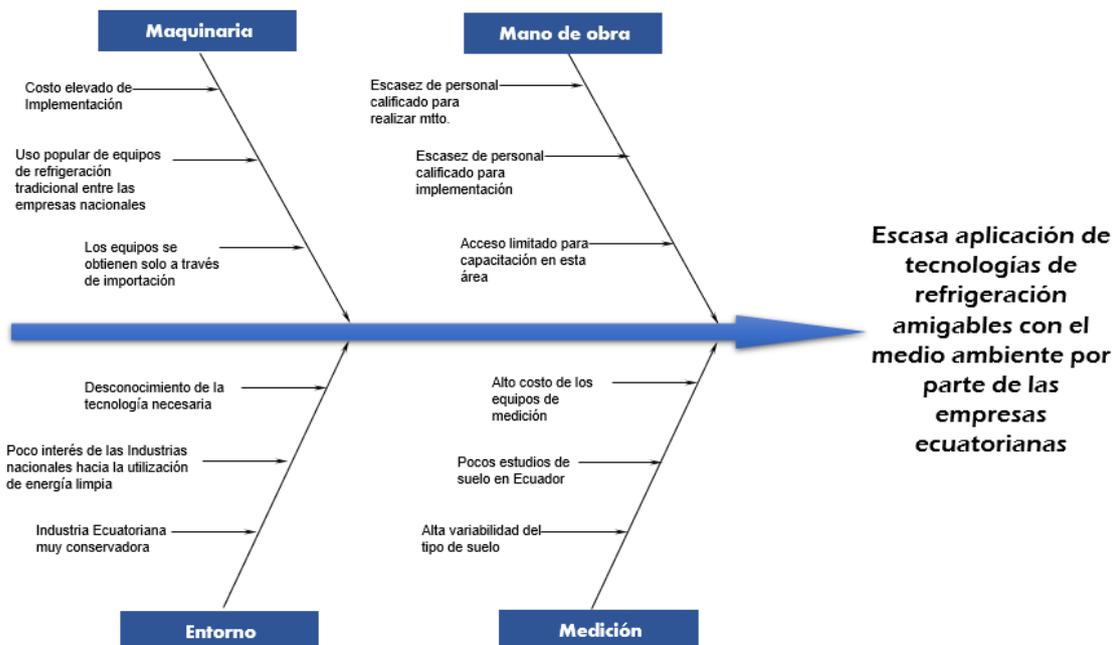
1.1. Problema de Investigación.

1.1.1. Planteamiento del problema.

Debido a la gran falta de conocimiento en la región acerca de los sistemas de refrigeración que se basan en energías amigables con el medio ambiente, son comúnmente utilizados los sistemas de refrigeración convencionales que a su vez causan un impacto ambiental considerable. Este problema se determinó a través de un análisis de causa y efecto con la herramienta Diagrama de Ishikawa presentada a continuación en el Gráfico 1.

Se determinaron varias situaciones importantes como problemas relacionados al mantenimiento y el personal idóneo para el mismo, el costo elevado de implementación de sistemas amigables con el medio ambiente, escasez de conocimiento significativo acerca de tecnologías amigables con el medio ambiente en el área de refrigeración, etc., razones por las que se pudo concluir cuál es el problema que engloba este estudio.

Gráfico 1
Diagrama de Ishikawa de la Problematización



Elaborado Por: J. Narea & E. Mendoza (2021).

1.1.1.1. Diagnóstico.

A nivel de Latinoamérica son poco conocidos los sistemas de refrigeración que utilizan energías amigables con el medio ambiente, en contraste con Europa, donde el uso de estas es más común en diferentes áreas de aplicación debido a que presentan mayor conciencia social en las afectaciones al medio ambiente que se generan día a día causando el cambio climático, donde la utilización de energías tradicionales presenta un mayor nivel de contaminación. En la actualidad, existen muchas alternativas en cuanto al uso y aprovechamiento de energías amigables con el medio ambiente que pueden ser utilizadas en sistemas de refrigeración.

1.1.1.2. Pronóstico.

Al evaluar el aprovechamiento de la energía térmica subterránea como una alternativa para el funcionamiento de los sistemas de refrigeración convencional se procura demostrar a través de varios medios cuán eficiente puede ser este sistema en relación al utilizado generalmente.

1.1.2. Formulación del problema.

¿Cuál es el beneficio del sistema de refrigeración a partir de energía térmica subterránea frente a un sistema de refrigeración convencional?

1.1.3. Sistematización del problema.

1. ¿Cómo se identifican las variables que intervienen en el sistema de refrigeración a partir de energía térmica subterránea?
2. ¿Qué sistema se pretende implantar para disipar la energía térmica de un área residencial?
3. ¿Qué herramienta va a permitir esquematizar gráficamente el modelo del sistema de refrigeración planteado?
4. ¿A través de qué tipo de análisis se determinará cual sistema es el más eficiente?

1.2. Objetivos.

1.2.1. Objetivo General.

Demostrar el aprovechamiento de la energía térmica subterránea como una alternativa para el funcionamiento de los sistemas de refrigeración convencional a través de la simulación del sistema de refrigeración propuesto.

1.2.2. Objetivos Específicos.

1. Plantear un modelo matemático para el aprovechamiento de energía térmica subterránea en sistemas de refrigeración convencional.
2. Dimensionar un dispositivo que permita disipar la energía térmica al subsuelo.
3. Simular las etapas del proceso de funcionamiento de un Sistema de Refrigeración a partir del almacenamiento de energía térmica subterránea.
4. Comparar la Eficiencia de un Sistema de Refrigeración a partir del almacenamiento de energía térmica subterránea frente a un sistema de refrigeración convencional.

1.3. Justificación.

La presente investigación tiene como finalidad brindar una alternativa para la utilización e implementación de sistemas de refrigeración a base de energía geotérmica en comparación a los sistemas convencionales que aporte beneficios similares, pero a través de la utilización de energía limpia que causen el menor impacto ambiental posible, además aportando al ahorro económico de la implantación de estos sistemas tanto a nivel residencial como industrial.

A nivel de Latinoamérica, especialmente en el Ecuador, son poco conocidos y utilizados estos sistemas debido a la falta de información o de propuestas que permitan tener un conocimiento más amplio de los beneficios a corto y largo plazo que los mismos representan.

El costo de diseño y establecimiento inicial puede parecer abultado, pero a lo largo de los años la vida útil del sistema a base de energía geotérmica representa un ahorro substancial en comparación al sistema convencional.

La relevancia de este proyecto recae principalmente en que los sistemas de refrigeración son cada día más utilizados, tanto sea en oficinas, casas, centros de salud, departamentos; esto a nivel residencial, así mismo a nivel industrial la mayoría de las empresas de venta de productos utilizan una cadena de frío que permite preservar el buen estado de los mismos, es por ello que resultad factible proponer la implementación de distintos sistemas que utilicen menos recursos y que brinde los mismos beneficios, en este caso el sistema de refrigeración a base de energía térmica subterránea.

CAPÍTULO II
FUNDAMENTACIÓN TEÓRICA DE LA INVESTIGACIÓN

2.1. Marco Conceptual.

2.1.1. Refrigeración.

La refrigeración es empleada para la remoción de calor en las reacciones químicas, licuar gases de procesos, separar gases por destilación y condensación y la purificación de productos mediante la congelación de separación selectiva de un componente de una mezcla líquida. La refrigeración también es empleada para el acondicionamiento de aire en zonas de plantas industriales para el ‘comfort’, y en aplicaciones asociadas con procesos para el aprovechamiento térmico ambiental. [2]

La refrigeración se basa primordialmente en dos principios básicos conocidos como la primera y la segunda ley de la termodinámica. La primera de ellas establece que la energía no se crea ni se destruye. Si desaparece energía en una forma, debe reaparecer en otra, es decir, no puede aparecer energía en una manifestación sin que se registre una reducción correspondiente en otra de sus formas. [2]

La refrigeración está definida como la ciencia o técnica de producir y mantener temperaturas por debajo de la temperatura atmosférica local, aplicando esto a objetos y alimentos. [2]

2.1.2. Sistemas de Refrigeración Convencional.

La refrigeración es un proceso el cual consiste en eliminar o mantener la temperatura de procesos productivos, espacios o incluso materiales con respecto a la temperatura del ambiente a su alrededor. En la actualidad la refrigeración tiene una gran variedad de aplicaciones y está inmiscuida en una serie de procesos industriales que van desde el sector alimenticio, construcción, química, medicina e incluso tratamiento de metales, convirtiéndose así en un proceso indispensable dentro del sector productivo. [2]

2.1.3. Tipos de Refrigeración.

2.1.3.1. Refrigeración Mecánica.

Este tipo de refrigeración consiste en forzar mecánicamente la circulación de un fluido en un circuito cerrado creando zonas de alta y baja presión con el propósito de que el fluido absorba calor en un lugar y se disipe en otro. El efecto de la refrigeración se puede llevar a cabo por los ciclos de compresión de vapor. [2]

Se puede describir este proceso que básicamente opera como lo indica el ciclo de Carnot: un fluido refrigerante en estado líquido, se fuerza a experimentar su evaporación debido a una baja de presión en el sector conocido como evaporador a donde además y fundamentalmente, toma calor del agua con la que indirectamente se pone en contacto. Es exactamente en ese lugar a donde se produce el enfriamiento propiamente dicho del agua. Ahora el agua sigue camino al proceso por su circuito y el refrigerante en estado de vapor es comprimido por un compresor obligándolo a recorrer el ciclo de refrigeración. Seguidamente el refrigerante, en estado de vapor, ingresa al condensador donde se convierte en estado líquido liberando el calor que sustrajo en el evaporador. El calor sale del refrigerante para pasar al aire ambiente por acción de unos ventiladores que fuerzan al aire a intercambiar con el refrigerante. [2]

En resumen, en el evaporador, el agua se enfría (baja su temperatura) mientras que el refrigerante se calienta (se evapora sin cambio de temperatura) en la misma medida. Después, en el condensador, el refrigerante vuelve al estado líquido cediéndole calor al aire ambiente (que eleva su temperatura). [2]

2.1.3.2. Refrigeración comercial.

Concierne todo lo referente a instalaciones frigoríficas para locales comerciales como hoteles, restaurantes, supermercados que se dedican a la venta o almacenamiento de productos perecibles. [2]

2.1.3.3. Refrigeración industrial.

Los sistemas de refrigeración son utilizados en el sector industrial, en procesos de manufactura, se distinguen por ser de tamaño considerable y requieren asistencia técnica permanente. [2]

2.1.3.4. Conservación de alimentos.

Es la aplicación más importante de los sistemas de refrigeración pues toda la población la requiere. En la mayoría de casos estos alimentos son producidos y procesados en zonas alejadas de la ciudad, por lo que es necesario conservar las características de los productos durante su traslado, distribución y venta. [2]

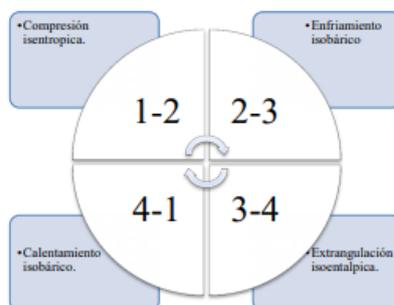
2.1.3.5. Refrigeración doméstica.

Comprende lo referente a refrigeradores y congeladores de baja potencia que varían entre 1/20 y 1/2 hp y son de tipo sellado hermético. Es la aplicación de la refrigeración más conocida puesto que se la utiliza en todos los hogares. [2]

2.1.4. Etapas del Ciclo de Refrigeración (Por compresión de vapor).

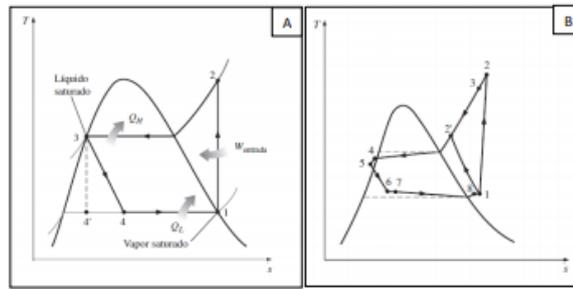
Es utilizado por la mayoría de sistemas para refrigeración, acondicionamiento de aire o bombas de calor. El ciclo ideal se compone de los procesos que se pueden observar en la Figura y representados en un diagrama T-s. [3]

Gráfico 2
Etapas del ciclo de refrigeración



Fuente: (Guzmán, 2019).

Gráfico 3
Diagrama de entalpía y entropía



Fuente: (Guzmán, 2019).

El ciclo real presenta varias irreversibilidades en sus componentes, entre ellas: la fricción del fluido y las pérdidas de calor con los alrededores (al no ser completamente aislado). En el ciclo real el refrigerante no abandona el evaporador como vapor saturado, se induce un pequeño sobrecalentamiento para asegurar el estado vapor antes de ingresar al compresor; el compresor no trabaja isoentrópicamente; el refrigerante no abandona el condensador en estado de líquido saturado, sino que se sub enfría en una pequeña cantidad antes de ingresar a la válvula de estrangulamiento; después continua con el ciclo. [3]

2.1.5. Tipos de Sistemas de Refrigeración.

Los sistemas de refrigeración pueden ser por compresión o por absorción. El sistema por compresión es el más utilizado, puesto que el sistema por absorción solo se suele utilizar cuando hay una fuente de calor residual o barata, como en la trigeneración. [2]

2.1.5.1. Refrigeración por Compresión.

La refrigeración por compresión es muy utilizada en la actualidad en las refrigeradoras de uso doméstico. El principio de funcionamiento de este tipo de refrigeración en forma simple puede dividirse en cuatro operaciones. Evaporación, compresión, condensación y expansión. [2]

El sistema de refrigeración de compresión de vapor simple consiste principalmente de cuatro partes compresor, condensador, válvula de expansión y evaporador. Los sistemas de refrigeración por compresión de vapor son comúnmente utilizados en una variedad de

aplicaciones comerciales y de industrialización debido a su alta capacidad de refrigeración a baja temperatura, pero para que se ejecuten estos sistemas, se requiere energía de alto grado. [2]

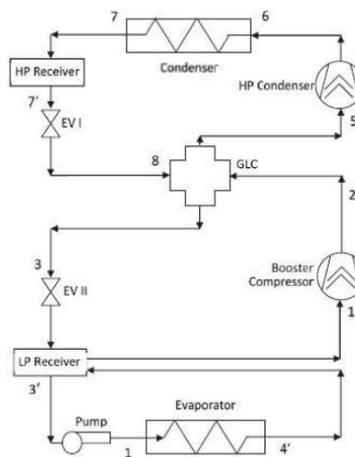
Una vez sabiendo el enfoque principal de este tipo de refrigeración se procederá a hablar de las partes principales de un sistema de refrigeración por compresión. [2]

Compresor: El compresor es parte básica del sistema de refrigeración. El trabajo del compresor es de comprimir el refrigerante desde la temperatura de evaporación a la temperatura de condensación. [2]

Condensador: Un condensador es un dispositivo o unidad que se utiliza para condensar una sustancia a partir de su estado gaseoso a su estado líquido, típicamente enfriándolo. El condensador es uno de los tipos de intercambiadores de calor utilizado para emitir el calor al medio de refrigeración. [2]

Evaporador: Este elemento es el encargado de retirar el calor del medio a refrigerar.
Dispositivos de expansión: Los dispositivos de expansión se utilizan para expandir el refrigerante desde la presión de condensación a la presión de evaporación con etapas. Los dispositivos de expansión más utilizados son el tubo capilar y otro es válvula de expansión. [2]

Gráfico 4
Diagrama de un sistema de refrigeración por compresión



Fuente: (Bonilla, Castelo, Orozco & Jácome, 2018)

El funcionamiento del mismo se basa en comprimir un gas hasta licuarlo, eliminando el calor que se produce al ambiente por medio de un radiador. Luego de esto, el líquido obtenido se evapora en una cámara técnicamente aislada del ambiente, con lo que se obtiene el frío en dicha cámara. [2]

Conocido el principio de funcionamiento de la refrigeración por compresión nominal también se encontró otras formas de generación de frío por compresión de otra manera diferente. Recientemente, las plantas han comenzado a usar un tercer tipo de sistema de refrigeración conocido como enfriamiento en seco. En lugar de utilizar agua para bajar la temperatura del ciclo de refrigeración, estos sistemas utilizan el aire que por uno o más ventiladores de gran tamaño. La ejecución de los ventiladores puede requerir una cantidad significativa de electricidad, lo que hace que este sistema sea menos adecuado para las grandes instalaciones que requieren una gran cantidad de vapor de agua, como los que funcionan con carbón o la energía nuclear. [2]

2.1.5.2. Refrigeración por Absorción.

La refrigeración por absorción es un sistema que implica la absorción de una sustancia refrigerante por medio de un medio de transporte, donde el sistema de refrigeración más utilizado es el sistema amoniaco-agua. [2]

El uso de un sistema de refrigeración por absorción es un camino prometedor para utilizar el calor residual de procesos industriales. El sistema de refrigeración de absorción de Amoníaco -agua se utiliza comúnmente para aplicaciones de congelación con temperaturas inferiores a 0°C . Cuando la temperatura de refrigeración es inferior a -30°C , el rendimiento disminuye dramáticamente. [2]

Aparte del sistema amoniaco-agua también existe el sistema agua-bromuro de litio, en el cual el agua pasa a ser el refrigerante. Al igual que en los ciclos de refrigeración por compresión mecánica de vapor, en el evaporador se produce el efecto frigorífico mediante la evaporación del refrigerante, agua en este caso, a baja temperatura (TE) y baja presión (P0) gracias al calor transferido desde el medio a enfriar. A continuación, el vapor de agua generado accede al absorbedor en donde es absorbido por una solución acuosa concentrada o rica en LiBr procedente del generador [2]

agua destilada con unos aditivos que rebajan sensiblemente el punto de congelación para preservar al motor de sufrir averías cuando se producen temperaturas bajo cero. [2]

- Máquinas-herramientas: las máquinas herramientas también llevan incorporado un circuito de refrigeración y lubricación para bombear el líquido refrigerante que utilizan que se llama taladrina o aceite de corte sobre el filo de la herramienta para evitar un calentamiento excesivo que la pudiese deteriorar rápidamente. [2]
- Aparatos electrónicos: la mayoría de los aparatos electrónicos requieren refrigeración, que generalmente consiguen mediante un ventilador, que hace circular el aire del local donde se sitúan, y otras veces sencillamente haciendo circular el aire por convección. [2]

2.1.7. ASHRAE como organismo rector.

La Sociedad Americana de Ingenieros en Calefacción, Refrigeración y Aire Acondicionado, ASHRAE por su nombre en inglés, es la asociación profesional reconocida mundialmente como la máxima autoridad en el desarrollo de Normas y procedimientos de cálculo en esas áreas del conocimiento. La ASHRAE logra su cometido a través de Comités Técnicos, formados con profesionistas reconocidos por su competencia y experiencia en cada tema particular, que se encargan de estudiar y compilar el estado del arte de cada tema y publicar dicho conocimiento en forma de Capítulos, dentro de los Manuales ASHRAE. Se editan cuatro Manuales, denominados Fundamentos, Aplicaciones, Sistemas y Equipos y Refrigeración, los cuales se revisan y publican uno cada año. Con ello se tiene un periodo de revisión de cuatro años para cada Manual, adicionalmente se publican libros especializados sobre algunos de los temas de mayor interés. [4]

2.1.7.1. Metodologías desarrolladas por los comités de ASHRAE.

A la fecha ASHRAE ha desarrollado seis metodologías de cálculo para las cargas de enfriamiento: [4]

- TFM (Transfer Function Method) [4]
- TETD/TA (Total Equivalent Temperature Differential / Time-Averaging) [4]
- CLTD/CLF (Cooling Load Temperature Differentials / Cooling Load Factors) [4]

- Residential Method [4]
- HB (Heat Balance Method) [4]
- RTS (Radiant Time Series) [4]

Los métodos anteriores están por supuesto basados en las mismas leyes de la termodinámica y transferencia de calor, pero varían entre sí en cuanto a las simplificaciones que introducen y metodologías utilizadas para resolución de las ecuaciones resultantes. [4]

2.1.7.2. Método Residencial (Vivienda habitacional).

Aproximadamente al mismo tiempo que se establecía el método CLTD/CLF, investigaciones adicionales de ASHRAE produjeron un procedimiento de cálculo para viviendas, denominado "Residencial". Este procedimiento es un subconjunto de la técnica CLTD/CLF. Se pudo comprobar que, para el caso de viviendas habitacionales este método si resultaba ser de utilidad y validez adecuadas, debido a la mucho menor variabilidad en cuanto a geometrías y materiales de construcción encontrados en tal tipo de edificaciones. Debido a lo anterior, el comité técnico de ASHRAE decidió retener el método CLTD/CLF para tres fines: [4]

- Como base del método Residencial [4]
- Como un método de cálculo viable y manual, para usuarios con aplicaciones limitadas a casos para los cuales tal método era adecuado [4]
- Para utilizarlo como base de la enseñanza a nivel universitario [4]

2.1.8. Bomba de Calor Geotérmica.

El termino bomba de calor geotérmica, en inglés Ground-Source Heat Pump (GSHP) se aplica a todos los sistemas que abarcan el uso de suelo Ground-coupled Heat Pump (GCHP), agua subterránea, Groundwater Heat Pump (GWHP), agua superficial, Surface- water Heat Pump (SWHP) como una fuente de calor o un sumidero. Desde un punto de vista termodinámico, el costo de operación de la bomba de calor acoplada al suelo es menor que las bombas de calor de aire, esto se debe a que el ambiente debajo de la tierra experimenta menor fluctuación de temperatura comparada con la superficie. Por otra parte, presenta

mayor eficiencia y un diseño amigable con el medio ambiente. Se pueden usar tanto para aplicaciones industriales como domésticas. [3]

Desde un punto de vista termodinámico, el costo de operación de la bomba de calor acoplada al suelo es menor que las bombas de calor de aire, esto se debe a que el ambiente debajo de la tierra experimenta menor fluctuación de temperatura comparada con la superficie. Por otra parte, presenta mayor eficiencia y un diseño amigable con el medio ambiente. Se pueden usar tanto para aplicaciones industriales como domésticas. [3]

2.1.9. Energía geotérmica.

La energía geotérmica es una energía renovable que se obtiene mediante el aprovechamiento del calor natural del interior de la tierra que se transmite a través de los cuerpos de roca caliente o reservorios por conducción y convección, donde tienen lugar procesos de interacción de fluidos y rocas, dando origen a los sistemas geotérmicos. El interior de la Tierra está caliente y la temperatura aumenta con la profundidad. Las capas profundas están a temperaturas elevadas y, a menudo, a esa profundidad hay capas freáticas en las que se calienta el agua: al ascender, el agua caliente o el vapor producen manifestaciones en la superficie, como los géiseres o las fuentes termales. [5]

La transición del sistema actual de energía de combustibles fósiles hacia uno sustentable requiere tecnología de energía renovable. Aunque la energía geotérmica presenta sus propios desafíos particulares en comparación con otras tecnologías de energía renovable, la energía geotérmica ha mostrado un potencial significativo para reducir el impacto ambiental y las emisiones de gases de efecto invernadero de la producción de electricidad. Las ventajas de la energía geotérmica no son solo la generación de electricidad en diferentes configuraciones de plantas, sino también la aplicación directa de calor en usos industriales y domésticos independientemente de las condiciones meteorológicas. [6]

Las tecnologías geotérmicas utilizan recursos de energía renovable para generar electricidad y el uso directo de calor al tiempo que producen niveles muy bajos de emisiones de gases de efecto invernadero (GEI). La generación de electricidad, que en la actualidad produce 73,7 TWh (12,7 GW de capacidad) en todo el mundo, suele requerir temperaturas de los recursos

geotérmicos superiores a los 100 ° C. Para calefacción, los recursos geotérmicos que abarcan un rango más amplio de temperaturas se pueden utilizar en aplicaciones tales como calefacción de espacios y distritos (y refrigeración, con la tecnología adecuada), calefacción de spa y piscinas, calefacción de suelos e invernaderos, calefacción de estanques de acuicultura, calefacción de procesos industriales y nieve derretida. El calor geotérmico producido en el mundo asciende a 164.6 TWh, con una capacidad de 70,9 GW. La tecnología geotérmica, que se ha centrado durante décadas en extraer vapor o agua caliente calentada naturalmente de depósitos hidrotermales naturales, está desarrollando técnicas más avanzadas para aprovechar el calor también donde los fluidos subterráneos son escasos y para utilizar la Tierra como una batería de energía potencial, almacenando calor. [7]

2.1.10. Intercambiador de calor.

Un equipo de intercambio de calor es el que transfiere energía térmica desde una fuente o un fluido a alta temperatura hacia un fluido a baja temperatura con ambos fluidos moviéndose a través del aparato. Esta transferencia puede realizarse por contacto directo entre los fluidos o a través de una pared que separa la fuente y el fluido o los fluidos. [8]

El intercambiador de calor de pozo es uno de los elementos principales de la bomba de calor acoplada al suelo y su rendimiento está directamente relacionado con el coeficiente de rendimiento de la bomba de calor. En este trabajo, se construyó un modelo de simulación numérica integral para evaluar el desempeño anual del Intercambiador de Calor de Pozo poco profundo instalado en diferentes suelos sujetos a variaciones hidrotermales estacionales de la superficie terrestre. Se encontró que el Intercambiador de calor de pozo poco profundo instalado en arena tuvo un mejor desempeño del 8% que en arcilla. Se observó la misma diferencia de rendimiento entre arena y arcilla en la mayoría de los escenarios investigados. El rendimiento medio anual de la bomba de calor presentó una variación superior al 27,2% con la condición meteorológica, la conductividad térmica de la lechada y el nivel de carga térmica. [9]

2.1.11. Diseño del Intercambiador de Calor.

Los Intercambiadores de Calor de Pozo Profundo (DBHE - Deep-borehole heat exchangers) son generalmente tubos coaxiales instalados en pozos profundos que se han convertido en un enfoque alternativo para la utilización de la energía geotérmica. Debido a que la actuación de los Sistemas DBHEs pueden ser afectados por varios parámetros, es importante optimizar el diseño de los parámetros para estos sistemas. [10]

2.1.12. Eficiencia de un Sistema de Refrigeración.

Las energías renovables están adquiriendo más y más importancia para hacerle frente a la creciente demanda de energía. Con respecto a la energía Geotérmica, el número de instalaciones ha crecido a través de la última década y continúa creciendo. Un sistema de circuito cerrado convencional de muy baja temperatura es comúnmente utilizado para calentar/enfriar un espacio determinado o para producir agua caliente doméstica (DHW – Domestic Hot Water. [11]

Se descubrió que el flujo de agua subterránea y el uso de BHE para enfriar serán beneficiosos para la recuperación de energía y la eficiencia de la bomba de calor. En comparación con otros factores, se considera que la capacidad calorífica del suelo y la conductividad térmica tienen un impacto menor en la sostenibilidad del sistema. Por el contrario, es muy probable que los sistemas de tamaño insuficiente sean la causa de una fuerte degradación del sistema. [12]

La eficiencia de una bomba de calor viene dada por valores que se detallan a continuación:

2.1.12.1. Coeficiente de Rendimiento.

Conocido por sus siglas en inglés, Coefficient Of Performance (COP). Mide el desempeño de una bomba de calor y es la relación entre el calor entregado y el trabajo requerido, a condiciones específicas. Para las bombas de calor geotérmicas este valor varía entre 3 y 6. De acuerdo con los requerimientos de Energy Star el COP es mínimo 3,3. [3]

2.1.12.2. Coeficiente de Eficiencia Energética.

En inglés, Energy Efficiency Ratio (EER). Mide la eficiencia de enfriamiento de una bomba de calor. Se obtiene de la división de la capacidad de enfriamiento, en Btu/h, para el consumo de energía eléctrica en watts a condiciones específicas. Para las bombas de calor geotérmicas de acuerdo con los requerimientos Energy Star este valor debe ser mínimo 14,1. [3]

2.1.13. Desempeño de refrigeradores, acondicionadores de aire y bombas de calor.

El desempeño de acondicionadores de aire y bombas de calor se expresa con frecuencia en términos del índice de eficiencia de la energía (EER, por sus siglas en inglés) o el índice estacional de eficiencia energética (SEER, por sus siglas en inglés), determinada por las siguientes normas de prueba. La SEER es la relación de la cantidad total del calor disipado por un acondicionador de aire o por una bomba térmica durante una estación normal de enfriamiento (en Btu) con respecto a la cantidad total de electricidad consumida (en watt-horas, Wh), y es una medida del desempeño estacional del equipo de enfriamiento. [13]

La EER, por otro lado, es una medida de la eficiencia energética instantánea, y se define como la relación 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. Así, tanto la EER como la SEER tienen la unidad Btu/Wh. Si se considera que 1 kWh = 3 412 Btu y por ende que 1 Wh = 3.412 Btu, una unidad que elimina 1 kWh de calor del espacio frío por cada kWh de electricidad que consume (COP = 1), tendrá un EER de 3.412. Por lo tanto, la relación entre EER (o SEER) y COP es: [13]

$$EER = 3.1412 * COP_R$$

El EER o COP de un refrigerador disminuye con la decreciente temperatura de refrigeración, por lo tanto, no es económico refrigerar a una temperatura menor a la necesaria. Los valores de COP para los refrigeradores están en el intervalo de 2.6 a 3.0 para áreas de edición y preparación; 2.3 a 2.6 para carne, embutidos, lácteos y frutas; 1.2 a 1.5 para alimentos congelados, y 1.0 a 1.2 para unidades de helados. [13]

Observe que el COP de los congeladores es casi la mitad del de los refrigeradores para carne, por lo tanto, cuesta el doble enfriar productos a base de carne con aire refrigerado que está lo suficientemente frío para alimentos congelados. Una buena práctica de conservación de energía es usar sistemas de refrigeración separados para satisfacer diferentes necesidades de refrigeración. [13]

2.1.14. Coeficiente de desempeño.

La eficiencia de un refrigerador se expresa en términos del coeficiente de desempeño (COP, siglas de coefficient of performance), el cual se denota mediante COP_R . El objetivo de un refrigerador es remover calor (Q_L) del espacio refrigerado. Para lograr este objetivo se requiere una entrada de trabajo de $W_{neto,entrada}$. Entonces, el COP de un refrigerador se puede expresar como: [13]

$$COP_R = \frac{\text{Salida deseada}}{\text{Entrada requerida}} = \frac{Q_L}{W_{neto,entrada}}$$

Esta relación también se puede expresar en forma de tasa reemplazando Q_L por Q_L y $W_{neto,entrada}$ por $W_{neto,entrada}$. [13]

El principio de conservación de la energía para un dispositivo cíclico requiere que: [13]

$$W_{neto,entrada} = Q_H - Q_L$$

Entonces, la relación del COP se convierte en: [13]

$$COP_R = \frac{Q_L}{Q_H - Q_L} = \frac{1}{\frac{Q_H}{Q_L} - 1}$$

Observe que el valor del COP_R puede ser mayor que la unidad. Es decir, la cantidad de calor eliminada del espacio refrigerado puede ser mayor que la cantidad de entrada de trabajo. Esto contrasta con la eficiencia térmica, la cual nunca puede ser mayor que 1. De hecho, una

razón para expresar la eficiencia de un refrigerador con otro término, el coeficiente de desempeño, es el deseo de evitar la rareza de tener eficiencias mayores que la unidad. [13]

2.1.15. Modelo Matemático.

Los métodos de diseño de Intercambiadores de Calor de Pozo pueden ser generalmente categorizados en tres tipos de acuerdo a su complejidad: El método de la regla del pulgar, método basado en ecuación simple y el método basado en software. [14]

Cada método tiene su propio modelo interno, usualmente formulados por un modelo de transferencia de calor subyacente especificado. Es necesario descubrir cómo trabaja cada método dado que los modelos subyacentes de los métodos difieren en su configuración de supuestos básicos, condiciones iniciales y de frontera, métodos simplificados, así como sus soluciones. Además, se debe recopilar una variedad de parámetros del sistema para completar un gran número de carreras de comparación; estos parámetros incluyen todas las propiedades físicas y térmicas de diferentes materiales y equipos relacionados al cálculo de la construcción de cargas térmicas, interpretación de los datos de las pruebas de respuesta. [14]

2.1.16. Genetron Properties.

El software realiza la simulación termodinámica para ciclo de compresión de vapor y proporciona en forma de cuadro, y en los diagramas de Mollier, propiedades (presión-entalpía y temperatura entropía). [15]

Este programa también puede sugerir tamaños de línea para sistemas de refrigeración. Además, contempla refrigerantes naturales como el CO₂, amoníaco, butano, propano, la serie de refrigerantes puros, refrigerantes de la serie 400 y 500. También incluye la nueva generación de HFO como el R 1234yf, R 1234ze, y R 1234zd. [15]

Comprende una simulación de sistemas: ciclo simple básico, ciclo básico, ciclo de cascada, ciclo con intercambiador de calor, ciclo combinado de media y baja temperatura, con inyección de líquido, ciclo de cascada, y chillers de hasta 4 compresores. [15]

Ya se incluyen condiciones predeterminadas del ciclo para temperaturas media, baja y AC. Esto permite saber la condición del sistema como desplazamiento del compresor, consumo en Watts, KH/h, COP. BTU's/h, presiones psia, psig, bar y Kpa. [15]

2.1.17. Solidworks.

SOLIDWORKS Flow Simulation es una herramienta de simulación de flujo de fluidos y transferencia de calor de uso general integrada con SOLIDWORKS 3D CAD. Capaz de simular flujos de baja velocidad y supersónicos, esta poderosa herramienta de simulación de diseño 3D permite una verdadera ingeniería concurrente y trae el impacto crítico del análisis de flujo de fluidos y la transferencia de calor a las manos de todos los diseñadores. Además de SOLIDWORKS Flow Simulation, los diseñadores pueden simular los efectos de los ventiladores y los componentes giratorios en el flujo de fluidos y también en el calentamiento y enfriamiento de componentes. [16]

La reciente tendencia hacia el uso de software de CFD integrado en el sistema de CAD permite el uso de la simulación en la etapa de diseño para examinar más alternativas de diseño de las que serían posibles con la creación de prototipos físicos. [16]

2.2. Marco referencial.

2.2.1. Sistema de Refrigeración a partir de almacenamiento de energía térmica subterránea (BTES – Borehole Thermal Energy Storage).

La utilización de energía geotérmica como fuente de energía para los sistemas de refrigeración ha tenido su desarrollo más importante dentro de países europeos, frente a esto, García, García y Villafuerte [1], presentan una explicación de su acogida:

Los sistemas de intercambiadores geotermales fueron desarrollados para calentar en climas fríos, debido a esto, su desarrollo se da principalmente en países Nórdicos, EE.UU. y Canadá, pero también son utilizados para el enfriamiento, incrementando su rentabilidad e interés en países de latitudes sureñas. En modo de enfriamiento, el calor es extraído de los edificios y se lo transfiere al suelo. En forma de calentador, el calor es extraído de la tierra y este es transferido a los edificios. Por supuesto, la temperatura del subsuelo se mantiene invariable (o lo hace levemente, dependiendo de la profundidad), pero la temperatura de la habitación es lo que cambia. [1]

BTES usa la capacidad de calor natural en un gran volumen de suelo o roca subterráneo para almacenar energía térmica. El principio de funcionamiento del BTES es elevar la temperatura de la subsuperficie y enfriarla de nuevo mediante la circulación de un fluido en un tubo-U de plástico instalado en grandes cantidades y en un espacio cerrado así llamado pozo de circuito cerrado o pozo de intercambio de calor (BHE – Borehole Heat Exchanger) y completado con un sellador. [5]

El almacenamiento de energía estacional es un componente importante para hacer frente a los desafíos derivados de la fluctuación de las fuentes de energía renovable y el correspondiente desajuste de la oferta y la demanda de energía. El almacenamiento de calor a través de intercambiadores de calor de pozo de profundidad media es un nuevo enfoque en el campo del almacenamiento de energía térmica de pozo. En contraste con los almacenamientos de pozos convencionales, menos intercambiadores de calor de pozos, pero más profundos, acceden al subsuelo, que sirve como medio de almacenamiento. [17]

Los resultados indican que los sistemas especialmente grandes tienen un alto potencial para un almacenamiento de calor estacional eficiente. Se pueden almacenar varios GWh de energía térmica durante el verano y extraer durante el período de calefacción con una alta tasa de recuperación de hasta el 83%. Las matrices de intercambiadores de calor de pozo medio profundo son almacenamientos térmicos adecuados para fuentes de energía renovables fluctuantes y calor residual de procesos industriales. [17]

El BTES en la planta de producción de Xylem en Emmaboda, Suecia, es uno de los sistemas BTES más grandes del mundo para el almacenamiento de exceso de calor industrial. En este trabajo se evaluó el BTES de Emmaboda con respecto a cómo se integró y cómo se ha desempeñado durante sus primeros siete años de funcionamiento. El BTES consta de 140 pozos, 150 m de profundidad, y el calor para el almacenamiento se recupera principalmente de dos hornos de alta temperatura y del aire de ventilación de la fundición. Hasta ahora, la mayor extracción de calor y eficiencia BTES (19%) tuvo lugar en el sexto año completo de operación del sistema de almacenamiento, cuando se inyectaron y extrajeron aproximadamente 2200 MWh y 400 MWh del almacenamiento, respectivamente. [18]

2.2.2. Gas refrigerante R410A: presente y futuro del gas.

El gas refrigerante utilizado en la presente investigación es el R410A, el cual ha tenido un desarrollo importante en el mercado. Félix Sanz [19], realizó un estudio donde siguió este proceso:

Durante la pasada década, el gas refrigerante R410A dominó el mercado del aire acondicionado doméstico al responder a las exigencias del Protocolo de Montreal, cuyo objetivo era eliminar el uso de los gases refrigerantes que agotan la capa de ozono. En su contra siempre ha jugado su alto Potencial de Calentamiento Atmosférico (PCA), de 2088, que hizo que en el Reglamento F-Gas pusiera fecha a su salida del mercado para nuevos equipos en el año 2025. [19]

Entre las características que lo hacían adecuado en el entorno de sostenibilidad medioambiental que buscan las instalaciones frigoríficas domésticas e industriales, podemos destacar que no contiene cloro -por tanto, su efecto sobre la capa de ozono es nulo- y que se

utiliza en sistemas estancos, lo que implica que, con un buen mantenimiento que evite fugas, no tiene que reponerse. Por ello, ha sido una alternativa clara al R22 durante los años pasados. [19]

Además, ha sido protagonista de un gran cambio en el diseño de los equipos de aire acondicionado doméstico, al permite reducir su tamaño. Esta mezcla (HFC32 Y HFC125) está incluida por ASHRAE en la clase A1/A1, es decir, es un gas refrigerante no tóxico y no inflamable aún en caso de fugas y presenta buenas propiedades termodinámicas (posee una capacidad frigorífica volumétrica superior al R22), lo que permite el uso de compresores de menor desplazamiento para obtener la misma potencia frigorífica. [19]

La otra cara de la moneda es que el R410A obliga a rediseñar completamente los equipos, es decir, no permite la sustitución directa en sistemas existentes pensados para el R22. Para realizar un retrofit es necesario, en la mayoría de los casos, llevar a cabo cambios en el sistema, que incluyen el compresor, el tubo capilar, el condensador y, en algunos casos, el evaporador; así mismo, requiere de aceites lubricantes específicos. [19]

Aunque el R410a tiene todavía varios años de recorrido, el cambio ha comenzado y, en la actualidad, su principal “competidor” es el R32. También con un impacto nulo en la capa de ozono, fácil de reciclar al ser un refrigerante puro, con una gran capacidad de refrigeración, por lo que se precisa menos refrigerante (un 30 por ciento) para alcanzar los mismos niveles de enfriamiento y con un PCA de 675. El R32 es un gas del grupo A2L (ligeramente inflamables), lo que ha retrasado un tanto su entrada en el mercado. En la actualidad, su uso está regulado en el Reglamento de Seguridad de Instalaciones Frigoríficas y es totalmente seguro cumpliendo la normativa. Esta circunstancia hace de él una estrella en crecimiento en aras de la sostenibilidad medioambiental. De hecho, muchos fabricantes de equipos de aire acondicionado han apostado claramente por la sustitución en los nuevos equipos que salen al mercado. [19]

Otra circunstancia que juega a favor del R32 es la entalpía, una magnitud termodinámica que mide la cantidad de energía que un sistema puede intercambiar con su entorno y que presenta mejores datos en el R32 que el R410A. En definitiva, se necesita menos energía para producir la misma temperatura lo que, unido a la mayor capacidad de refrigeración del R32, significa que presenta mejores índices de eficiencia energética. Esto último lo hace

ideal en un contexto de ahorro energético generalizado en aras a la sostenibilidad medioambiental. [19]

El ejemplo de la evolución de estos dos gases refrigerantes es paradigmático de la evolución que han experimentado los gases refrigerantes en la última década y del ingente esfuerzo del sector del frío en su conjunto. Primero con el protocolo de Montreal y, después, con el Reglamento F-Gas el compromiso con la eficiencia energética y la protección de la capa de ozono, en definitiva, con la sostenibilidad medioambiental ha sido palpable. Todo ello en beneficio de la sociedad y de los usuarios empresariales de equipos frigoríficos. [19]

2.2.3. Energía Geotérmica en México: aprovechamiento sustentable para climatización y refrigeración.

Es importante señalar el impacto mundial de la refrigeración sobre el consumo eléctrico, para lo cual Sucedo y Gutiérrez [20], proveen la siguiente información:

Los sistemas de refrigeración convencionales basan su funcionamiento en el uso de refrigerantes (fluoroclorocarbonos) que contribuyen al mencionado deterioro ambiental, aun cuando recientemente se han hecho esfuerzos para hacerlos menos perjudiciales. Además, se ha reportado que alrededor de 15 por ciento de la electricidad producida en todo el mundo se utiliza para el aire acondicionado y la refrigeración. En los últimos años, y como un esfuerzo para alcanzar un desarrollo sostenible, se ha realizado investigación tecnológica enfocada en reducir el consumo de energía eléctrica y aumentar la contribución de su generación a partir de fuentes renovables. [20]

Acercas del aprovechamiento de la energía geotérmica como medio para reducir las emisiones de gases de efecto invernadero, Sucedo y Gutiérrez [20], dice lo siguiente:

En muchos países se investigan los llamados sistemas de refrigeración por absorción, que usan refrigerantes naturales (agua, amoníaco, entre otros), los cuales satisfacen las normativas de los protocolos y estándares internacionales. El desarrollo de estos sistemas ha ganado mucho interés, ya que pueden operar con energías renovables como la solar, geotérmica o cualquier fuente de calor, reduciendo así el consumo de combustibles fósiles.

Por esta razón, los sistemas de absorción accionados por energías renovables son vistos como una de las formas más convenientes para reducir las emisiones de gases de efecto invernadero, como el Co₂. [20]

Sucedo y Gutiérrez [20], sostienen la sustentabilidad de la energía geotérmica y su clasificación como un recurso renovable:

La energía geotérmica se clasifica como un recurso renovable, lo cual significa que la energía extraída del recurso se sustituye continuamente por más, y en escalas de tiempo similares a los requeridos en su extracción. De igual forma, la energía geotérmica puede utilizarse de una manera sustentable, lo que indica que el sistema de producción aplicado es capaz de mantener su nivel durante largos periodos de tiempo. En cualquier punto de la superficie del mundo se puede captar y aprovechar el calor almacenado en las capas superficiales del subsuelo a pocos metros de profundidad. [20]

2.2.4. Calentamiento y Refrigeración Urbana Mediante Geotermia en Meloneras.

En 2016, Casañas [21], realizó un estudio acerca del consumo energético de varias tecnologías utilizadas en la actualidad frente a aquel donde se aprovecha la energía geotérmica de baja entalpía, analizando una instalación centralizada que cubre las demandas de calor y de frío de cinco hoteles situados en el sur de la isla de Gran Canaria, en la zona de Meloneras.

Al analizar los resultados del estudio, se observa que la demanda de refrigeración anual de la instalación conjunta de los cinco hoteles es de 35.757.478 kWh, y, por tanto, el calor de condensación residual disponible es de 41.487.843 kWh. Del calor residual disponible, el 71,2% del calor residual generado es aprovechable, debido a que existen momentos en los que la demanda se sitúa por encima de la generación. Por otra parte, la demanda de calor de la misma instalación tiene un valor ligeramente superior, y equivalente a 43.787.787 kWh. Esto, a primera vista, muestra cómo el calor residual, si bien puede cubrir una gran parte del calor necesario, no es suficiente como para cubrirlo en su totalidad. La cantidad de energía

restante, 11.898.772 kWh, se completa con el sistema geotérmico, lo que garantiza un alto rendimiento y minimiza el consumo energético. [21]

En términos de consumo energético, la generación de frío con el sistema geotérmico conlleva el consumo de 4.938.878 kWh, mientras que el sistema alternativo (planta enfriadora condensada por aire) requiere 10.660.827 kWh al año para satisfacer la demanda. Esto conlleva más de un 50% de ahorros energéticos en la generación de frío. [21]

Consecuentemente, estos ahorros energéticos implican unos considerables ahorros económicos. Sumando la generación de calor y la generación de frío, anualmente, el sistema geotérmico tiene un ahorro económico anual de 1.445.327 € si lo comparamos con el SC1. Al compararlo con el SC2, el ahorro anual aumenta hasta los 2.493.090 €, mientras que la diferencia entre el SC3 y el sistema geotérmico estudiado es de 1.407.570 €. [21]

Por otra parte, para la generación de calor, la geotermia se vuelve a posicionar como aquella con menor consumo, necesitando tan solo 2.029.035 kWh anuales para suplir la demanda impuesta. De entre los demás sistemas propuestos, el Sistema Convencional (SC) 1 - combinando una bomba de calor aerotérmica con recuperación, con una caldera de propano y paneles solares el de menor consumo, conllevando 8.200.000 kWh al año, mientras que el SC3 -caldera de biomasa y paneles solares- necesita 39.962.200 kWh anuales para abastecer la demanda de calor. [21]

Con respecto a la huella ecológica del estudio realizado por Casañas [21], se determinó lo siguiente:

En cuanto a la huella ecológica de las instalaciones hoteleras a las que este sistema trata de suministrar, se ve reducida en todos los casos al compararla con la geotermia. En contraste con el SC3, el sistema geotérmico reduce las emisiones en 3.045 t de CO₂ al año, mientras que, en comparación con el SC1, la reducción en emisiones alcanza las 7.121 t de CO₂ anualmente. [21]

2.2.5. Almacenamiento subterráneo de energía térmica: políticas y riesgos ambientales - Desarrollos en los Países Bajos y la Unión Europea.

En 2011, Bonte, Stuyfzand, Hulsman & Van Beelen. [22], manifestaron la situación de riesgo hidrológico que genera el almacenamiento de energía térmica subterránea.

Los riesgos hidrológicos están relacionados con aspectos de cantidad de agua subterránea e incluye agua subterránea niveles, velocidades de flujo y la zona de captura de PWSWF. Aunque los sistemas ATES no tienen red extracción porque el agua subterránea se inyecta de nuevo en el acuífero del que se extrajo, Las perturbaciones en el patrón de flujo del agua subterránea pueden ser perceptible hasta una distancia de varios kilómetros. [22]

Esta situación puede tener un impacto directo en el tamaño y la ubicación de la zona de captura de un pozo de agua subterránea. El pozo de extracción de agua subterránea tiene una zona de captura y una zona de protección de aguas subterráneas legalmente impuesta, que suele ser el área a través de la cual viaja el paso del agua subterránea al pozo. Un sistema ATES puede afectar las aguas subterráneas trayectorias de flujo del pozo de extracción, y la alternancia, extracciones e inyecciones causarán las rutas de flujo para volverse irregular y la zona de captura para aumentar ligeramente. [22]

2.2.6. Almacenamiento Subterráneo de Energía Térmica (UTES) - Casos de ejemplo y lecciones aprendidas de última generación.

2.2.6.1. Modelización Hidrológica.

Bakema & Drijver [23] ofrecen sus pensamientos sobre los experimentos de modelado estacional en ATES:

Al modelar el almacenamiento de calor en el subsuelo, generalmente se supone que hay un período en qué calor se almacena continuamente y un período en el que el calor se suministra continuamente (por ejemplo, dos períodos de seis meses). El tiempo promedio que se almacena el calor suministrado es en ese caso alrededor de medio año. En la práctica, el sistema está controlado por la oferta y la demanda de calor, que varía con el tiempo. [23]

Como resultado, el caudal y la dirección de la bomba del sistema de almacenamiento de calor también varía con el tiempo. Debido al régimen fluctuante de la bomba (principalmente bombeado hacia adelante y hacia atrás en el a mitad de temporada) el período medio de almacenamiento será en la práctica algo inferior a medio año. Debido a que las pérdidas de calor debidas a procesos como la conducción de calor, el flujo de agua subterránea regional y el flujo impulsado por la densidad es bastante a medio plazo, un tiempo medio de almacenamiento algo más corto resultará en una temperatura media de extracción algo más alta. Usando una carga uniforme más larga y periodos de descarga, el modelado puede, por tanto, dar una imagen ligeramente menos favorable. [23]

La temperatura de corte se alcanza durante la temporada de invierno, el tiempo medio de almacenamiento también es algo más corto. En principio, esto es favorable para la eficiencia del almacenamiento, pero el hecho de que se alcance la temperatura de corte es (obviamente) perjudicial para la eficiencia del almacenamiento. No por pérdidas excesivas de calor, pero debido a una recuperación de calor insuficiente. [23]

2.2.7. Eficiencia de Recuperación

Además, Bakema y Drijver44 [23], también expusieron sus ideas sobre la eficiencia prevista y de recuperación en los sistemas de almacenamiento de energía térmica subterránea.

Los sistemas existentes a menudo muestran una clara diferencia entre la eficiencia de recuperación prevista y la eficiencia de recuperación real. Esto a menudo puede explicarse por el hecho de que la eficiencia de recuperación de MT-ATES / HT-ATES es sensible a variaciones en el volumen de almacenamiento, la temperatura de almacenamiento, la temperatura de corte y la permeabilidad del acuífero. [23]

En la fase de investigación es importante abordar las incertidumbres en los parámetros mencionados. Un proyecto específico puede, por ejemplo, ser factible con un gran volumen de almacenamiento y una alta temperatura de almacenamiento, pero no factible en caso de un volumen de almacenamiento más pequeño y / o una temperatura de almacenamiento más baja.

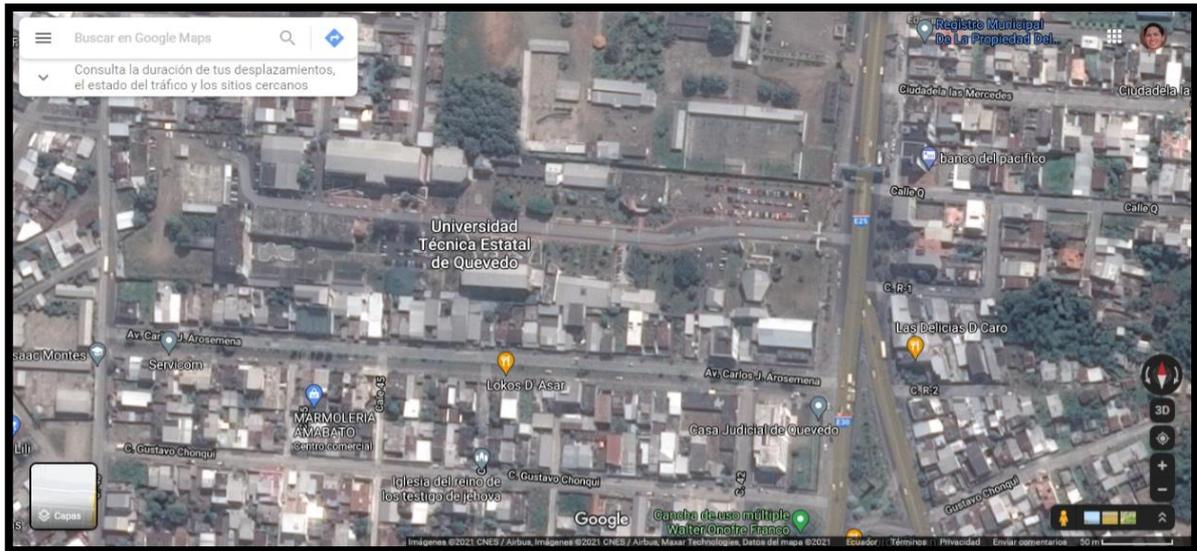
CAPÍTULO III
METODOLOGÍA DE LA INVESTIGACIÓN

3.1. Localización.

Para la presente investigación se tomó como referencia una de las aulas de la Universidad Técnica Estatal de Quevedo, en el Campus "Ingeniero Manuel Agustín Haz Álvarez", ubicado en la Av. Quito km. 1 1/2 vía a Santo Domingo de los Tsáchilas. Quevedo – Los Ríos – Ecuador.

Ilustración 1

Localización de la UTEQ, Campus Ingeniero Manuel Agustín Haz Álvarez.



Fuente: Google Maps.

3.2. Tipo de investigación.

- **Aplicada:** A través de este tipo de investigación se planteó una alternativa de solución para la escasa aplicación de tecnologías de refrigeración amigables con el medio ambiente por parte de las empresas ecuatorianas, esta alternativa es el aprovechamiento de la energía térmica subterránea para sistemas de refrigeración.
- **De campo:** Los datos se obtuvieron directamente del medio donde sucede el fenómeno de estudio, en este caso se realizó mediciones de suelo en la Universidad Técnica Estatal de Quevedo, en el Campus "Ingeniero Manuel Agustín Haz Álvarez".
- **Analítica:** Se realizó una comparación entre la eficiencia de un sistema de refrigeración convencional y un sistema de refrigeración que aprovecha la energía

térmica subterránea, y para ello se estudió cada una de las etapas que intervienen en el proceso de refrigeración.

3.3. Método de investigación.

- **Descriptivo:** Se realizaron estudios de suelo en un área determinada que es significativa, para obtener los datos necesarios para el planteamiento del modelo matemático con el que se determinará el diseño del intercambiador de calor que irá en el suelo.
- **Explicativo:** Se recopilaron diversos documentos, revistas, formularios y proyectos de investigación que servirán de apoyo y referencia respecto a los conocimientos necesarios para entender los sistemas de refrigeración a base de energía geotérmica y su diseño.
- **Deductivo:** Se analizó de forma general los sistemas de refrigeración, sus beneficios y funcionamiento para luego centrarse en el sistema de refrigeración geotérmico y determinar las condiciones de diseño para la simulación.

3.4. Fuentes de recopilación de información.

3.4.1. Fuentes primarias.

- Mediciones de suelo.

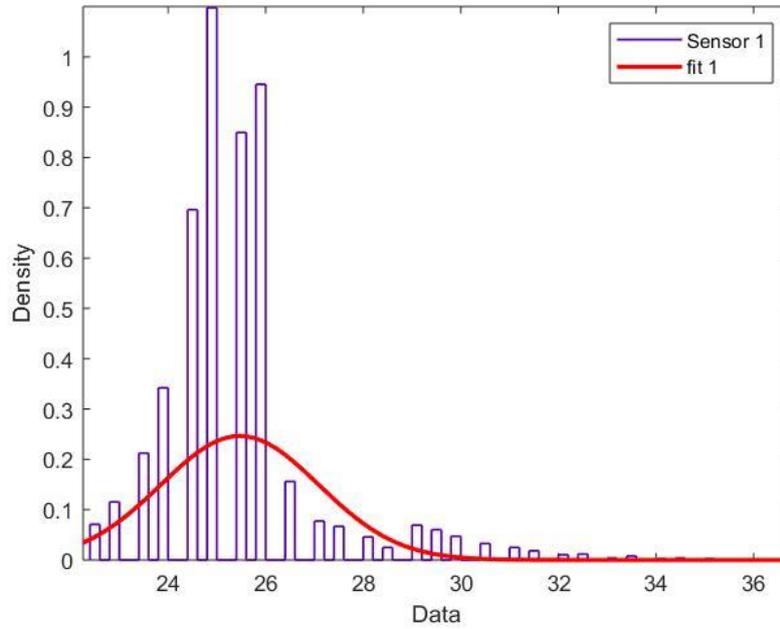
Tabla 1
Valores de perfil de temperatura del suelo a profundidad específica ubicados en el Campus de la Universidad utilizando los termistores instalados.

Profundidad (m)	Std. Desv. (°C)	Temperatura media del suelo a (°C) a profundidad específica
0,5	1,53	25,44
1,0	1,61	25,50
1,5	1,43	25,19
2,0	1,30	24,89
2,5	1,22	24,89

Fuente: (García, García & Villafuerte, 2020).

Gráfico 6

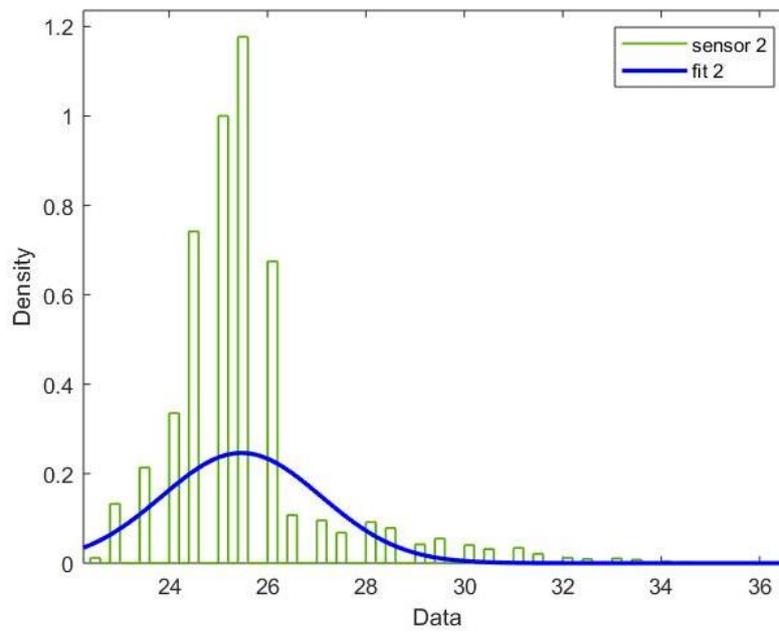
Distribuciones de la temperatura del suelo a diferentes profundidades – Sensor 1.



Fuente: (García, García & Villafuerte, 2020).

Gráfico 7

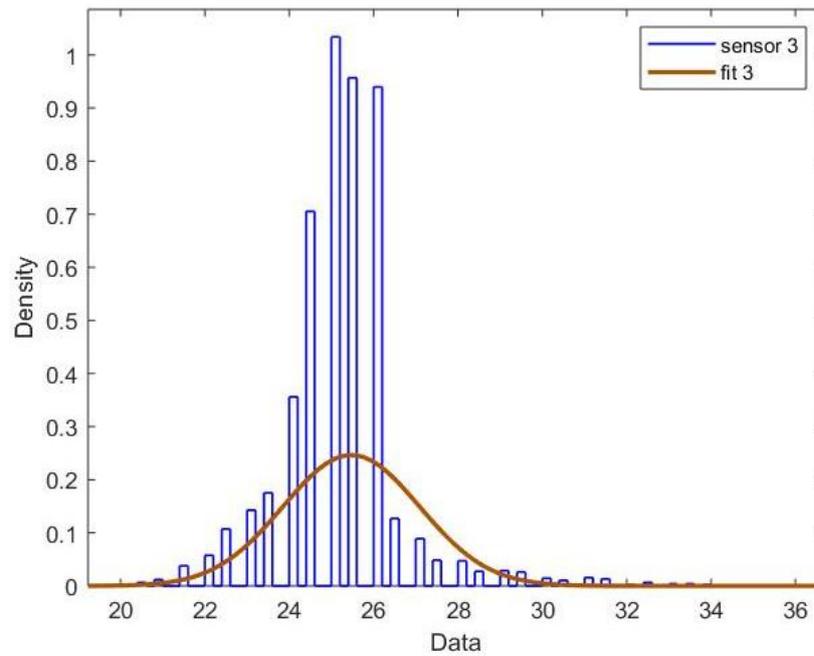
Distribuciones de la temperatura del suelo a diferentes profundidades – Sensor 2.



Fuente: (García, García & Villafuerte, 2020).

Gráfico 8

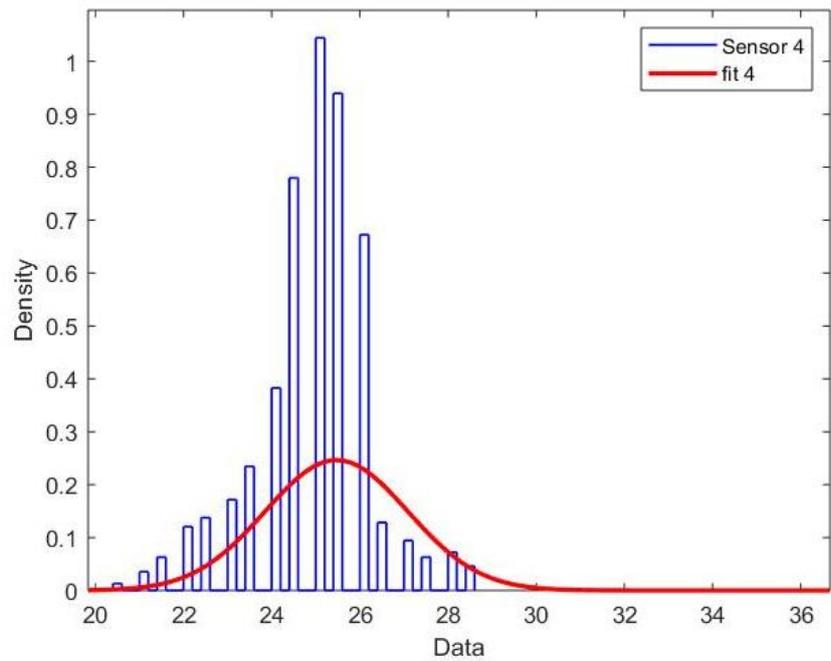
Distribuciones de la temperatura del suelo a diferentes profundidades – Sensor 3.



Fuente: (García, García & Villafuerte, 2020).

Gráfico 9

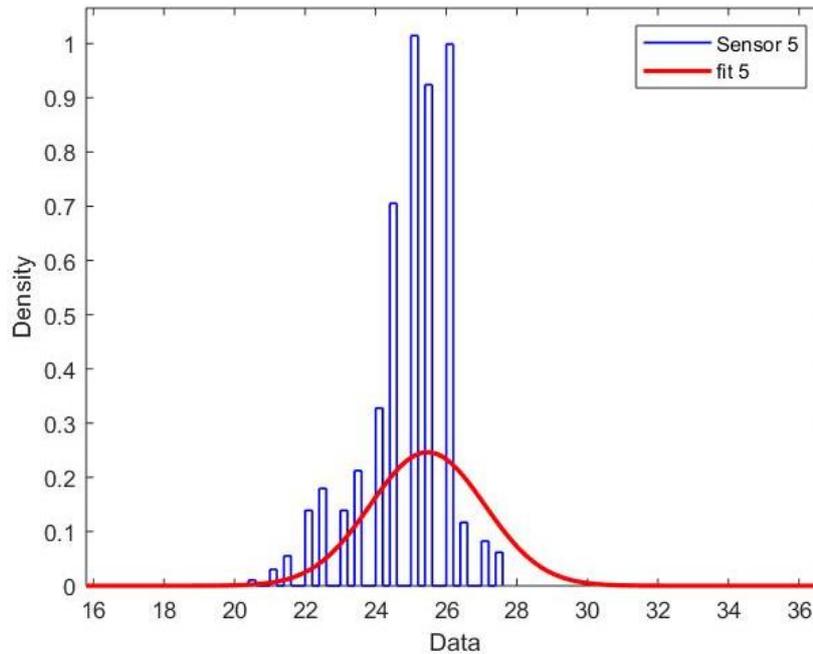
Distribuciones de la temperatura del suelo a diferentes profundidades – Sensor 4.



Fuente: (García, García & Villafuerte, 2020).

Gráfico 10

Distribuciones de la temperatura del suelo a diferentes profundidades – Sensor 4.



Fuente: (García, García & Villafuerte, 2020).

3.4.2. Fuentes secundarias.

- Material Bibliográfico.

3.5. Diseño de investigación.

- **Experimental puro:** En este caso las variables a medir fueron la profundidad, temperatura y características inherentes del suelo (difusividad térmica, humedad, conductividad térmica).

3.6. Instrumentos de investigación.

- **Material Bibliográfico:** Se utilizó un soporte teórico documental de los trabajos de investigación previamente desarrollados en relación al tema a estudiar en el presente proyecto.

3.7. Tratamiento de los datos.

Los datos obtenidos de las mediciones de suelo en la Universidad Técnica Estatal de Quevedo, en el Campus "Ingeniero Manuel Agustín Haz Álvarez", se utilizaron para realizar las diversas simulaciones requeridas en el sistema, tanto en Genetron Properties como en el software de modelado en 3D "SolidWorks"; además gracias a los datos obtenidos del software Genetron Properties se realizó el planteamiento del modelo matemático del sistema.

3.8. Recursos humanos y materiales.

3.8.1. Recursos Materiales.

- Equipo de medición para la temperatura del subsuelo, y demás características.
- Software de simulación en 3D.

3.8.2. Recursos Humanos.

- Docente de la UTEQ, auspiciante del proyecto de investigación.

CAPÍTULO IV
RESULTADOS Y DISCUSIÓN

4.1. Resultado del objetivo 1.

OBJETIVO 1: Plantear un modelo matemático para el aprovechamiento de energía térmica subterránea en sistemas de refrigeración convencional.

Para llevar a cabo el planteamiento del modelo matemático, se realizó el cálculo de la carga térmica del recinto con el fin de establecer las ecuaciones que se adecuen a los requerimientos del sistema.

4.1.1. Cálculo de cargas de enfriamiento. Componentes que contribuyen a la ganancia de calor en el recinto.

4.1.1.1. Conducción a través de paredes, techo y vidrios al exterior.

$$Q = U \times A \times DTCE \quad (1)$$

Donde,

Q = ganancia neta del recinto por conducción a través del techo, paredes o vidrio

U = coeficiente general de transferencia de calor para el techo, paredes o vidrios

A = área del techo, pared o vidrios

$DTCE$ = diferencia de temperatura para carga de enfriamiento

$$A = (2 * 5.69m * 3.50m) + (2 * 7.77m * 3.50m) = 94.22m^2$$

DATOS:

PARED

- L (ft) = 0,3937
- k (BTU/hr*ft²*F) = 0,4622
- A (ft²) = 913,1

VIDRIO

- L (ft) = 0,0197
- k (BTU/hr*ft²*F) = 0,4045

- $A \text{ (ft}^2\text{)} = 83,6072$

PUERTA

- $L \text{ (ft)} = 0,0098$
- $k \text{ (BTU/hr*ft}^2\text{*F)} = 27,1561$
- $A \text{ (ft}^2\text{)} = 17,405$

$$UA = \frac{1}{\frac{L1}{k1A1} \text{ (pared)} + \frac{L2}{k2A2} \text{ (vidrio)} + \frac{L3}{k3A3} \text{ (puerta)}} \quad (2)$$

$$UA = \frac{1}{\frac{0.3937ft}{0.4622 \frac{BTU}{hr * ft^2 * ^\circ F} (913,10ft^2)} + \frac{0.0197ft}{0.4045 \frac{BTU}{hr * ft^2 * ^\circ F} (25.49ft * 3.28ft)} + \frac{0.0098ft}{27.1561 \frac{BTU}{hr * ft^2 * ^\circ F} (5.9ft * 2.95ft)}}$$

$$UA = 650.81 \frac{BTU}{hr * ^\circ F}$$

$$DTCE_e = [(DTCE - LM) * K + (78 - t_r) + (t_0 - 85)] * f \quad (3)$$

Siendo

- $DTCE_e =$ valor corregido de $DTCE$, $^\circ F$
- $DTCE =$ temperaturas de la tabla 6.1 0 6.2 $^\circ F$
- $f =$ factor de corrección para ventilación del cielo raso (sólo para el techo)
- $f = 0.75$ para ventiladores de entepiso (techo falso) en los demás casos, usar $f=1.0$
- $LM =$ corrección para latitud al color y mes, de la tabla 6.4
- $K =$ corrección debido al color de la superficie
- $K = 1.0$ para superficies oscuras o áreas industriales
- $K = 0.5$ para techos de color, calor en zonas rurales
- $K = 0.65$ para paredes de color claro en zonas rurales
- $t_r =$ temperatura del recinto, $^\circ F$
- $t_0 =$ temperatura de diseño de exterior promedio, $^\circ F$

DATOS:

- $DTCE = 23$
- $LM = 8$
- $K = 0,65$

- $t_R = 75,2$
- $t_0 = 84,2$
- $f = 1$

$$DTCE_e = [(23 - 8) * 0.65 + (78 - 75.2) + (84.2 - 85)] * 1 = 11.75^\circ\text{F}$$

$$Q = \left(650.81 \frac{\text{BTU}}{\text{hr} * ^\circ\text{F}}\right) (11.75^\circ\text{F}) = 7647.0175 \frac{\text{BTU}}{\text{hr}} = 2243.1701\text{W}$$

4.1.1.2. Conducción a través de divisiones internas, cielos rasos y pisos.

$$Q = U \times A \times DT \quad (4)$$

Donde,

$Q =$ velocidad de transferencia de calor a través de la división, piso o cielo raso.

$U =$ coeficiente global de transferencia de calor para la división, piso o cielo raso

$A =$ área de la división, piso o cielo raso

$DT =$ diferencia de temperatura entre los espacios sin acondicionar y los acondicionados

$$A = (5.69\text{m} * 7.77\text{m}) = 44.21\text{m}^2 = 475.87248 \text{ft}^2$$

CIELO RASO

- $L \text{ (ft)} = 0,0328$
- $k(\text{BTU/hr} * \text{ft}^2 * \text{F}) = 0,032$
- $A \text{ (ft}^2) = 475,8725$

PISO

- $L \text{ (ft)} = 0,0164$
- $k(\text{BTU/hr} * \text{ft}^2 * \text{F}) = 1,0111$
- $A \text{ (ft}^2) = 475,8725$

$$UA = \frac{1}{\frac{L1}{k1A1} (\text{cielo raso}) + \frac{L2}{k2A2} (\text{piso})} \quad (5)$$

$$UA = \frac{1}{\frac{0.0328ft}{0,032 \frac{BTU}{hr * ft^2 * ^\circ F} (475,8725ft^2)} + \frac{0.0164ft}{1.0111 \frac{BTU}{hr * ft^2 * ^\circ F} (475,8725ft^2)}} = 265,828 \frac{BTU}{hr * ^\circ F}$$

$$DT = (84.2^\circ F - 75.2^\circ F) = 9^\circ F$$

$$Q = \left(6265,828 \frac{BTU}{hr * ^\circ F} \right) * (9^\circ F) = 2392.452 \frac{BTU}{hr} = 701.59883W$$

4.1.1.3. Radiación solar a través de vidrios.

$$Q = FGCS \times A \times CS \times FCE \quad (6)$$

Donde,

Q = ganancia neta por radiación solar a través del vidrio, BTU/h

$FGCS$ = factor de ganancia máxima de calor solar, $\frac{BTU/h}{ft^2}$

A = área del vidrio, ft^2

CS = Coeficiente de sombreado.

FCE = factor de carga de enfriamiento para el vidrio.

$$FGCS = 38 \frac{BTU/h}{ft^2}$$

$$A = 7.77m^2 = 83.64ft^2$$

$$CS = 0.4$$

$$FCE = 0.58$$

$$Q = 38 \frac{BTU/h}{ft^2} \times 83.64ft^2 \times 0.4 \times 0.58 = 737.37 \frac{BTU}{h} = 216.23761W$$

4.1.1.4. Alumbrado.

$$Q = 3.4 \times W \times FB \times FCE \quad (7)$$

Donde,

Q = ganancia neta de calor debida al alumbrado, BTU/h

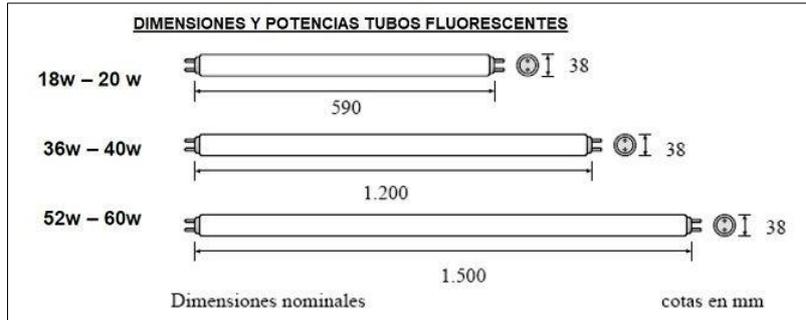
W = capacidad del alumbrado, Watts.

FB = factor de balastra.

$FCE =$ factor de carga de enfriamiento para el alumbrado.

Ilustración 2

Dimensiones y potencias tubos fluorescentes



Fuente: (Martin-Dominguez & Herrera, 2004).

$$FB = 1.25$$

$$FCE = 1$$

$$Q = 3.4 \times 40W \times 1.25 \times 1 = 170 \frac{BTU}{h} = 49.853372W$$

4.1.1.5. Personas.

$$Q_s = q_s \times n \times FCE \quad (8)$$

$$Q_l = q_l \times n \quad (9)$$

Donde,

$Q_s, Q_l =$ ganancias de calor sensible y latente.

$q_s, q_l =$ ganancias de calor sensible y latente por persona.

$n =$ número de personas.

$FCE =$ factor de carga de enfriamiento para las personas.

$$q_s = 204.728 \frac{BTU}{h}$$

$$q_l = 136.49 \frac{BTU}{h}$$

$$Q_T = Q_s + Q_l$$

$$Q = \left(204.728 \frac{BTU}{h} \times 40 \times 1 \right) + \left(136.49 \frac{BTU}{h} \times 40 \right) = 11942.63 \frac{BTU}{h} = 3502.2375W$$

4.1.1.6. Equipos.

$$Q = 296W$$

$$Q_{total} = 2243.1701 W + 701.59883W + 216.23761W + 49.853372W \\ + 3502.2375W + 296W = 7009.01W = 7KW$$

Luego de haber obtenido el valor de la carga térmica del recinto de 7KW se empleó ese valor en el Software Genetron Properties, junto a los parámetros de funcionamiento de sistemas convencionales con el refrigerante R410A, el cual es una excelente opción para el acondicionamiento de edificios y oficinas, añadiéndole el poco daño al ambiente que genera.

En la tabla 2 se muestran los parámetros de funcionamiento del sistema de refrigeración

Tabla 2
Parámetros de funcionamiento del sistema de refrigeración

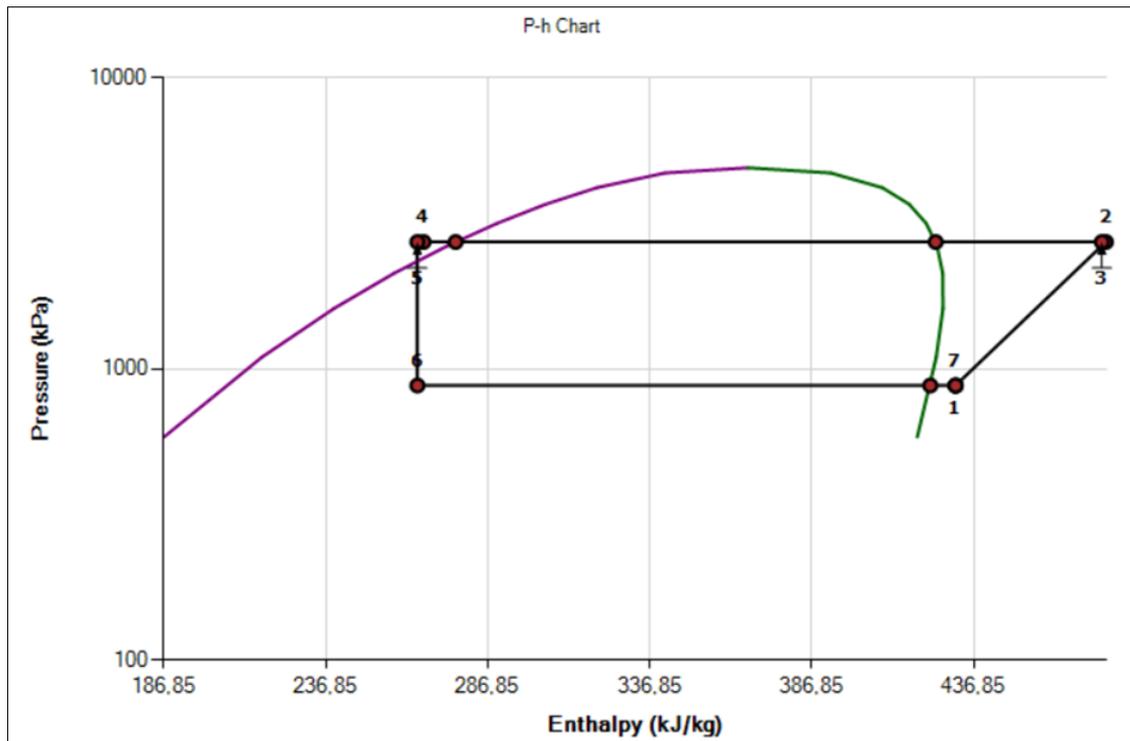
Parámetros de funcionamiento	
Refrigerante	R410A
Flujo másico (Kg/s)	0,042
Capacidad de enfriamiento (W)	7000
Potencia (kW)	1,95
COP	3,582
Temp. de subenfriamiento (°C)	6
Temp. de sobrecalentamiento (°C)	7
Temp. de condensación (°C)	45
Temp. de evaporación (°C)	3

Fuente: (García, García & Villafuerte, 2020).

En el desarrollo del trabajo propuesto se sustituye el condensador por dos intercambiadores de calor; uno de tubos concéntricos a contraflujo y el otro un intercambiador de calor subterráneo, con el propósito de que con la aplicación del refrigerante se pueda disipar el calor en el subsuelo a través del intercambio de calor entre el refrigerante y el agua. Se tiene proyectado que se mejore el rendimiento con la ventaja que nos da la estabilidad de las temperaturas en determinada profundidad.

El diagrama Ph o de Mollier para el caso propuesto se encuentra representado en la ilustración:

Ilustración 3
Diagrama de Mollier del ciclo propuesto



Elaborado Por: J. Narea & E. Mendoza (2021).

Por medio del producto del flujo másico del refrigerante \dot{m}_R por la variación de las entalpías entre la entrada h_2 y a la salida del condensador h_5 , se realiza el cálculo de la potencia de condensación:

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{m}_R(h_2 - h_5) \quad (10)$$

Donde:

\dot{Q}_{cond} = calor de condensación

\dot{m}_R = flujo másico del refrigerante

h_2 = entalpía de entrada

h_5 = entalpía de salida

La temperatura de entrada del intercambiador se la puede estimar como 27°C debido a que se están simulando las condiciones en el peor escenario posible, y con el reemplazo de los valores en la siguiente fórmula se puede obtener la temperatura de salida.

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{m}_{agua} \cdot C_p \cdot \Delta T \quad (11)$$

Donde:

\dot{m}_{agua} = flujo másico del agua (Kg/s).

Cp = Calor específico del agua (J/Kg.K).

ΔT = Variación de temperatura de entrada y salida (°C).

El cálculo del área del intercambiador de calor de tubos concéntricos se lo realiza mediante el método de la diferencia de temperaturas de media logarítmica, de modo que:

$$Q = U \cdot A \cdot \left(\frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1 / \Delta T_2)} \right) \quad (12)$$

Donde:

U = Coeficiente global de transferencia de calor (W/m²K).

A = área del intercambiador de calor (m²).

ΔT_1 = diferencia de temperaturas entre entrada del fluido caliente y salida del fluido frío (°C).

ΔT_2 = diferencia de temperaturas entre entrada del fluido frío y salida del fluido caliente (°C).

4.1.2. Diseño Del intercambiador de calor subterráneo.

Acorde a lo expresado por [24], el diseño que mayores beneficios ofrece es el helicoidal, en consecuencia, es preciso definir en primera instancia la longitud de la tubería que permita fijar la cantidad de energía que se dirige al subsuelo, por ello es necesario utilizar la ecuación de transferencia de calor para flujo por tubos:

$$Q = h \cdot A_s \cdot \left(\frac{T_l - T_e}{\ln \left[\frac{(T_s - T_e)}{(T_s - T_l)} \right]} \right) \quad (13)$$

Donde:

h = coeficiente de transferencia de calor por convección promedio (W/m²°C).

A_s = área superficial (m²).

T_s = Temperatura de la superficie (°C).

T_i = Temperatura a la entrada de la tubería (°C).

T_e = Temperatura a la salida de la tubería (°C).

Para el cálculo del coeficiente de transferencia de calor se toma en consideración que el fluido es de régimen turbulento con flujo anular, en tal caso se resuelve el utilizar la ecuación del número de Nusselt para flujo en cilindros:

$$Nu_{cil} = \frac{hD}{k} \quad (14)$$

Donde:

Nu_{cil} = número de Nusselt del cilindro

h = coeficiente de transferencia de calor por convección

D = diámetro

K = coeficiente de conductividad de la tubería

Para la obtención del número de Nusselt es necesario obtener anticipadamente la velocidad del fluido, con la aplicación de la siguiente fórmula:

$$v = \frac{\dot{m}}{\rho \times A} \quad (15)$$

Donde:

v = velocidad del fluido

\dot{m} = flujo volumétrico

ρ = densidad

A = área

Luego el número de Reynolds con la siguiente ecuación:

$$RE = \frac{\rho \times v \times \phi}{\mu} \quad (16)$$

Donde:

RE: Número de Reynolds

ρ = Densidad

μ = Viscosidad dinámica

\emptyset = diámetro

v = velocidad del fluido

Ya con estos datos se puede obtener el número de Nusselt, empleando la siguiente fórmula:

$$Nu = 0.023Re^{0.8}Pr^n \quad (17)$$

Donde:

Nu= número de Nusselt

RE= número de Reynolds

Pr= número de Prandtl, este valor es tomado de tabla

n= 0.4 para calentamiento del fluido; 0.3 para enfriamiento del fluido

Ya finalmente se procede a reemplazar los valores en la (4) para obtener la longitud de la tubería del intercambiador subterráneo:

$$L = \frac{\dot{Q}}{h \cdot \pi \cdot D \cdot \left(\frac{T_i - T_e}{\ln\left[\frac{T_s - T_e}{T_s - T_i}\right]} \right)} \quad (18)$$

Donde:

L = Longitud de la tubería

\dot{Q} = Cantidad de calor

h = coeficiente de transferencia de calor por convección

T_i = temperatura de entrada

T_e = temperatura de salida

T_s = temperatura de la superficie

D = diámetro

4.2. Resultado del objetivo 2.

OBJETIVO 2: Dimensionar un dispositivo que permita disipar la energía térmica al subsuelo.

Para la resolución de este objetivo es necesario tomar en cuenta las fórmulas y ecuaciones planteadas en el objetivo 1, el cual hace énfasis al planteamiento del modelo a utilizar.

Conociendo el flujo másico arrojado por la simulación realizada en el software Genetron Properties, el cual es de $0,042 \frac{kg}{s}$ y las entalpías del refrigerante de entrada y salida al condensador, $476,36 \frac{KJ}{kg}$ y $267,04 \frac{KJ}{kg}$ respectivamente, se procede al cálculo de la carga de condensación utilizando la ecuación (10):

$$\dot{Q}_{cond} = 0,042 \frac{kg}{s} \left(476,36 \frac{KJ}{Kg} - 267,04 \frac{KJ}{Kg} \right)$$
$$\dot{Q}_{cond} = 8822,49W$$

Luego se procede a calcular la diferencia de la temperatura a través de la ecuación (11); el valor de \dot{m}_{agua} se obtiene a través de las especificaciones de una bomba de 24W la cual se escogió para la implementación del sistema.

La temperatura de inicio para el sistema se la puede estimar de $27^{\circ}C$, debido a las condiciones en que se requiere simular.

$$T_f = \frac{\dot{Q}_{cond}}{\dot{m}_{agua} \cdot C_p} + T_i$$
$$T_f = \frac{8822,49W}{0,42 \frac{Kg}{s} \cdot 4186 \frac{Kj}{Kg}} + 27^{\circ}C$$
$$T_f = 32,018^{\circ}C$$

Para obtener el valor del área del intercambiador de tubos concéntricos se puede utilizar el método de la diferencia de temperaturas media logarítmica, según la fórmula (12); el valor

sugerido para el coeficiente global de transferencia de calor es $6000 \text{ W/m}^2\text{°C}$, también se toman en cuenta los valores de temperatura de entrada y salida del refrigerante obtenidos a través del Software Genetron Properties, de tal forma:

$$A = \frac{\dot{Q}}{U \times \left(\frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1 / \Delta T_2)} \right)}$$

$$A = \frac{8822.49 \text{ W}}{6000 \frac{\text{W}}{\text{m}^2} \text{°C} \times \left(\frac{(79.86 - 39.94) - (32.0181 - 27)}{\ln((79.86 - 39.94) / (32.0181 - 27))} \right)}$$

$$A = 0.0874 \text{ m}^2$$

4.2.1. Diseño del intercambiador de calor subterráneo.

El diseño helicoidal que se emplea en el sistema propuesto cuenta con las siguientes características:

- Material del intercambiador: Polietileno
- Diámetro interno: 25 mm
- Espesor: 2.3 mm
- Longitud de la tubería: 12 m
- Diámetro de giro de la espiral: 0.5 m

Se procede a asignar los valores a la ecuación (13) para comprobar si se cuenta con los datos solicitados

Es necesario aplicar la fórmula que nos indica la velocidad del fluido en cuestión, tal como se detalla a continuación, según la ecuación (15):

$$v = \frac{\dot{m}}{\rho \times \frac{\pi D^2}{4}}$$

$$v = \frac{0.42 \text{ kg/s}}{1000 \text{ kg/m}^3 \times \frac{\pi(0.025)^2}{4}}$$

$$v = 0.85561697 \text{ m/s}$$

Por consiguiente, se determina el número de Reynolds ecuación (16), de la siguiente manera:

$$RE = \frac{1000 \text{ kg/m}^3 \times 0.85561697 \text{ m/s} \times 0.025 \text{ m}}{0.00112385 \text{ kg/m.s}}$$

$$RE = 19033,2005$$

Luego, todos los datos ya obtenidos con anterioridad se proceden a reemplazar en la ecuación (17) que nos permite obtener el número de Nusselt.

$$Nu = 0.023(19033)^{0.8}(5.42)^{0.3}$$

$$Nu = 101.282269$$

Por consiguiente, se procede a determinar el valor del coeficiente de transferencia de calor por convección con la siguiente fórmula (14):

$$h = \frac{Nu_{cil} \cdot k}{D}$$

$$h = \frac{101.282269 \times 0.615 \frac{W}{m \cdot K}}{0.025 \text{ m}}$$

$$h = 2491.54 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

La longitud de la tubería del intercambiador subterráneo se obtiene reemplazando con los valores obtenidos anteriormente, en la fórmula (18), siendo:

$$L = \frac{\dot{Q}}{h \cdot \pi \cdot D \cdot \left(\frac{T_i - T_e}{\ln[(T_s - T_e)/(T_s - T_i)]} \right)}$$

$$L = \frac{8822.49W}{2491.54 \text{ W/m}^2\text{C} \cdot \pi \cdot 0.025m \cdot \left(\frac{31^\circ\text{C} - 27^\circ\text{C}}{\ln[(24.89^\circ\text{C} - 27^\circ\text{C})/(24.89^\circ\text{C} - 31^\circ\text{C})]} \right)}$$

$$L = -11.98407m$$

4.3. Resultado del objetivo 3.

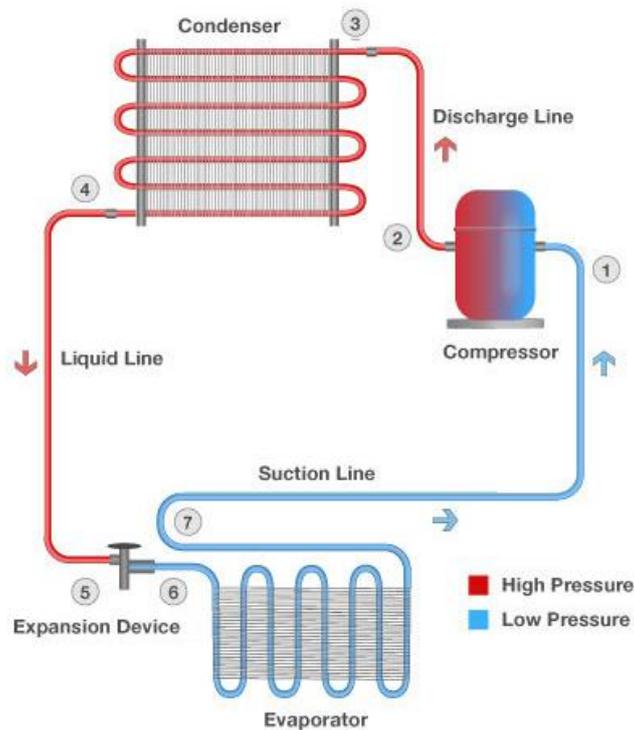
OBJETIVO 3: Simular las etapas del proceso de funcionamiento de un Sistema de Refrigeración a partir del almacenamiento de energía térmica subterránea.

Para la resolución del objetivo 3 se realizó la simulación de cada una de las etapas del sistema de refrigeración planteado y para ello se utilizaron dos softwares computacionales. En el primero, SolidWorks, se simuló la etapa de condensación. Esta es la etapa más importante para la presente investigación, porque aquí es donde se realiza la descarga del calor absorbido por el sistema en el suelo. En el segundo, Genetron Properties, se simularon el resto de etapas que corresponden a un sistema de refrigeración convencional.

4.3.1. Simulación en el Software Genetron Properties.

A continuación, se presentan cada una de las etapas del proceso de refrigeración, donde los numerales indican cada uno de los puntos que corresponden a un ciclo de refrigeración real.

Ilustración 4
Ciclo de refrigeración real generado en Genetron Properties



Elaborado Por: J. Narea & F. Mendoza (2021).

El Software Genetron Properties nos proporciona los resultados de los datos de la simulación a través de tablas, las cuales se presentan a continuación:

Tabla 3
Datos de entrada para la simulación.

Descripción	Parámetro	Unidad	Valor
Evaporador	Parámetro de evaporación	Temperatura de evaporación	[°C] 3
Evaporador	Datos para la temperatura	Sobrecalentamiento a la salida	[°C] 7
Evaporador	Datos para la presión	Caída de presión	[kPa] 0
Línea de succión	Cambio de temperatura	Incremento de temperatura	[°C] 0
Línea de succión	Cambio de presión	Caída de temperatura de saturación	[°C] 0
Compresor volumétrica	Capacidad	Capacidad de Enfriamiento	[W] 7000
Compresor isentrópica	Eficiencia		0,7
Compresor volumétrica	Eficiencia		1
Línea de descarga	Cambio de temperatura	Cambio de temperatura	[°C] 1
Línea de descarga	Cambio de presión	Caída de temperatura de saturación	[°C] 0
Condensador	Parámetros de condensación	Temperatura de condensación	[°C] 45
Condensador	Datos para la temperatura	Subenfriamiento a la salida	[°C] 5
Condensador	Datos para la presión	Caída de presión	[kPa] 0
Línea de líquido	Cambio de temperatura	Cambio de temperatura	[°C] 1
Línea de líquido	Cambio de presión	Caída de temperatura de saturación	[°C] 0

Elaborado Por: J. Narea & F. Mendoza (2021).

Tabla 4
Parámetros de desempeño

Descripción	Unidad	Valor
Refrigerante		R410A
Indice de GWP		1924
Flujo másico	[kg/s]	0,04215
Capacidad volumétrica de enfriamiento	[kJ/m ³]	5.328.435
Capacidad volumétrica de calefacción	[kJ/m ³]	6.715.575
Capacidad de enfriamiento	[W]	7000
Capacidad de calefacción	[W]	8822,29
Potencia	[kW]	1.954
Compresor Eficiencia isentrópica		0,7
Compresor Eficiencia volumétrica		1
Compresor Desplazamiento	[m ³ /s]	0,00131
COP de enfriamiento		3.582
COP de calefacción		4.515
EER	[Btu/W.h]	12.223
HSPF	[Btu/W.h]	15.405
Subenfriamiento a la entrada del dispositivo de expansión	[°C]	6
Sobrecalentamiento a la salida del evaporador	[°C]	7
Sobrecalentamiento a la entrada del compresor	[°C]	7
Efecto de enfriamiento del refrigerante	[kJ/kg]	166,08
Efecto de calefacción del refrigerante	[kJ/kg]	209,32
Temperatura de condensación	[°C]	45
Temperatura de evaporación	[°C]	3

Elaborado Por: J. Narea & F. Mendoza (2021).

Tabla 5
Resultados del Evaporador.

Descripción	Unidad	Valor	
		Entrada	Salida
Temperatura	[°C]	2,96	10,04
Presión	[kPa]	878,3	878,3
Entalpía	[kJ/kg]	265,15	431,23
Entropía	[kJ/kg-K]	13.021	19.032
Densidad	[kg/m ³]	114,6	32,08
Calidad	[--]	0,268	1
Temperatura de saturación	[°C]	2,96	3,04
Caída de presión	[kPa]	0	
Capacidad	[W]	7000	
Sobrecalentamiento a la salida	[°C]	7	
Caída de temperatura de saturación	[°C]	0	
Deslizamiento (glide) en el evaporador	[°C]	0,08	

Elaborado Por: J. Narea & F. Mendoza (2021).

Tabla 6
Resultados de la línea de succión.

Descripción	Unidad	Valor	
		Entrada	Salida
Temperatura	[°C]	10,04	10,04
Presión	[kPa]	878,3	878,3
Entalpía	[kJ/kg]	431,23	431,23
Entropía	[kJ/kg-K]	19.032	19.032
Densidad	[kg/m ³]	32,08	32,08
Calidad	[--]	1	1
Temperatura de saturación	[°C]	3,04	3,04
Flujo másico	[kg/s]	0,04215	
Cambio de presión en la línea	[kPa]	0	
Transferencia de calor	[W]	0	
Caída de temperatura de saturación	[°C]	0	
Cambio de temperatura en la línea	[°C]	0	

Elaborado Por: J. Narea & F. Mendoza (2021).

Tabla 7
Resultados de la línea de descarga

Descripción	Unidad	Valor	
		entrada	Salida
Temperatura	[°C]	80,86	79,86
Presión	[kPa]	2729,8	2729,8
Entalpía	[kJ/kg]	477,59	476,36
Entropía	[kJ/kg-K]	19.431	19.397
Densidad	[kg/m ³]	85,46	86,01
Calidad	[--]	1	1
Temperatura de saturación	[°C]	45,06	45,06
Flujo másico	[kg/s]	0,04215	
Cambio de presión en la línea	[kPa]	0	
Transferencia de calor	[W]	51,87	
Caída de temperatura de saturación	[°C]	0	
Cambio de temperatura en la línea	[°C]	1	

Elaborado Por: J. Narea & F. Mendoza (2021).

Tabla 8
Resultados de la línea de líquidos.

Descripción	Unidad	Valor	
		Entrada	Salida
Temperatura	[°C]	39,94	38,94
Presión	[kPa]	2729,8	2729,8
Entalpía	[kJ/kg]	267,04	265,15
Entropía	[kJ/kg-K]	12.891	1.283
Densidad	[kg/m ³]	980,9	987,74
Calidad	[--]	0	0
Temperatura de saturación	[°C]	44,94	44,94
Flujo másico	[kg/s]	0,04215	
Cambio de presión en la línea	[kPa]	0	
Transferencia de calor	[W]	79,82	
Caída de temperatura de saturación	[°C]	0	
Cambio de temperatura en la línea	[°C]	1	

Elaborado Por: J. Narea & F. Mendoza (2021).

Tabla 9
Resultados del Compresor.

Descripción	Unidad	Valor	
		Entrada	Salida
Temperatura	[°C]	10,04	80,86
Presión	[kPa]	878,3	2729,8
Entalpía	[kJ/kg]	431,23	477,59
Entropía	[kJ/kg-K]	19.032	19.431
Densidad	[kg/m ³]	32,08	85,46
Calidad	[--]	1	1
Temperatura de saturación	[°C]	3,04	45,06
Flujo másico	[kg/s]	0,04215	
Desplazamiento	[m ³ /s]	0,00131	
Consumo de potencia	[kW]	1.954	
Eficiencia volumétrica	[--]	1	
Eficiencia isentrópica	[--]	0,7	
Relación de compresión	[--]	31.081	

Elaborado Por: J. Narea & F. Mendoza (2021).

Tabla 10
Resultados del Condensador.

Descripción	Unidad	Valor	
		Entrada	Salida
Temperatura	[°C]	79,86	39,94
Presión	[kPa]	2729,8	2729,8
Entalpía	[kJ/kg]	476,36	267,04
Entropía	[kJ/kg-K]	19.397	12.891
Densidad	[kg/m ³]	86,01	980,9
Calidad	[--]	1	0
Temperatura de saturación	[°C]	45,06	44,94
Flujo másico	[kg/s]	0,04215	
Caída de presión	[kPa]	0	
Capacidad	[W]	8822,29	
Subenfriamiento a la salida	[°C]	5	
Sobrecalentamiento a la entrada	[°C]	34,8	
Caída de temperatura de saturación	[°C]	0	
Deslizamiento (glide) en el condensador	[°C]	0,12	

Elaborado Por: J. Narea & F. Mendoza (2021).

Tabla 11
Resultados del dispositivo de expansión.

Descripción	Unidad	Valor	
		Entrada	Salida
Temperatura	[°C]	38,94	2,96
Presión	[kPa]	2729,8	878,3
Entalpía	[kJ/kg]	265,15	265,15
Entropía	[kJ/kg-K]	1.283	13.021
Densidad	[kg/m ³]	987,74	114,6
Calidad	[--]	0	0,268
Temperatura de saturación	[°C]	44,94	2,96
Flujo másico	[kg/s]	0,04215	
Caída de presión	[kPa]	1851,5	
Transferencia de calor	[W]	0	

Elaborado Por: J. Narea & F. Mendoza (2021).

4.3.2. Simulación de la etapa de Condensación.

Para realizarla se desarrolló primero el modelo 3D de los dos componentes que participan en la condensación del fluido refrigerante, los cuales son:

- Un intercambiador de calor de tubos concéntricos a contraflujo.
- Un Intercambiador de calor subterráneo.

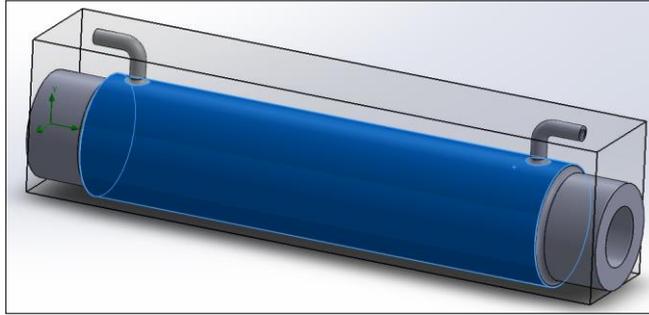
Para el modelado de estos objetos se especificaron las siguientes características de diseño:

Tabla 12
Parámetros de diseño del Intercambiador de calor de tubos concéntricos a contra flujo.

Parámetro de Diseño	Valor
Diámetro de tubo interior	0.02m
Largo de tubo interior	0.2m
Espesor de tubo interior	0.0023m
Diámetro del tubo exterior	0.04m
Espesor del tubo exterior	0.0023m
Material	Cobre

Elaborado Por: J. Narea & F. Mendoza (2021).

Ilustración 5
Intercambiador de calor de tubos concéntricos a contraflujo



Elaborador Por: J. Narea Y F. Mendoza (2021).

Tabla 13
Parámetros de diseño del Intercambiador de calor subterráneo.

Parámetro de Diseño	Valor
Diámetro	0.025m
Espesor	0.0023m
Longitud	12m
Radio de helicoidal	0.5
Material	Polietileno

Elaborado Por: J. Narea & F. Mendoza (2021).

Ilustración 6
Intercambiador de Calor Subterráneo

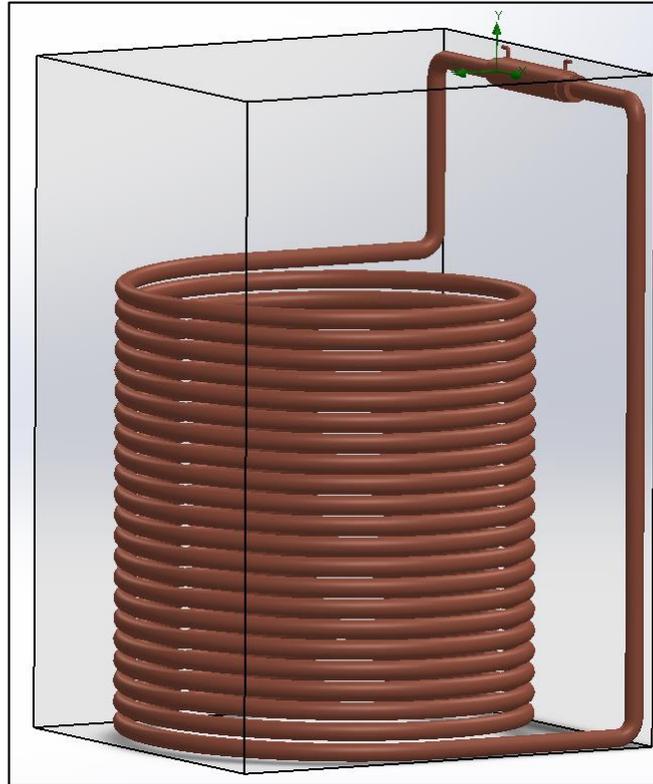


Elaborador Por: J. Narea & F. Mendoza (2021).

Luego del diseño y modelado 3D de los dos intercambiadores de calor que intervienen en la etapa de Condensación, se procede al ensamble correspondiente, a través del Software Solidworks, mismo que será utilizado para simular esta etapa.

Ilustración 7

Ensamble de Intercambiadores de calor para la etapa de condensación



Elaborador Por: J. Narea & F. Mendoza (2021).

Para el intercambio de calor entre los dos fluidos se emplearon los siguientes parámetros de funcionamiento para el mallado y simulación del sistema:

Tabla 14

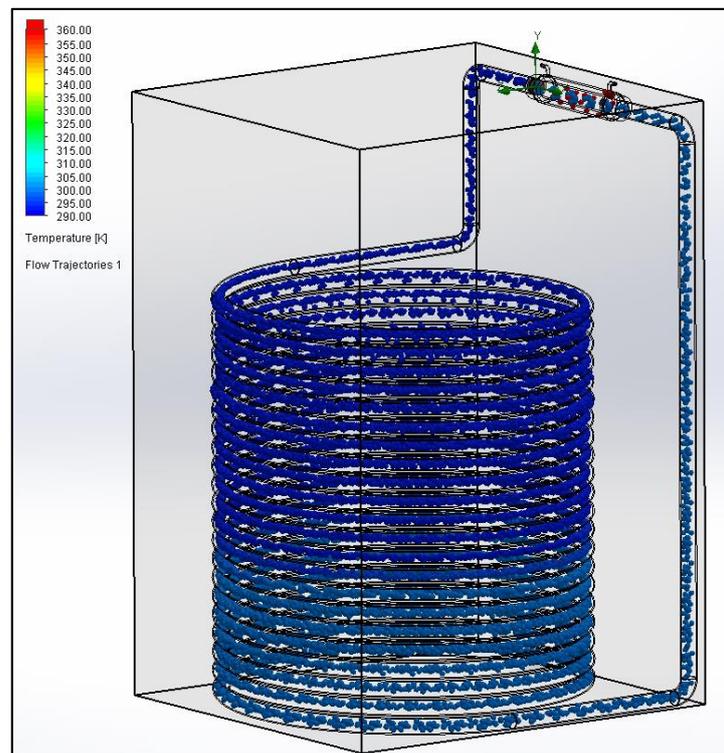
Condiciones de simulación de la Simulación.

Descripción	Unidad	Valor
Temperatura de entrada del agua	[°C]	27
Temperatura de entrada del refrigerante	[°C]	45
Flujo másico del agua	[kg/s]	42
Flujo másico del refrigerante	[kg/s]	0,042
Tipo de Refrigerante		R410A

Elaborador Por: J. Narea & F. Mendoza (2021).

Al ejecutar el complemento Flow Simulation dentro del software SolidWorks con los parámetros especificados en la tabla anterior se pudo observar el proceso de intercambio de calor dentro de los dos intercambiadores de calor. En el Intercambiador de calor de tubos concéntricos a contraflujos se puede observar el cambio de temperaturas que existe entre los fluidos, a través del cambio de color evidenciado en la simulación, mismo que se realiza en función al rango de temperatura por colores ubicado en la parte superior izquierda del gráfico, con el cual se puede corroborar los valores obtenidos en los resultados anteriores para el intercambio de calor. Esto ratifica que los parámetros de simulación y de diseño son ideales para cumplir con los requerimientos del sistema propuesto.

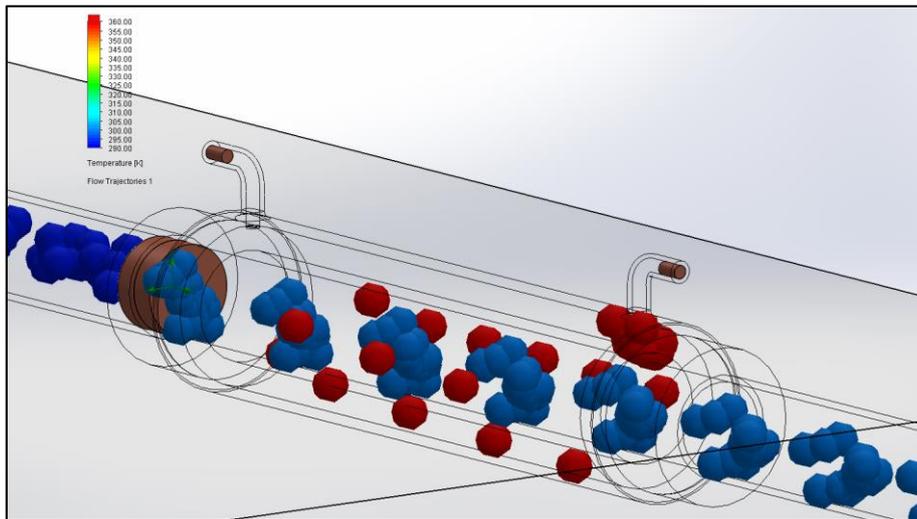
Ilustración 8
Simulación en SolidWorks de la Etapa de Condensación.



Elaborador Por: J. Narea & F. Mendoza (2021).

Ilustración 9

Acercamiento al Intercambiador de calor de tubos concéntricos a contraflujo.

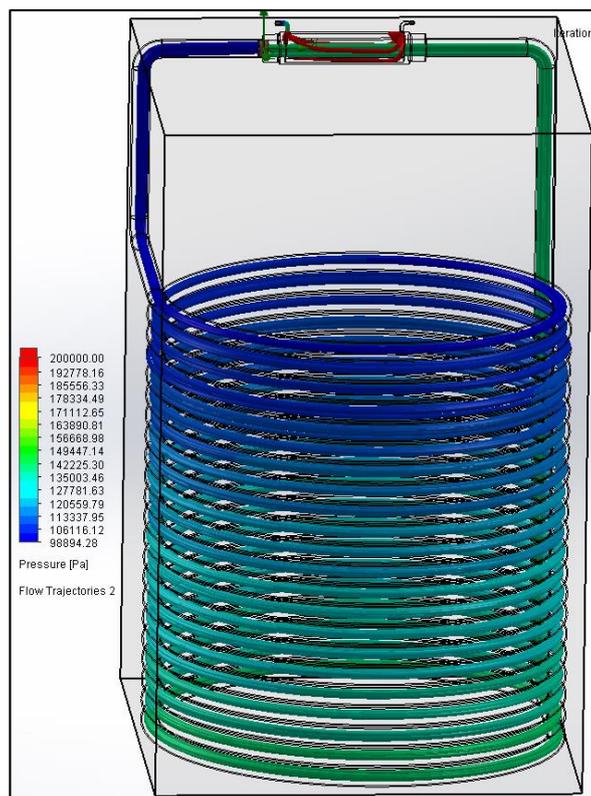


Elaborador Por: J. Narea & F. Mendoza (2021).

También se simuló el estado de las presiones existentes sobre los fluidos que intervienen en el intercambio de calor, con lo cual se puede determinar que los resultados previamente obtenidos concuerdan con los obtenidos de la simulación.

Ilustración 10

Resultados de Presión de la Simulación



Elaborador Por: J. Narea & F. Mendoza (2021).

4.4. Resultado del objetivo 4.

OBJETIVO 4: Comparar la Eficiencia de un Sistema de Refrigeración a partir del almacenamiento de energía térmica subterránea frente a un sistema de refrigeración convencional.

Para el desarrollo de este objetivo se realizó un cuadro comparativo de los coeficientes de eficiencia del sistema propuesto frente a varios productos similares y representativos del mercado. Estos productos de referencia se obtuvieron de catálogos de marcas registradas y bien posicionadas en el mercado, los cuales son:

- GREE FM 24 R32

Ilustración 11

Aire Acondicionado GREE FM 24 R32. Componente exterior.



Fuente: (Gree Electric Appliances Inc. Of Zhuhai, 2019).

Ilustración 12

Aire Acondicionado GREE FM 24 R32. Componente interior.



Fuente: (GREE Electric Appliances Inc. Of Zhuhai, 2019).

- HISENSE AMW3-24U4SAD1

Ilustración 13

Aire Acondicionado HISENSE AMW3-24U4SAD1. Componente exterior.



Fuente: (HISENSE, 2016).

Ilustración 14

Aire Acondicionado HISENSE AMW3-24U4SAD1. Componente interior.



Fuente: (HISENSE, 2016).

- GREE UM CDT 24 R32

Ilustración 15

Aire Acondicionado GREE UM CDT 24 R32. Componente exterior.



Fuente: (GREE Electric Appliances Inc. Of Zhuhai, 2019).

Ilustración 16

Aire Acondicionado GREE UM CDT 24 R32. Componente interior.



Fuente: (GREE Electric Appliances Inc. Of Zhuhai, 2019).

Tabla 15

Tabla comparativa del rendimiento del sistema propuestos con varias alternativas representativas.

	Sistema de refrigeración	GREE FM 24 R32	HISENSE AMW3-24U4SAD1	GREE UM CDT 24 R32
Refrigerante	R410A	R32	R410A	R32
COP	3,58	1,94	2,26	2,16
EER	12,22	6,10	7,10	6,80
Consumo Eléctrico (KW)	1,95	1,95	1,80	2,10
Costo (\$)	11,43	11,43	10,55	12,31
Costo (\$)	49,00	49,00	45,23	52,77
Ahorro Mensual	-	0,00	-3,77	3,77
Mantenimiento	-	160	160	160

Elaborador Por: J. Narea & F. Mendoza (2021).

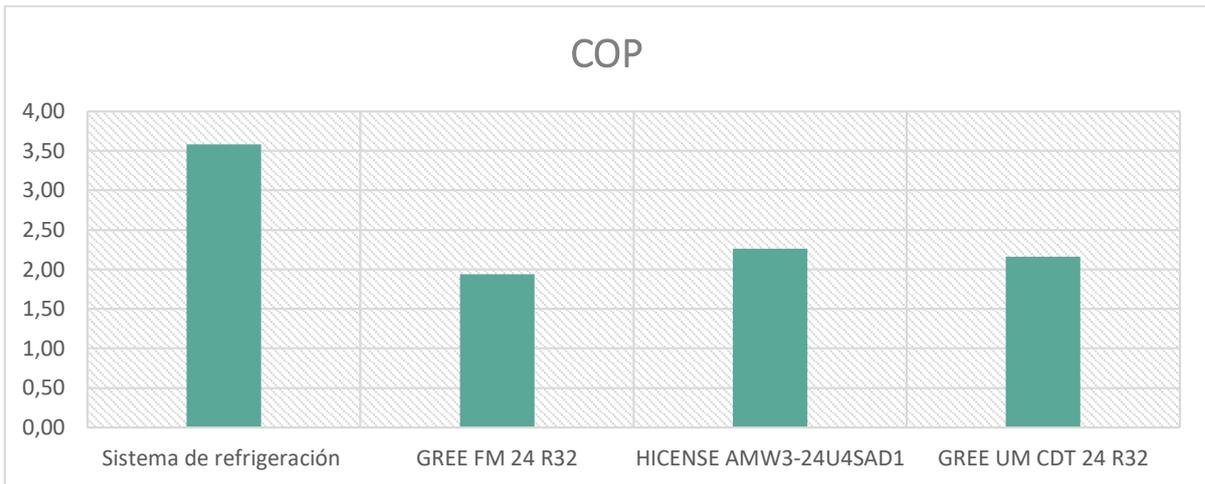
4.4.1. Comparación del Refrigerante.

El Refrigerante R32 está tomando fuerza en el mercado debido a ser un refrigerante puro y con una gran capacidad de refrigeración, pero al ser ligeramente inflamable se ha retrasado un poco en el avance de su cuota de mercado con respecto al R140A que es un producto bien posicionado en el mercado.

4.4.2. Comparación del COP.

El COP relaciona el consumo eléctrico requerido para satisfacer la demanda de calor. Al relacionar este coeficiente con varios equipos similares representativos en el mercado se puede observar una diferencia de 1,32 con respecto al valor más alto de las referencias comparadas.

Gráfico 11
Comparación de COP

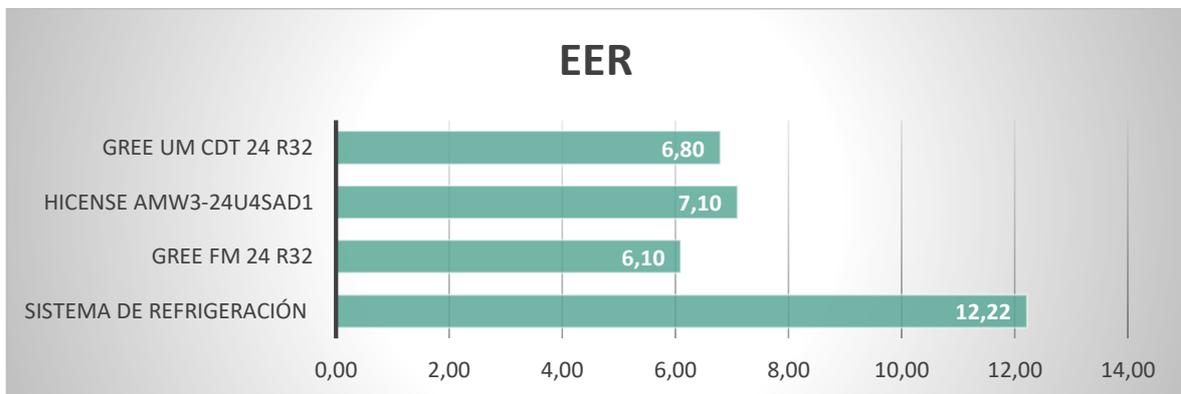


Elaborador Por: J. Narea & F. Mendoza (2021).

4.4.3. Comparación del EER.

El EER es la relación de la cantidad total de calor disipado durante una estación normal de enfriamiento con respecto a la cantidad de electricidad consumida. Como se puede observar en la gráfica el valor del EER del sistema propuesto supera en 5,12 al valor de eficiencia energética más alto de los otros aires acondicionados comparados.

Gráfico 12
Comparación EER.



Elaborador Por: J. Narea & F. Mendoza (2021).

4.4.4. Comparación del consumo eléctrico.

Con respecto al consumo de energía se conoce que el costo del mismo por KW/h corresponde a \$0,1047; tomando en cuenta un costo por consumo eléctrico mensual, este valor ronda entre los \$45 y \$52 mientras que el consumo eléctrico del sistema propuesto es similar.

4.5. Discusión.

Debido a los resultados obtenidos en esta investigación, donde se pudo observar una clara mejora en el rendimiento del sistema propuesto, se corrobora lo expuesto por [24], quienes afirman que el diseño más eficiente para la tubería que va a disipar el calor extraído del recinto, es de forma helicoidal.

En este estudio se tomó como referencia del fluido refrigerante el R410A teniendo en cuenta su trayectoria en el mercado y sus altos parámetros de rendimiento, pero el investigador Nascimento [25], realizó un estudio donde contrastó el coeficiente de rendimiento de los Refrigerantes R410A y R32 en un ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor, en él se concluyó que el R32 tiene un rendimiento superior al R410A, considerando la menor cantidad de fluido utilizado en el sistema y el menor GWP que presenta este fluido.

En el estudio realizado en la ciudad de Guayaquil, por los investigadores Morocho, Villanueva y Soriano [26], se concluyó que la profundidad a la que se estabiliza la temperatura es de 42,5m, lo cual contrasta con la investigación planteada en el presente trabajo donde se puede observar que la temperatura se mantiene constante a partir de los 2m de profundidad.

CAPÍTULO V
CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

5.1. Conclusiones.

- A través del uso del manual de cargas térmicas para recintos ASHRAE se pudo determinar la carga a disipar en el recinto de estudio de $7KW$, adicionalmente, se recopiló las mediciones de la temperatura del subsuelo con un promedio de $25,182^{\circ}C$, partiendo de estos resultados se fijaron los parámetros de diseño para el sistema de refrigeración propuesto y se estableció el planteamiento matemático con el cual se determinó la longitud de la tubería que va a disipar el calor absorbido en el

$$\text{subsuelo: } L = \frac{\dot{Q}}{h \cdot \pi \cdot D \cdot \left(\frac{T_i - T_e}{\ln \left| \frac{T_s - T_e}{T_s - T_i} \right|} \right)}.$$

- Una vez aplicadas las fórmulas y ecuaciones planteadas se determinó que la energía de condensación es de $8822,49W$ lo cual permitió identificar la temperatura de salida del intercambiador suponiendo que la temperatura de entrada es de $27^{\circ}C$ tomando el peor escenario posible. Así mismo se dimensionó el área del intercambiador de tubos concéntricos la cual resultó de $0,0874 m^2$ y para el intercambiador subterráneo la longitud de $11,98 m$.
- Con la ayuda del Software Genetron Properties se determinó los parámetros de funcionamiento del ciclo de refrigeración, el flujo másico del refrigerante de $0,042 \frac{kg}{s}$, la potencia del sistema de $1,95 KW$, además, se obtuvo un COP de $3,582$ y un EER de $12,22$.
- Se simuló el funcionamiento del intercambiador subterráneo y el de tubos concéntricos en el software SolidWorks, donde se ratificó la transferencia de calor entre los dos fluidos que intervienen en este proceso, la misma que está dentro de los parámetros planteados en el objetivo 2.
- Se realizó una comparación entre los COP del sistema de refrigeración propuesto con el de 3 aires acondicionados, dos de la marca GREE y uno de la marca HISENSE, que son opciones representativas del mercado de este tipo de productos, donde se pudo ver una ventaja clara de $1,32$ del sistema propuesto frente a estas 3 referencias.

De igual forma ocurrió con el EER donde el sistema propuesto los supera en 5,12, lo cual indica que existe una notable ventaja en términos de eficiencia energética, traduciéndose en un ahorro de energía considerable, reducción de costos de operación y mantenimiento del equipo.

- Es preciso mencionar la complejidad de llevar a cabo este tipo de investigaciones en países como Ecuador puesto que la mayoría de la información relacionada a la utilización de la geotermia para sistemas de refrigeración se han realizado en países nórdicos y de Europa Central debido a los avances en innovación y tecnología que estos poseen.

5.2. Recomendaciones.

- De acuerdo al resultado del modelo matemático el uso de la tubería helicoidal es lo más apropiado para este tipo de sistemas debido a su mayor eficiencia para disipar energía absorbida por el sistema al subsuelo.
- El uso del refrigerante R410A es el más recomendable para este tipo de estudios por sus características y relativa poca afección al medio ambiente.
- El software Genetron Properties es una opción apropiada para la simulación de un ciclo de compresión de vapor con resultados rápidos y veraces.
- El Software de modelado en 3D “SolidWorks” es el más conveniente para estudios similares al presentado en este trabajo frente a otros que ofrece el mercado, debido a su alta confiabilidad y también por las facilidades en cuanto al acceso de la información necesario, tanto para la elaboración del modelo CAD como para la simulación del flujo de fluidos.
- Para estudios donde se requiera una mayor precisión en los resultados de eficiencia energética se sugiere utilizar el SCOP y el SEER, sin embargo, estos demandan una mayor inversión de recursos.
- Se aconseja profundizar los estudios relacionados al aprovechamiento de la energía geotérmica en sistemas de refrigeración en reemplazo a los sistemas convencionales para su aplicación progresiva en países como Ecuador y de América Latina en los cuales existe poco conocimiento respecto a este tema, los beneficios en eficiencia y consumo de recursos que ofrece.

CAPITULO VI
BIBLIOGRAFÍA

7.1. Bibliografía.

- [1] A. García, I. Villafuerte y M. García, «“ Diseño de un sistema de refrigeración a partir del almacenamiento de energía térmica subterránea (UTES, Underground Thermal Energy Storage) basado en resultados experimentales”»,» *FOCICYT*, p. 1, 2020.
- [2] S. M. B. Novillo, J. C. C. Valdivieso, L. S. O. Cantos y E. Á. J. Domínguez, «ANÁLISIS DEL FUNCIONAMIENTO DE SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN POR COMPRESIÓN Y ABSORCIÓN»,» *Revista Observatorio de la Economía Latinoamericana*, 2018.
- [3] C. C. G. Arroyo, Diseño de una bomba de calor a partir de la energía geotérmica para acondicionar un invernadero florícola, Quito: Universidad Central del Ecuador, 2019.
- [4] I. R. Martin-Dominguez y M. T. A. Herrera, *EVOLUCIÓN DE LAS METODOLOGÍAS PARA EL CÁLCULO DE LAS CARGAS TÉRMICAS EN EDIFICACIONES, DESARROLLADAS POR LA ASHRAE*, Chihuahua: ResearchGate, 2004, p. 114;116.
- [5] B. Coira, «El volcán Tuzgle. Un proyecto para la obtención de energía geotérmica,» *La Puna Argentina: naturaleza y cultura. Serie Conservación de la Naturaleza*, pp. 52-53, 2018.
- [6] D. Moya, C. Aldás y P. Kaparaju, «Geothermal energy: Power plant technology and direct heat applications,» *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 94, pp. 889-901, 2018.
- [7] A. Manzella, «Geothermal energy,» *EDP Sciences*, vol. 148, nº 00012, p. 26, 2017.
- [8] J. C. Labat, «Diseño y cálculo de un intercambiador de calor,» Escuela Técnica Superior de Ingenieros Industriales y de Telecomunicaciones - Universidad de Cantabria, Madrid, 2018.
- [9] F. Tang y H. Nowamooz, «Factors influencing the performance of shallow Borehole Heat Exchanger,» *Energy Conversion and Management*, vol. 181, pp. 571-583, 2019.
- [10] S. Pan, Y. Kon, C. Chen, Z. Pang y J. Wang, «Optimization of the utilization of deep borehole heat exchangers,» *Geothermal Energy*, vol. 8, nº 6, 2020.
- [11] C. S. Blázquez, A. F. Martín, I. M. Nieto, P. C. García, L. S. S. Pérez y D. González-Aguilera, «Efficiency Analysis of the Main Components of a Vertical Closed-Loop System in a Borehole Heat Exchanger,» *Energies*, vol. 10, 2017.

- [12] P. Hein, O. Kolditz, U.-J. Görke, A. Bucher y H. Shao, «A numerical study on the sustainability and efficiency of borehole heat exchanger coupled ground source heat pump systems,» *ScienceDirect*, vol. 100, pp. 421-433, 2016.
- [13] Y. A. Cengel, M. A. Boles y M. Kanoglu, *Termodinámica*, Novena ed., México D.F.: Mc Graw Hill, 2019, pp. 277-279.
- [14] X. Zhang, T. Zhang, B. Li y Y. Jiang, «Comparison of Four Methods for Borehole Heat Exchanger Sizing Subject to Thermal Response Test Parameter Estimation.,» *Energies*, vol. 12, n° 21, 2019.
- [15] Blogquimobasicos.com, *Todo sobre el Software de Refrigerantes <<Genetron Properties>>*, 2014.
- [16] «SolidServicios,» 12 6 2018. [En línea]. Available: <https://solidservicios.com/productos/solidworks-simulation-flow/solidworks-flow-simulation/>.
- [17] B. Welsch, W. Ruhaak, D. O. Schulte, K. Bar y I. Sass, «Characteristics of medium deep borehole thermal energy storage,» *International Journal of Energy Research*, vol. 40, n° 13, pp. 1855-1868, 2016.
- [18] E. Nilsson y P. Rohdin, «Performance evaluation of an industrial borehole thermal energy storage (BTES) project – Experiences from the first seven years of operation,» *ELSIEVER - Renewable Energy*, vol. 143, pp. 1022-1034, 2019.
- [19] F. Sanz, «caloryfrio.com,» safecreative, 06 04 2020. [En línea]. Available: <https://www.caloryfrio.com/refrigeracion-frio/gas-refrigerante-r410a-presente-y-futuro-del-gas.html>.
- [20] J. I. Saucedo Velazquez y G. L. Gutiérrez Urueta, «Energía Geotérmica en México: aprovechamiento sustentable para climatización y refrigeración.,» *Universitarios Potosinos*, pp. 22-27, 2020.
- [21] L. Casañas Salgado, *Calentamiento y Refrigeración Urbana Mediante Geotermia en Meloneras, España: Universidad de las Palmas de Gran Canaria*, 2016.
- [22] M. Bonte y P. J. S. A. H. & P. V. Beelen, «ALMACENAMIENTO SUBTERRANEO DE ENERGÍA TÉRMICA: POLÍTICAS Y RIESGOS AMBIENTALES - DESARROLLOS EN LOS PAISES BAJOS Y LA UNION EUROPEA,» *The Energy-Water Nexus*, vol. 16, n° 22, 2011.

- [23] G. & D. B. Bakema, «State of the art HT - ATEs in the Netherlands - Evaluation of thermal performance and design considerations for future projects.,» de *heatstore*, IF Technology, 2018.
- [24] H. Javadi, S. S. M. Ajarostaghi, M. Pourfallah y M. Zaboli, «Análisis de rendimiento de intercambiadores de calor de tierra helicoidales con diferentes configuraciones,» *ELSEVIER*, vol. 154, pp. 24-36, 2019.
- [25] D. Cvetkovic, A. Jevremovic y D. Radakovic, «Talal Ibrahim Almudhaf Journal of Engineering Research and Application,» *ACADEMIA Accelerating the world's research*, vol. 10, nº 01, pp. 25-31, 2020.
- [26] A. S. Dalkilic, N. A. Kurekci, O. Kincay y a. S. Wongwises, «Fundamental Basis and Application of Cold-Room Project Design: A Turkish Case Study,» *Arab. J. Sci. Eng.*, vol. 38, nº 5, p. 1115–1130, 2013.
- [27] R. Laskowski, «The black box model of a double - tube counter - flow heat exchanger,» *Heat Mass Transf.*, p. 1111–1119, 2015.
- [28] GREE ELECTRIC APPLIANCES INC. OF ZHUHAI, *Catálogo 2019. Climatización.*, 2019.
- [29] Hisense, *Catálogo Tarifa 2016*, 2016.

CAPITULO VII
ANEXOS

7.1. Anexos.

Ilustración 17

Diferencias de temperatura para cargas de enfriamiento (DTCE) para calcular las cargas debidas a techos planos, 1 °F.

TABLA 6.1 DIFERENCIAS DE TEMPERATURA PARA CARGAS DE ENFRIAMIENTO (DTCE) PARA CALCULAR CARGAS DEBIDAS A TECHOS PLANOS, 1°F

Techo No.	Descripción de la construcción	Hora Peso, lb/ft ²	Valor de U, BTU/h Ft ² ·°F	Hora solar, h																							
				1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24
				Sin cielo raso suspendido																							
1.	Lámina de metal con aislamiento de 1 o 2 in	7 (8)	0.213 (0.124)	1	-2	-3	-3	-5	-3	6	19	34	49	61	71	78	79	77	70	59	45	30	18	12	8	5	3
2.	Madera de 1 in con aislamiento de 1 in	8	0.170	6	3	0	-1	-3	-3	-2	4	14	27	39	52	62	70	74	74	70	62	51	38	28	20	14	9
3.	Concreto ligero de 4 in	18	0.213	9	5	2	0	-2	-3	-3	1	9	20	32	44	55	64	70	73	71	66	57	45	34	25	18	13
4.	Concreto pesado de 1 a 2 in con aislamiento de 2 in	29	0.206 (0.122)	12	8	5	3	0	-1	-1	3	11	20	30	41	51	59	65	66	66	62	54	45	36	29	22	17
5.	Madera de 1 in con aislamiento de 2 in	19	0.109	3	0	-3	-4	-5	-7	-6	-3	5	16	27	39	49	57	63	64	62	57	48	37	26	18	11	7
6.	Concreto ligero de 6 in	24	0.158	22	17	13	9	6	3	1	1	3	7	15	23	33	43	51	58	62	64	62	57	50	42	35	28
7.	Madera de 2.5 in con con aislamiento de 1 in	13	0.130	29	24	20	16	13	10	7	6	6	9	13	20	27	34	42	48	53	55	56	54	49	44	39	34
8.	Concreto ligero de 8 in	31	0.126	35	30	26	22	18	14	11	9	7	7	9	13	19	25	33	39	46	50	53	54	53	49	45	40
9.	Concreto pesado de 4 in con aislamiento de 1 o 2 in	52 (52)	0.200 (0.120)	25	22	18	15	12	9	8	8	10	14	20	26	33	40	46	50	53	53	52	48	43	38	34	30
10.	Madera de 2.5 in con aislamiento de 2 in	13	0.093	30	26	23	19	16	13	10	9	8	9	13	17	23	29	36	41	46	49	51	50	47	43	39	35
11.	Sistema de terrazas de techo	75	0.106	34	31	28	25	22	19	16	14	13	13	15	18	22	26	31	36	40	44	45	46	45	43	40	37
12.	Concreto pesado de 6 in con aislamiento de 1 o 2 in	75 (75)	0.192 (0.117)	31	28	25	22	20	17	15	14	14	16	18	22	26	31	36	40	43	45	45	44	42	40	37	34
13.	Madera de 4 in con aislamiento de 1 o 2 in	17 (18)	0.106 (0.078)	38	36	33	30	28	25	22	20	18	17	16	17	18	21	24	28	32	36	39	41	43	43	42	40
				Con cielo raso suspendido																							
1.	Lámina de acero con aislamiento de 1 o 2 in	9 (10)	0.134 (0.092)	2	0	-2	-3	-4	-4	-1	9	23	37	50	62	71	77	78	74	67	56	42	28	18	12	8	5
2.	Madera de 1 in con aislamiento de 1 in	10	0.115	20	15	11	8	5	3	2	3	7	13	21	30	40	48	55	60	62	58	51	44	37	30	37	25
3.	Concreto ligero de 4 in	20	0.134	19	14	10	7	4	2	0	0	4	10	19	29	39	48	56	62	65	64	61	54	46	38	30	24
4.	Concreto pesado de 2 in con aislamiento de 1 in	30	0.131	28	25	23	20	17	15	13	13	14	16	20	25	30	35	39	43	46	47	46	44	41	38	35	32
5.	Madera de 1 in con aislamiento de 2 in	10	0.083	25	20	16	13	10	7	5	5	7	12	18	25	33	41	48	53	57	57	56	52	46	40	34	29
6.	Concreto ligero de 6 in	26	0.109	32	28	23	19	16	13	10	8	7	8	11	16	22	29	36	42	48	52	54	54	51	47	42	37
7.	Madera de 2.5 in con aislamiento de 1 in	15	0.096	34	31	29	26	23	21	18	16	15	15	16	18	21	25	30	34	38	41	43	44	44	42	40	37
8.	Concreto ligero de 8 in	33	0.093	39	36	33	29	26	23	20	18	15	14	14	15	17	20	25	29	34	38	42	45	46	45	44	42
9.	Concreto pesado de 4 in con aislamiento de 1 o 2 in	53 (54)	0.128 (0.090)	30	29	27	26	24	22	21	20	20	21	22	24	27	29	32	34	36	38	38	38	37	36	34	33
10.	Madera de 2.5 in con aislamiento de 2 in	15	0.072	35	33	30	28	26	24	22	20	18	18	18	20	22	25	28	32	35	38	40	41	41	40	39	37
11.	Sistema de terrazas de techo	77	0.082	30	29	28	27	26	25	24	23	22	22	22	23	23	25	26	28	29	31	32	33	33	33	33	32
12.	Concreto pesado con aislamiento de 1 a 2 in	77 (77)	0.125 (0.088)	29	28	27	26	25	24	23	22	21	21	22	23	25	26	28	30	32	33	34	34	34	33	32	31
13.	Madera de 4 in con aislamiento de 1 o 2 in	19 (20)	0.082 (0.064)	35	34	33	32	31	29	27	26	24	23	22	21	22	22	24	25	27	30	32	34	35	36	37	36

Reproducido con permiso del 1985 *Fundamentals ASHRAE Handbook & Product Directory*.

Fuente: (Domínguez & Herrera, 2004)

Ilustración 18

Diferencias de temperatura para carga de enfriamiento (DTCE) para el cálculo de carga de paredes al sol, 1 °F.

TABLA 6.2 DIFERENCIAS DE TEMPERATURA PARA CARGA DE ENFRIAMIENTO (DTCE) PARA CÁLCULO DE CARGA DE PAREDES AL SOL, 1°F

Latitud norte, orientación de pared	Hora solar, h																								Hora de la DTCE máxima	DTCE mínima	DTCE máxima	Diferencia de DTCE
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24				
Paredes grupo A																												
N	14	14	14	13	13	13	12	12	11	11	10	10	10	10	10	10	11	11	12	12	13	13	14	14	22	10	14	4
NE	19	19	19	18	17	17	16	15	15	15	15	15	16	16	17	18	18	18	19	20	20	20	20	20	22	15	20	5
E	24	24	23	23	22	21	20	19	19	18	19	19	20	21	22	23	24	24	25	25	25	25	25	25	22	18	25	7
SE	24	23	23	22	21	20	20	19	18	18	18	18	19	20	21	22	23	23	24	24	24	24	24	24	22	18	24	6
S	20	20	19	19	18	18	17	16	16	15	14	14	14	14	14	15	16	17	18	19	19	20	20	20	23	14	20	6
SW	25	25	25	24	24	23	22	21	20	19	19	18	17	17	17	17	18	19	20	22	23	24	25	25	24	17	25	8
W	27	27	26	26	25	24	24	23	22	21	20	19	19	18	18	18	18	19	20	22	23	25	26	26	1	18	27	9
NW	21	21	21	20	20	19	19	18	17	16	16	15	15	14	14	14	15	16	17	18	19	20	21	21	1	14	21	7
Paredes grupo B																												
N	15	14	14	13	12	11	11	10	9	9	9	8	8	9	9	10	11	12	13	14	14	15	15	15	24	8	15	7
NE	19	18	17	16	15	14	13	12	12	12	13	14	15	16	17	18	19	19	20	21	21	21	20	20	21	12	21	9
E	23	22	21	20	18	17	16	15	15	15	17	19	21	22	24	25	26	26	27	27	26	26	25	24	20	15	27	12
SE	23	22	21	20	18	17	16	15	14	14	15	16	18	20	21	23	24	25	26	26	26	26	25	24	21	14	26	12
S	21	20	19	18	17	15	14	13	12	11	11	11	11	12	14	15	17	19	20	21	22	22	22	21	23	11	22	11
SW	27	26	25	24	23	22	21	19	18	16	15	14	14	13	13	14	15	17	20	22	25	27	28	28	24	13	28	15
W	29	28	27	26	24	23	21	19	18	17	16	15	14	14	14	15	17	19	22	25	27	29	29	30	24	14	30	16
NW	23	22	21	20	19	18	17	15	14	13	12	12	11	12	12	13	15	17	19	21	22	23	23	24	11	23	12	
Paredes grupo C																												
N	15	14	13	12	11	10	9	8	8	7	7	8	8	9	10	12	13	14	15	16	17	17	17	16	22	7	17	10
NE	19	17	16	14	13	11	10	10	11	13	15	17	19	20	21	22	22	23	23	23	22	21	20	20	20	10	23	13
E	22	21	19	17	15	14	12	12	14	16	19	22	25	27	29	29	30	30	30	29	28	27	26	24	18	12	30	18
SE	22	21	19	17	15	14	12	12	14	16	19	22	24	26	28	29	29	29	29	28	27	26	24	19	12	29	17	
S	21	19	18	16	15	13	12	10	9	9	9	10	11	14	17	20	22	24	25	26	25	25	24	22	20	9	26	17
SW	29	27	25	22	20	18	16	15	13	12	11	11	11	13	15	18	22	26	29	32	33	33	32	31	22	11	33	22
W	31	29	27	25	22	20	18	16	14	13	12	12	12	13	14	16	20	24	29	32	35	35	35	33	22	12	35	23
NW	25	23	21	20	18	16	14	13	11	10	10	10	11	12	13	15	18	22	25	27	27	27	26	23	10	27	17	
Paredes grupo D																												
N	15	13	12	10	9	7	6	6	6	6	6	7	8	8	10	12	13	15	17	18	19	19	18	16	21	6	19	13
NE	17	15	13	11	10	8	7	8	10	14	17	20	22	23	23	24	24	25	25	24	23	22	20	18	19	7	25	18
E	19	17	15	13	11	9	8	9	12	17	22	27	30	32	33	33	32	32	31	30	28	26	24	22	16	8	33	25
SE	20	17	15	13	11	10	8	8	10	13	17	22	26	29	31	32	32	32	31	30	28	26	24	22	17	8	32	24
S	19	17	15	13	11	9	8	7	6	6	7	9	12	16	20	24	27	29	29	29	27	26	24	22	19	6	29	23
SW	28	25	22	19	16	14	12	10	9	8	8	8	10	12	16	21	27	32	36	38	38	37	34	31	21	8	38	30
W	31	27	24	21	18	15	13	11	10	9	9	9	10	11	14	18	24	30	36	40	41	40	38	34	21	9	41	32
NW	25	22	19	17	14	12	10	9	8	7	7	8	9	10	12	14	18	22	27	31	32	32	30	27	22	7	32	25
Paredes grupo E																												
N	12	10	8	7	5	4	3	4	5	6	7	9	11	13	15	17	19	20	21	23	20	18	16	14	20	3	22	19
NE	13	11	9	7	6	4	5	9	15	20	24	25	25	26	26	26	26	26	25	24	22	19	17	15	16	4	26	22
E	14	12	10	8	6	5	6	11	18	26	33	36	38	37	36	34	33	32	30	28	25	22	20	17	13	5	38	33
SE	15	12	10	8	7	5	5	8	12	19	25	31	35	37	37	36	34	33	31	28	26	23	20	17	15	5	37	32
S	15	12	10	8	7	5	4	3	4	5	9	13	19	24	29	32	34	33	31	29	26	23	20	17	17	3	34	31
SW	22	18	15	12	10	8	6	5	5	6	7	9	12	18	24	32	38	43	45	44	40	35	30	26	19	5	45	40
W	26	21	17	14	11	9	7	6	6	6	7	9	11	14	20	27	36	43	49	49	45	40	34	29	20	6	49	43
NW	20	17	14	11	9	7	6	5	5	5	6	8	10	13	16	20	26	32	37	38	36	32	28	24	20	5	38	33
Paredes grupo F																												
N	8	6	5	3	2	1	2	4	6	7	9	11	14	17	19	21	22	23	24	23	20	16	13	11	19	1	24	23
NE	9	7	5	3	2	1	5	14	23	28	30	29	28	27	27	27	26	26	24	22	19	16	13	11	11	1	30	29
E	10	7	6	4	3	2	6	17	28	38	44	45	43	39	36	34	32	30	27	24	21	17	15	12	12	2	45	43
SE	10	7	6	4	3	2	4	10	19	28	36	41	43	42	39	36	34	31	28	25	21	18	15	12	13	2	43	41
S	10	8	6	4	3	2	1	3	7	13	20	27	34	38	39	38	35	31	26	22	18	15	12	16	1	39	38	
SW	15	11	9	6	5	3	2	4	5	8	11	17	26	35	44	50	53	52	45	37	28	23	18	18	2	53	51	
W	17	13	10	7	5	4	3	3	4	6	8	11	14	20	28	39	49	57	60	54	43	34	27	21	19	3	60	57
NW	14	10	8	6	4	3	2	3	5	8	10	13	15	21	27	35	42	46	43	35	28	22	18	19	2	46	44	
Paredes grupo G																												
N	3	2	1	0	-1	2	7	8	9	12	15	18	21	23	24	24	25	26	22	15	11	9	7	5	18	-1	26	27
NE	3	2	1	0	-1	9	27	36	39	35	30	26	26	27	27	26	25	22	18	14	11	9	7	5	9	-1	39	40
E	4	2	1	0	-1	11	31	47	54	55	50	40	33	31	30	29	27	24	19	15	12	10	8	6	10	-1	55	56
SE	4	2	1	0	-1	5	18	32	42	49	51	48	42	36	32	30	27	24	19	15	12	10	8	6	11	-1	51	52
S	4	2	1	0	-1	0	1	5	12	22	31	39	45	46	43	37	31	25	20	15	12	10	8	5	14	-1	46	47
SW	5	4	3	1	0	0	2	5	8	12	16	26	38	50	59	63	61	52	37	24	17	13	10	8	16	0	63	63
W	6	5	3	2	1	1	2	5	8	11	15	19	27	41	56	67	72	67	48	29	20	15	11	8	17	1	72	71
NW	5	3	2	1	0	0	2	5	8	11	15	18	21	27	37	47	55	55	41	25	17	13	10	7	18	0	55	55

Fuente

Ilustración 19

Descripción de grupos de construcción de paredes.

1. TABLA 6.3. DESCRIPCIÓN DE GRUPOS DE CONSTRUCCIÓN DE PAREDES

Grupo No.	Descripción de la construcción	Peso, lb/ft ²	Valor de U, BTU/(h-ft ² -°F)	Capacidad calorífica, BTU/(ft ² -°F)
Ladrillo de vista de 4 in + (Ladrillo)				
C	Espacio de aire + ladrillo de vista de 3 in	83	0.358	18.3
D	Ladrillo común de 4 in	90	0.415	18.4
C	Aislamiento de 1 in o espacio de aire + ladrillo común de 4 in	90	0.174-0.301	18.4
B	Aislamiento de 2 in + ladrillo común de 4 in	88	0.111	18.5
B	Ladrillo común de 8 in	130	0.302	26.4
A	Aislamiento o espacio de aire + ladrillo común de 8 in	130	0.154-0.243	26.4
Ladrillo de vista de 4 in + (Concreto pesado)				
C	Espacio de aire + concreto de 2 in	94	0.350	19.7
B	Aislamiento de 2 in + concreto de 4 in	97	0.116	19.8
A	Espacio de aire o aislamiento + concreto de 8 in o más	143-190	0.110-0.112	29.1-38.4
Ladrillo de vista de 4 in + (bloque de concreto ligero o pesado)				
E	Bloque de 4 in	62	0.319	12.9
D	Espacio de aire o aislamiento + bloque de 4 in	62	0.153-0.246	12.9
D	Bloque de 8 in	70	0.274	15.1
C	Espacio de aire o aislamiento de 1 in + bloque de 6 u 8 in	73-89	0.221-0.275	15.5-18.5
B	Aislamiento de 2 in + bloque de 8 in	89	0.096-0.107	15.5-18.6
Ladrillo de vista de 4 in + (azulejo de barro)				
D	Azulejo de 4 in	71	0.381	15.1
D	Espacio de aire + azulejo de 4 in	71	0.281	15.1
C	Aislamiento + azulejo de 4 in	71	0.169	15.1
C	Azulejo de 8 in	96	0.275	19.7
B	Espacio de aire o aislamiento de 1 in + azulejo de 8 in	96	0.142-0.221	19.7
A	Aislamiento de 2 in + azulejo de 8 in	97	0.097	19.8
Pared de concreto pesado + (acabado)				
E	Concreto de 4 in	63	0.585	12.5
D	Concreto de 4 in + aislamiento de 1 o 2 in	63	0.119-0.200	12.5
C	Aislamiento de 2 in + concreto de 4 in	63	0.119	12.7
C	Concreto de 8 in	109	0.490	21.9
B	Concreto de 8 in + aislamiento de 1 o 2 in	110	0.115-0.187	22.0
A	Aislamiento de 2 in + concreto de 8 in	110	0.115	21.9
E	Concreto de 12 in	156	0.421	31.2
A	Concreto de 12 in + aislamiento	156	0.113	31.3
Bloque de concreto ligero y pesado + (acabado)				
F	Bloque de 4 in + espacio de aire o aislamiento	29-36	0.161-0.263	5.7-7.2
E	Aislamiento de 2 in + bloque de 4 in	29-37	0.105-0.114	5.8-7.3
E	Bloque de 8 in	41-57	0.294-0.402	6.3-11.3
D	Concreto de 8 in + espacio de aire o aislamiento	41-57	0.149-0.173	8.3-11.3
Azulejo de barro + (acabado)				
F	Azulejo de 4 in	39	0.419	7.8
F	Azulejo de 4 in + espacio de aire	39	0.303	7.8
E	Azulejo de 4 in + aislamiento de 1 in	39	0.175	7.9
D	Aislamiento de 2 in + azulejo de 4 in	40	0.110	7.9
D	Azulejo de 8 in	63	0.296	12.5
C	Azulejo de 8 in + espacio de aire o aislamiento de 1 in	63	0.151-0.231	12.6
B	Aislamiento de 2 in + azulejo de 8 in	63	0.099	12.6
Pared de lámina (cortina metálica)				
G	Con o sin espacio de aire + 1, 2 o 3 in de aislamiento	5-6	0.091-0.230	0.7
Pared de bastidor				
G	Aislamiento de 1 a 3 in	16	0.081-0.178	3.2

Reproducido con permiso de 1985 *Fundamentals ASHRAE Handbook & Product Directory*

Fuente: (Domínguez & Herrera, 2004)

Ilustración 20

Corrección de la DTCE por latitud y mes, para aplicar a paredes y techos, latitudes Norte, °F.

TABLA 6.4. CORRECCIÓN DE LA DTCE POR LATITUD Y MES, PARA APLICAR A PAREDES Y TECHOS, LATITUDES NORTE, °F

Latitud	Mes	N	NNE	NE	ENE	E	ESE	SE	SSE	S	HORA
0	Dic	-3	-5	-5	-5	-2	-0	3	6	9	-1
	Ene/Nov	-3	-5	-4	-4	-1	-0	2	4	7	-1
	Feb/Oct	-3	-2	-2	-2	-1	-1	0	-1	0	0
	Mar/Sept	-3	0	1	-1	-1	-3	-3	-5	-8	-1
	Abr/Ago	5	4	3	0	-2	-5	-6	-8	-8	-2
	May/Jul	10	7	5	0	-3	-7	-8	-9	-8	-4
	Jun	12	9	5	0	-3	-7	-9	-10	-8	-5
8	Dic	-4	-6	-6	-6	-3	0	4	8	12	-5
	Ene/Nov	-3	-5	-6	-5	-2	0	3	6	10	-4
	Feb/Oct	-3	-4	-3	-3	-1	-1	1	2	4	-1
	Mar/Sept	-3	-2	-1	-1	-1	-2	-2	-3	-4	0
	Abr/Ago	2	2	2	0	-1	-4	-5	-7	-7	-1
	May/Jul	7	5	4	0	-2	-5	-7	-9	-7	-2
	Jun	9	6	4	0	-2	-6	-8	-9	-7	-2
16	Dic	-4	-6	-8	-8	-4	-1	4	9	13	-9
	Ene/Nov	-4	-6	-7	-7	-4	-1	4	8	12	-7
	Feb/Oct	-3	-5	-5	-4	-2	0	2	5	7	-4
	Mar/Sept	-3	-3	-2	-2	-1	-1	0	0	0	-1
	Abr/Ago	-1	0	-1	-1	-1	-3	-3	-5	-6	0
	May/Jul	4	3	3	0	-1	-4	-5	-7	-7	0
	Jun	6	4	4	1	-1	-4	-6	-8	-7	0
24	Dic	-5	-7	-9	-10	-7	-3	3	9	13	-13
	Ene/Nov	-4	-6	-8	-9	-6	-3	3	9	13	-11
	Feb/Oct	-4	-5	-6	-6	-3	-1	3	7	10	-7
	Mar/Sept	-3	-4	-3	-3	-1	-1	1	2	4	-3
	Abr/Ago	-2	-1	0	-1	-1	-2	-1	-2	-3	0
	May/Jul	1	2	2	0	0	-3	-3	-5	-6	1
	Jun	3	3	3	1	0	-3	-4	-6	-6	1
32	Dic	-5	-7	-10	-11	-8	-5	2	9	12	-17
	Ene/Nov	-5	-7	-9	-11	-8	-4	2	9	12	-15
	Feb/Oct	-4	-6	-7	-8	-4	-2	4	8	11	-10
	Mar/Sept	-3	-4	-4	-4	-2	-1	3	5	7	-5
	Abr/Ago	-2	-2	-1	-2	0	-1	0	1	1	-1
	May/Jul	1	1	1	0	0	-1	-1	-3	-3	1
	Jun	1	2	2	1	0	-2	-2	-4	-4	2
40	Dic	-6	-8	-10	-13	-10	-7	0	7	10	-21
	Ene/Nov	-5	-7	-10	-12	-9	-6	1	8	11	-19
	Feb/Oct	-5	-7	-8	-9	-6	-3	3	8	12	-14
	Mar/Sept	-4	-5	-5	-6	-3	-1	4	7	10	-8
	Abr/Ago	-2	-3	-2	-2	0	0	2	3	4	-3
	May/Jul	0	0	0	0	0	0	0	0	1	1
	Jun	1	1	1	0	1	0	0	-1	-1	2
48	Dic	-6	-8	-11	-14	-13	-10	-3	2	6	-25
	Ene/Nov	-6	-8	-11	-13	-11	-8	-1	5	8	-24
	Feb/Oct	-5	-7	-10	-11	-8	-5	1	8	11	-18
	Mar/Sept	-4	-6	-6	-7	-4	-1	4	8	11	-11
	Abr/Ago	-3	-3	-3	-3	-1	0	4	6	7	-5
	May/Jul	0	-1	0	0	1	1	3	3	4	0
	Jun	1	1	2	1	2	1	2	2	3	2
56	Dic	-7	-9	-12	-16	-16	-14	-9	-5	-3	-28
	Ene/Nov	-6	-8	-11	-15	-14	-12	-6	-1	2	-27
	Feb/Oct	-6	-8	-10	-12	-10	-7	0	6	9	-22
	Mar/Sept	-5	-6	-7	-8	-5	-2	4	8	12	-15
	Abr/Ago	-3	-4	-4	-4	-1	1	5	7	9	-8
	May/Jul	0	0	0	0	2	2	5	6	7	-2
	Jun	2	1	2	1	3	3	4	5	6	1

Reproducido con permiso del 1979 ASHRAE Load Calculations Manual

Fuente: (Domínguez & Herrera, 2004)

Ilustración 21

Radiación solar a través de vidrio factores de ganancia máxima de calor solar para vidrios.

TABLA 6.6 RADIACIÓN SOLAR A TRAVÉS DE VIDRIO FACTORES DE GANANCIA MÁXIMA DE CALOR SOLAR PARA VIDRIO. BTU/H - FT², LATITUDES NORTE.

0 Grados											16 Grados										
	N	NNE/ NNW	NE/ NW	ENE/ WNW	E/ W	ESE/ WSW	SE/ SW	SEE/ SSW	S	HOR		N	NNE/ NNW	NE/ NW	ENE/ WNW	E/ W	ESE/ WSW	SE/ SW	SEE/ SSW	S	HOR
En.	34	34	88	177	234	254	235	182	118	296	En.	30	30	55	147	21	244	251	223	199	248
Feb.	36	39	132	205	245	247	210	141	67	306	Feb.	33	33	96	180	231	247	233	188	154	275
Mar.	38	87	170	223	242	223	170	87	38	303	Mar.	35	53	140	205	239	235	197	138	93	291
Abr.	71	134	193	224	221	184	118	38	37	284	Abr.	39	99	172	216	227	204	150	77	45	289
May	113	164	203	218	201	154	80	37	37	265	May	52	132	189	218	215	179	115	45	41	282
Jun.	129	173	206	212	191	140	66	37	37	255	Jun.	66	142	194	217	207	167	99	41	41	277
Jul.	115	164	201	213	195	149	77	38	38	260	Jul.	55	132	187	214	210	174	111	44	42	277
Agos.	75	134	187	216	212	175	112	39	38	276	Agos.	41	100	168	209	219	196	143	74	46	282
Sept.	40	84	163	213	231	213	163	84	40	293	Sept.	36	50	134	196	227	224	191	134	93	282
Oct.	37	40	129	199	236	238	202	135	66	299	Oct.	33	33	95	174	223	237	225	183	150	270
Nov.	35	35	88	175	230	250	230	179	117	293	Nov.	30	30	55	145	206	241	247	220	196	246
Dic.	34	34	71	164	226	253	240	196	138	288	Dic.	29	29	41	132	198	241	254	233	212	234

8 Grados											24 Grados										
	N	NNE/ NNW	NE/ NW	ENE/ WNW	E/ W	ESE/ WSW	SE/ SW	SEE/ SSW	S	HOR		N	NNE/ NNW	NE/ NW	ENE/ WNW	E/ W	ESE/ WSW	SE/ SW	SEE/ SSW	S	HOR
En.	32	32	71	163	224	250	242	203	162	275	En.	27	27	41	128	190	240	253	241	227	214
Feb.	34	34	114	193	239	248	219	165	110	294	Feb.	30	30	80	165	220	244	243	213	192	249
Mar.	37	67	156	215	241	230	184	110	55	300	Mar.	34	45	124	195	234	237	214	168	137	275
Abr.	44	117	184	221	225	195	134	53	39	289	Abr.	37	88	159	209	228	212	169	107	75	283
May	74	146	198	220	209	167	97	39	38	277	May	43	117	178	214	218	190	132	67	46	282
Jun.	90	155	200	217	200	141	82	39	39	269	Jun.	55	127	184	214	212	179	117	55	43	279
Jul.	77	145	195	215	204	162	93	40	39	272	Jul.	45	116	176	210	213	185	129	65	46	278
Agos.	47	117	179	214	216	186	128	51	41	282	Agos.	38	87	156	203	220	204	162	103	72	277
Sept.	38	66	149	205	230	219	176	107	56	290	Sept.	35	42	119	185	222	225	206	163	134	266
Oct.	35	35	112	187	231	239	211	160	108	288	Oct.	31	31	79	159	211	237	235	207	187	244
Nov.	33	33	71	161	220	245	233	200	160	273	Nov.	27	27	42	126	187	236	249	237	224	213
Dic.	31	31	55	149	215	246	247	215	179	265	Dic.	26	26	29	112	180	234	247	247	237	199

32 Grados											48 Grados										
	N	NNE/ NNW	NE/ NW	ENE/ WNW	E/ W	ESE/ WSW	SE/ SW	SEE/ SSW	S	HOR		N	NNE/ NNW	NE/ NW	ENE/ WNW	E/ W	ESE/ WSW	SE/ SW	SEE/ SSW	S	HOR
En.	24	24	29	105	175	229	249	250	246	176	En.	15	15	15	53	118	175	216	239	245	85
Feb.	27	27	65	149	205	242	248	232	221	217	Feb.	20	20	36	103	168	216	242	249	250	138
Mar.	32	37	107	183	227	237	227	195	176	252	Mar.	26	26	80	154	204	234	239	232	228	188
Abr.	36	80	146	200	227	219	187	141	115	271	Abr.	31	61	132	180	219	225	215	194	186	226
May	38	111	170	208	220	199	155	99	74	277	May	35	97	158	200	218	214	192	163	150	247
Jun.	44	122	176	208	214	189	139	83	60	276	Jun.	46	110	165	204	215	206	180	148	134	252
Jul.	40	111	167	204	215	194	150	96	72	273	Jul.	37	96	156	196	214	209	187	158	146	244
Agos.	37	79	141	195	219	210	181	136	111	265	Agos.	33	61	128	174	211	216	208	188	180	223
Sept.	33	35	103	173	215	227	218	189	171	244	Sept.	27	27	72	144	191	223	228	223	220	182
Oct.	28	28	63	143	195	234	239	225	215	213	Oct.	21	21	35	96	161	207	233	241	242	136
Nov.	24	24	29	103	173	225	245	246	243	175	Nov.	15	15	15	52	115	172	212	234	240	85
Dic.	22	22	22	84	162	218	246	252	252	158	Dic.	13	13	13	36	91	156	195	225	233	65

40 Grados											56 Grados										
	N	NNE/ NNW	NE/ NW	ENE/ WNW	E/ W	ESE/ WSW	SE/ SW	SEE/ SSW	S	HOR		N	NNE/ NNW	NE/ NW	ENE/ WNW	E/ W	ESE/ WSW	SE/ SW	SEE/ SSW	S	HOR
En.	20	20	20	74	154	205	241	252	254	133	En.	10	10	10	21	74	126	169	194	205	40
Feb.	24	24	50	129	186	234	246	244	241	180	Feb.	16	16	21	71	139	184	223	239	244	91
Mar.	29	29	93	169	218	238	236	216	206	223	Mar.	22	22	65	136	185	224	238	241	241	149
Abr.	34	71	140	190	224	223	203	170	154	252	Abr.	28	58	123	173	211	223	223	213	210	195
May	37	102	165	202	220	208	175	133	113	265	May	36	99	149	195	215	218	206	187	181	222
Jun.	48	113	172	205	216	199	161	116	95	267	Jun.	53	111	160	199	213	213	196	174	168	231
Jul.	38	102	163	198	216	203	170	129	109	262	Jul.	37	98	147	192	211	214	201	183	177	221
Agos.	35	71	135	185	216	214	196	165	149	247	Agos.	30	56	119	165	203	216	215	206	203	193
Sept.	30	30	87	160	203	227	226	209	200	215	Sept.	23	23	58	126	171	211	227	230	231	144
Oct.	25	25	49	123	180	225	238	236	234	177	Oct.	16	16	20	68	132	176	213	229	234	91
Nov.	20	20	20	73	151	201	237	248	250	132	Nov.	10	10	10	21	72	122	165	190	200	40
Dic.	18	18	18	60	135	188	232	249	253	113	Dic.	7	7	7	7	47	92	135	159	171	23

Fuente: (Domínguez & Herrera, 2004)

Ilustración 22

Coefficientes de sombreado para vidrio con o sin sombreado interior por persianas venecianas enrollables.

TABLA 6.7. COEFICIENTES DE SOMBREADO PARA VIDRIO CON O SIN SOMBREADO INTERIOR POR PERSIANAS VENECIANAS ENROLLABLES

	Tipo de vidrio	Espesor nominal de cada vidrio claro ^a	Transmisión solar ^b	Sin sombreado interior		Tipo de sombreado interior				
						Persianas venecianas		Persianas enrollables		
				$h_g = 4.0$		Medio	Claro	Opacas		Translúcidas
						Oscuro	Claro	Claro		
VIDRIO SENCILLO	Sencillo									
	Claro	3/32 a 1/4	0.87-0.80	1.00						
	Claro	1/4 a 1/2	0.80-0.71	0.94						
	Claro	3/8	0.72	0.90	0.64	0.55	0.59	0.25	0.39	
	Claro	1/2	0.67	0.87						
	Claro con figuras	1/8 a 9/32	0.87-0.79	0.83						
	Absorbente de calor, con figuras ^c	1/8		0.83						
	Absorbente de calor ^d	3/16 a 1/4	0.46	0.69						
	Absorbente de calor, con figuras	3/16 a 1/4		0.69	0.57	0.53	0.45	0.30	0.36	
	Coloreado	1/8 a 7/32	0.59-0.45	0.69						
	Absorbente de calor, o con figuras		0.44-0.30	0.60	0.54	0.52	0.40	0.28	0.32	
	Absorbente de calor ^d	3/8	0.34	0.60						
	Absorbente de calor, o con figuras	1/2	0.44-0.30	0.53	0.42	0.40	0.36	0.28	0.31	
Vidrio recubierto reflector			0.30	0.25	0.23					
			0.40	0.33	0.29					
			0.50	0.42	0.38					
			0.60	0.50	0.44					
VIDRIO AISLANTE	Doble ^e									
	Claro afuera	3/32, 1/8	0.71*	0.88	0.57	0.51	0.60	0.25	0.37	
	Claro adentro	1/4	0.61*	0.81						
	Claro afuera									
	Absorbente de calor afuera	1/4	0.36*	0.55						
	Claro adentro				0.39	0.36	0.40	0.22	0.30	
	Vidrio recubierto reflector			0.20	0.19	0.18				
			0.30	0.27	0.26					
			0.40	0.34	0.33					
Triple	Claro	1/4		0.71						
	Claro	1/8		0.80						

Reproducido con permiso del 1985 *Fundamentals, ASHRAE Handbook & Product Directory*

Fuente: (Domínguez & Herrera, 2004)

Ilustración 23

Factores de carga de enfriamiento para vidrio sin sombreado interior (Incluye Vidrio reflector y absorbente de calor)

TABLA 6.8. FACTORES DE CARGA DE ENFRIAMIENTO PARA VIDRIO SIN SOMBRADO INTERIOR (INCLUYE VIDRIO REFLECTOR Y ABSORBENTE DE CALOR)

Latitud norte.		Ventana hacia él	Construc- ción del recinto	Hora solar, h																							
				1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24
N	L	0.17	0.14	0.11	0.09	0.08	0.33	0.42	0.48	0.56	0.63	0.71	0.76	0.80	0.82	0.82	0.79	0.80	0.84	0.61	0.48	0.38	0.31	0.25	0.20		
	M	0.23	0.20	0.18	0.16	0.14	0.34	0.41	0.46	0.52	0.59	0.65	0.70	0.73	0.75	0.76	0.74	0.75	0.79	0.61	0.50	0.42	0.36	0.31	0.27		
	H	0.25	0.23	0.21	0.20	0.19	0.38	0.45	0.50	0.55	0.60	0.65	0.69	0.72	0.73	0.72	0.70	0.70	0.74	0.57	0.46	0.39	0.34	0.31	0.28		
NE	L	0.04	0.04	0.03	0.02	0.02	0.23	0.41	0.51	0.51	0.45	0.39	0.36	0.33	0.31	0.28	0.26	0.23	0.19	0.15	0.12	0.10	0.08	0.06	0.05		
	M	0.07	0.06	0.06	0.05	0.04	0.21	0.36	0.44	0.45	0.40	0.36	0.33	0.31	0.30	0.28	0.26	0.23	0.21	0.17	0.15	0.13	0.11	0.09	0.08		
	H	0.09	0.08	0.08	0.07	0.07	0.23	0.37	0.44	0.44	0.39	0.34	0.31	0.29	0.27	0.26	0.24	0.22	0.20	0.16	0.14	0.13	0.12	0.11	0.10		
E	L	0.04	0.04	0.03	0.02	0.02	0.19	0.37	0.51	0.57	0.57	0.51	0.42	0.36	0.32	0.29	0.25	0.22	0.19	0.14	0.12	0.09	0.08	0.06	0.05		
	M	0.07	0.06	0.06	0.05	0.04	0.18	0.33	0.44	0.50	0.51	0.45	0.39	0.35	0.32	0.29	0.26	0.23	0.21	0.17	0.15	0.13	0.11	0.10	0.08		
	H	0.09	0.09	0.08	0.08	0.07	0.21	0.34	0.45	0.50	0.49	0.43	0.36	0.32	0.29	0.26	0.24	0.22	0.19	0.17	0.15	0.13	0.12	0.11	0.10		
SE	L	0.05	0.04	0.04	0.03	0.02	0.13	0.28	0.43	0.55	0.62	0.63	0.57	0.48	0.42	0.37	0.33	0.28	0.24	0.19	0.15	0.12	0.10	0.08	0.07		
	M	0.09	0.08	0.07	0.06	0.05	0.14	0.26	0.38	0.48	0.54	0.55	0.51	0.45	0.40	0.36	0.33	0.29	0.25	0.21	0.18	0.16	0.14	0.12	0.10		
	H	0.11	0.10	0.10	0.09	0.08	0.17	0.28	0.40	0.49	0.53	0.53	0.48	0.41	0.36	0.33	0.30	0.27	0.24	0.20	0.18	0.16	0.14	0.13	0.12		
S	L	0.08	0.07	0.05	0.04	0.04	0.06	0.09	0.14	0.22	0.34	0.48	0.59	0.65	0.65	0.59	0.50	0.43	0.36	0.28	0.22	0.18	0.15	0.12	0.10		
	M	0.12	0.11	0.09	0.08	0.07	0.08	0.11	0.14	0.21	0.31	0.42	0.52	0.57	0.58	0.53	0.47	0.41	0.36	0.29	0.25	0.21	0.18	0.16	0.14		
	H	0.13	0.12	0.12	0.11	0.10	0.12	0.14	0.17	0.24	0.33	0.43	0.51	0.56	0.55	0.50	0.43	0.38	0.32	0.26	0.22	0.20	0.18	0.16	0.15		
SW	L	0.12	0.10	0.08	0.06	0.05	0.06	0.08	0.10	0.12	0.14	0.16	0.24	0.36	0.49	0.60	0.66	0.66	0.58	0.43	0.33	0.27	0.22	0.18	0.14		
	M	0.15	0.13	0.12	0.10	0.09	0.09	0.10	0.12	0.13	0.15	0.17	0.23	0.33	0.44	0.53	0.58	0.59	0.53	0.41	0.33	0.28	0.24	0.21	0.18		
	H	0.15	0.14	0.13	0.12	0.11	0.12	0.13	0.14	0.16	0.17	0.19	0.25	0.34	0.44	0.52	0.56	0.56	0.49	0.37	0.30	0.25	0.21	0.19	0.17		
W	L	0.12	0.10	0.08	0.07	0.05	0.06	0.07	0.08	0.10	0.11	0.13	0.14	0.20	0.32	0.45	0.57	0.64	0.61	0.44	0.34	0.27	0.22	0.18	0.14		
	M	0.15	0.13	0.11	0.10	0.09	0.09	0.10	0.11	0.13	0.14	0.16	0.17	0.18	0.21	0.30	0.42	0.51	0.53	0.39	0.32	0.26	0.22	0.19	0.16		
	H	0.14	0.13	0.12	0.11	0.10	0.11	0.12	0.13	0.13	0.14	0.15	0.16	0.21	0.30	0.40	0.49	0.54	0.52	0.38	0.30	0.24	0.21	0.18	0.16		
NW	L	0.11	0.09	0.08	0.06	0.05	0.06	0.08	0.10	0.12	0.14	0.16	0.17	0.19	0.23	0.33	0.47	0.59	0.60	0.43	0.33	0.26	0.21	0.17	0.14		
	M	0.14	0.12	0.11	0.09	0.08	0.09	0.10	0.11	0.13	0.14	0.16	0.17	0.18	0.21	0.30	0.42	0.51	0.53	0.39	0.32	0.26	0.22	0.19	0.16		
	H	0.14	0.12	0.11	0.11	0.10	0.11	0.12	0.13	0.15	0.16	0.18	0.19	0.19	0.22	0.30	0.41	0.50	0.51	0.36	0.29	0.23	0.20	0.17	0.15		
HORA	L	0.11	0.09	0.07	0.06	0.05	0.07	0.14	0.24	0.36	0.48	0.58	0.66	0.72	0.74	0.73	0.67	0.59	0.47	0.37	0.30	0.24	0.19	0.16	0.13		
	M	0.16	0.14	0.12	0.11	0.09	0.11	0.16	0.24	0.33	0.43	0.52	0.59	0.64	0.67	0.66	0.62	0.55	0.47	0.38	0.32	0.28	0.24	0.21	0.18		
	H	0.17	0.16	0.15	0.14	0.13	0.15	0.20	0.27	0.36	0.45	0.52	0.59	0.62	0.64	0.62	0.58	0.51	0.42	0.35	0.29	0.26	0.23	0.21	0.19		

Latitud norte.		Ventana hacia él	Construc- ción del recinto	Hora solar, h																							
				1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24
N	L	0.07	0.05	0.04	0.04	0.05	0.70	0.65	0.65	0.74	0.81	0.87	0.91	0.91	0.88	0.84	0.77	0.80	0.92	0.27	0.19	0.15	0.12	0.10	0.08		
	M	0.08	0.07	0.06	0.06	0.07	0.73	0.66	0.65	0.73	0.80	0.86	0.89	0.89	0.86	0.82	0.75	0.78	0.91	0.24	0.18	0.15	0.13	0.11	0.09		
	H	0.09	0.09	0.08	0.07	0.09	0.75	0.67	0.66	0.74	0.80	0.86	0.89	0.88	0.85	0.80	0.73	0.76	0.88	0.23	0.17	0.14	0.13	0.11	0.10		
NE	L	0.02	0.01	0.01	0.01	0.02	0.55	0.76	0.75	0.60	0.39	0.31	0.28	0.27	0.25	0.23	0.20	0.16	0.12	0.06	0.05	0.04	0.03	0.02	0.02		
	M	0.03	0.02	0.02	0.02	0.02	0.56	0.76	0.74	0.58	0.37	0.29	0.27	0.26	0.24	0.22	0.20	0.16	0.12	0.06	0.05	0.04	0.04	0.03	0.03		
	H	0.03	0.03	0.03	0.03	0.04	0.57	0.77	0.74	0.58	0.36	0.28	0.26	0.25	0.23	0.21	0.19	0.16	0.11	0.06	0.05	0.05	0.04	0.04	0.04		
E	L	0.02	0.01	0.01	0.01	0.01	0.45	0.71	0.80	0.77	0.64	0.43	0.29	0.25	0.23	0.20	0.17	0.14	0.10	0.06	0.05	0.04	0.03	0.02	0.02		
	M	0.03	0.02	0.02	0.02	0.02	0.47	0.72	0.80	0.76	0.62	0.41	0.27	0.24	0.22	0.20	0.17	0.14	0.11	0.06	0.05	0.04	0.04	0.03	0.03		
	H	0.04	0.03	0.03	0.03	0.03	0.48	0.72	0.80	0.75	0.61	0.40	0.25	0.22	0.21	0.19	0.16	0.14	0.10	0.06	0.05	0.05	0.04	0.04	0.04		
SE	L	0.02	0.02	0.01	0.01	0.01	0.29	0.56	0.74	0.82	0.81	0.70	0.52	0.35	0.30	0.26	0.22	0.18	0.13	0.08	0.06	0.05	0.04	0.03	0.03		
	M	0.03	0.03	0.02	0.02	0.02	0.30	0.56	0.74	0.81	0.79	0.68	0.49	0.33	0.28	0.25	0.22	0.18	0.13	0.08	0.07	0.06	0.05	0.04	0.04		
	H	0.04	0.04	0.04	0.03	0.04	0.31	0.57	0.74	0.81	0.79	0.67	0.48	0.31	0.27	0.23	0.20	0.17	0.13	0.07	0.07	0.06	0.05	0.05	0.05		
S	L	0.03	0.03	0.02	0.02	0.02	0.08	0.15	0.22	0.37	0.58	0.75	0.84	0.82	0.71	0.53	0.37	0.29	0.20	0.11	0.09	0.07	0.06	0.05	0.04		
	M	0.04	0.04	0.03	0.03	0.03	0.09	0.16	0.22	0.38	0.58	0.75	0.83	0.80	0.68	0.50	0.35	0.27	0.19	0.11	0.09	0.08	0.07	0.06	0.05		
	H	0.05	0.05	0.04	0.04	0.04	0.11	0.17	0.24	0.39	0.59	0.75	0.82	0.79	0.67	0.49	0.33	0.26	0.18	0.10	0.08	0.07	0.06	0.06	0.05		
SW	L	0.05	0.04	0.03	0.02	0.02	0.06	0.10	0.13	0.16	0.18	0.22	0.38	0.59	0.76	0.84	0.83	0.72	0.48	0.18	0.13	0.11	0.08	0.07	0.06		
	M	0.06	0.05	0.04	0.04	0.03	0.07	0.11	0.14	0.16	0.19	0.22	0.38	0.59	0.75	0.83	0.81	0.69	0.45	0.15	0.12	0.10	0.08	0.07	0.06		
	H	0.06	0.05	0.05	0.04	0.04	0.08	0.12	0.15	0.18	0.20	0.23	0.39	0.59	0.75	0.82	0.80	0.68	0.43	0.14	0.11	0.09	0.08	0.07	0.06		
W	L	0.05	0.04	0.03	0.02	0.02	0.05	0.08	0.11	0.13	0.14	0.15	0.17	0.30	0.53	0.72	0.83	0.83	0.63	0.19	0.14	0.11	0.08	0.07	0.06		
	M	0.05	0.05	0.04	0.04	0.03	0.06	0.09	0.11	0.13	0.15	0.16	0.17	0.31	0.53	0.72	0.82	0.81	0.61	0.16	0.12	0.10	0.08	0.07	0.06		
	H	0.05	0.05	0.04	0.04	0.04	0.07	0.10	0.12	0.14	0.16	0.17	0.18	0.31	0.54	0.71	0.81	0.80	0.59	0.15	0.11	0.09	0.07	0.06	0.06		
NW	L	0.04	0.04	0.03	0.02	0.02	0.06	0.10	0.13	0.16	0.19	0.20	0.21	0.22	0.30	0.52	0.73	0.83	0.71	0.19	0.13	0.10	0.08	0.07	0.05		
	M	0.05	0.04	0.04	0.03	0.03	0.07	0.11	0.14	0.17	0.19	0.20	0.21	0.22	0.30	0.52	0.73	0.82	0.69	0.16	0.12	0.09	0.08	0.07	0.06		
	H	0.05	0.04	0.04	0.04	0.04	0.08	0.12	0.15	0.18	0.20	0.21	0.22	0.23	0.30</												

Ilustración 24

Temperatura de bulbo seco y de bulbo húmedo relacionado para diseño de sistema de enfriamiento.

TABLA 6.10. TEMPERATURA DE BULBO SECO Y DE BULBO HÚMEDO RELACIONADO PARA DISEÑO DE SISTEMA DE ENFRIAMIENTO

Ciudad	LAT		LONG		ELEV g,min.	BS de diseño (2.5%)							BH relacionado de diseño (2.5%)								
	g,min.		g,min.			En	Feb	Mar	Abr	May	Oct	Nov	Dic	En	Feb	Mar	Abr	May	Oct	Nov	Dic
Birmingham, Al	33	34	86	45	630	67	72	76	83	91	84	74	68	62	63	64	67	71	69	64	60
Yuma, Az	32	40	114	36	206	76	82	87	96	99	99	85	75	54	57	58	61	63	66	58	54
Little Rock, Ar	34	44	92	14	265	68	70	76	83	89	84	74	67	63	61	64	67	72	71	65	61
Arcata, Ca	40	59	124	6	217	61	60	59	59	62	66	63	59	53	54	53	54	57	58	56	55
Bishop, Ca	37	22	118	22	4112	60	66	72	81	88	85	72	64	43	45	48	52	57	55	49	45
Los Angeles, Ca	33	56	118	23	122	72	71	72	74	74	80	79	74	54	55	55	61	61	63	56	53
San Diego, Ca	32	44	117	10	37	69	69	70	73	72	79	74	71	53	56	56	60	60	64	55	54
Colorado Springs	38	49	104	42	6170	56	61	63	73	79	77	64	59	39	43	43	47	52	50	44	40
Wilmington, De	39	40	75	36	78	50	55	63	78	84	78	65	55	48	52	54	64	70	69	60	51
Jacksonville, Fl	30	25	81	39	24	75	80	83	86	93	86	81	75	66	68	68	69	73	74	69	67
Augusta, Ga	33	32	81	58	182	70	73	78	85	91	84	77	71	62	63	66	68	73	71	65	63
Boise, Id	43	34	116	13	2857	51	53	62	72	83	74	59	48	44	46	49	53	62	55	48	43
Chicago-O'Hare, Il	41	59	87	54	667	40	49	58	74	83	78	64	50	45	47	52	63	68	66	56	49
Fort Wayne, In	41	0	85	12	828	47	52	60	76	82	78	63	53	57	70	53	62	68	63	58	51
Indianapolis, In	39	44	86	16	793	53	57	64	78	82	79	66	55	52	54	57	64	68	65	59	53
Des Moines, Ia	41	32	93	39	963	42	49	59	76	84	79	63	52	39	44	49	62	69	64	55	48
Dodge City, Ks	37	46	99	58	2592	58	64	72	82	89	83	68	59	46	49	51	58	64	60	52	45
Covington, Ky	39	4	84	40	888	55	61	65	79	84	79	68	58	53	56	55	64	70	64	59	53
Louisville, Ky	38	11	85	44	488	54	63	69	82	88	81	71	61	56	57	59	66	72	67	61	57
Lake Charles, La	30	13	93	9	32	72	75	78	84	89	88	79	74	67	68	69	70	75	74	73	68
New Orleans, La	29	59	90	15	20	74	77	79	84	89	86	79	74	69	70	70	72	74	75	72	69
Portland, Me	43	39	70	19	61	41	44	49	62	77	69	58	48	33	43	44	53	64	60	55	47
Battle Creek, Mi	42	18	85	14	939	49	48	64	72	86	77	62	49	50	45	57	59	66	64	55	49
Minneapolis, Mn	44	53	93	15	838	36	42	52	73	83	76	57	43	34	39	45	58	65	62	52	43
Jackson, Ms	32	20	90	13	332	70	74	78	84	89	87	77	70	64	65	67	70	73	72	6	63
Kansas City, Mo	39	7	94	35	750	54	60	69	81	87	83	69	58	49	51	55	65	71	67	57	62
Springfield, Mo	37	14	93	23	1270	59	62	72	80	84	83	69	59	54	54	59	65	70	66	60	53
Billings, Mt	45	48	108	32	3583	51	54	62	70	80	77	59	52	41	44	47	52	59	56	47	41
North Platte, Ne	41	8	100	42	2787	52	58	64	77	83	80	64	54	42	45	49	56	63	57	49	43
Tonopah, Ne	38	4	117	8	5422	53	58	65	75	81	78	64	55	40	43	45	49	54	52	46	41
Albuquerque, NM	35	3	106	37	5314	55	63	69	79	87	79	64	56	42	45	47	51	56	55	46	42
Albany, N.Y.	42	45	73	48	277	43	47	54	73	81	73	60	49	42	45	49	59	67	65	58	46
Greensboro, NC	36	5	79	57	891	63	64	70	83	87	81	71	63	57	56	59	65	70	68	59	58
Bismarck, ND	46	46	100	45	1660	41	42	56	70	82	77	53	43	37	39	46	53	62	57	43	38
Akron-Canton, Oh	40	55	81	26	1236	49	53	60	74	79	75	64	54	48	50	53	63	67	62	57	52
Toledo, Oh	41	36	83	48	692	44	48	59	76	84	77	64	52	42	46	53	63	69	63	58	51
Tulsa, Ok	36	11	95	54	674	63	69	75	83	88	86	73	63	57	58	60	66	73	69	61	53
Medford, Or	42	23	122	52	1329	55	59	66	75	84	78	63	53	48	50	53	58	64	60	52	49
Portland, Or	45	36	122	36	24	54	57	60	69	79	73	59	54	50	51	51	56	63	59	54	53
Pittsburgh, Pa	40	30	80	13	1151	49	53	63	78	82	77	64	55	46	50	53	63	68	64	57	51
Sioux Falls, SD	43	34	96	44	1422	41	45	57	75	84	78	58	47	37	41	48	58	65	60	49	43
Bristol, Tn	36	30	82	21	1566	59	64	69	81	86	79	70	60	54	55	58	64	70	66	61	54
Amarillo, Tx	35	14	101	46	3700	63	69	75	84	90	84	70	65	46	50	51	56	61	59	50	47
Midland, Tx	31	56	102	12	2858	72	74	81	88	94	88	77	71	53	54	55	59	65	63	56	52
Wichita Falls, Tx	33	59	98	31	1039	66	74	82	88	93	89	76	67	56	58	61	66	71	67	60	54
Cedar City, Ut	37	42	113	6	5616	53	56	63	73	81	78	63	54	41	44	46	50	55	53	46	42
Burlington, Vt	44	28	73	9	331	39	40	49	68	79	70	58	46	38	38	44	56	66	61	55	44
Blackstone, Va	37	4	77	58	438	65	64	71	83	87	82	72	65	59	56	61	67	72	70	61	60
Roanoke, Va	37	19	79	58	1174	60	63	69	82	87	81	69	62	54	52	56	63	69	66	56	55
Everett, Wa	47	54	122	17	596	50	54	61	64	72	64	54	53	47	49	49	55	61	58	52	49
Charleston, WV	38	22	81	36	989	62	64	70	83	86	80	72	64	55	55	56	64	67	66	60	55
Huntington, WV	38	25	82	27	565	65	65	72	83	87	84	71	63	58	56	60	66	70	69	60	57
Green Bay, WI	44	29	88	8	699	36	39	48	70	77	69	58	42	36	39	44	57	65	60	54	41
Madison, WI	43	8	89	20	866	38	44	53	73	81	74	61	44	37	42	47	60	68	62	55	43
Cheyenne, WY	41	9	104	49	6144	51	56	58	69	76	74	60	54	37	41	41	48	52	50	43	41

Reproducido con permiso del 1979 Load Calculation Manual

Fuente: (Domínguez & Herrera, 2004)

Ilustración 25

Tasas de ganancia de calor debida a los ocupantes del recinto acondicionado.

TABLA 6.11. TASAS DE GANANCIA DE CALOR DEBIDA A LOS OCUPANTES DEL RECINTO ACONDICIONADO*

Actividad	Aplicaciones típicas	Calor total por adulto masculino			calor total ajustado ^b			Calor sensible			Calor latente		
		Watts	Btuh	kcal/h	Watts	Btuh	kcal/h	Watts	Btuh	kcal/h	Watts	Btuh	kcal/h
Sentado en reposo	Teatro, cine	115	400	100	100	350	90	60	210	55	40	140	30
Sentado, trabajo muy ligero, escritura	Oficinas, hoteles, apartamentos	140	480	120	120	420	105	65	230	55	55	190	50
Sentado, comiendo	Restaurante	150	520	130	170	580 ^c	145	75	255	60	95	325	80
Sentado, trabajo ligero, mecanografía	Oficinas, hoteles, apartamentos	185	640	160	150	510	130	75	255	60	75	255	65
Parado, trabajo ligero o camina despacio	Tiendas minoristas, bancos	235	800	200	185	640	160	90	315	80	95	325	80
Trabajo ligero de banco	Fábricas	255	880	220	230	780	195	100	345	90	130	435	110
Caminando 3 mph trabajo libro		305	1040	260	305	1040	260	100	345	90	205	695	170
Trabajo con máquinas pesadas	Fábricas	350	1200	300	280	960	240	100	345	90	180	615	150
Boliche		400	1360	340	375	1280	320	120	405	100	255	875	220
Baile moderado	Salón de baile	400	1360	340	375	1280	320	120	405	100	255	875	220
Trabajo pesado, trabajo con máquinas pesadas, levantar pesas	Fábricas	470	1600	400	470	1600	400	165	565	140	300	1035	260
Trabajo pesado, ejercicios atléticos	Gimnasios	585	2000	500	525	1800	450	185	635	160	340	1165	290

* Nota: Los valores de la tabla se basan en una temperatura de bulbo seco de 78°F. Para 80°F BS, el calor total queda igual, pero el valor del calor sensible se debe disminuir en aproximadamente 8% y los valores del calor latente se deben aumentar proporcionalmente.

^b La ganancia total ajustada de calor se basa en el porcentaje normal de hombres, mujeres y niños en la aplicación que se menciona, bajo la hipótesis de que la ganancia por mujer adulta representa un 85% de la del hombre adulto, y la de un niño el 75%.

^c Calor total ajustado para comer en un restaurant, que incluye 60 BTU/h del alimento por individuo (30 BTU sensibles y 30 BTU latentes).

^d Para el boliche, se considera una persona por pista tirando y las demás sentadas (400 BTU/h) o paradas y caminando lentamente (970 BTU/h) Reproducido con permiso del 1985 *Fundamentals ASHRAE Handbook & Product Directory*.

Fuente: (Domínguez & Herrera, 2004)

Ilustración 26

Factores de calor sensible para cargas de enfriamiento debido a personas.

TABLA 6.12. FACTORES DE CALOR SENSIBLE PARA CARGAS DE ENFRIAMIENTO DEBIDO A PERSONAS

Horas totales en el recinto	Horas después de cada entrada al recinto																							
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24
2	0.49	0.58	0.17	0.13	0.10	0.08	0.07	0.06	0.05	0.04	0.04	0.03	0.03	0.02	0.02	0.02	0.02	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01
4	0.49	0.59	0.66	0.71	0.27	0.21	0.16	0.14	0.11	0.10	0.08	0.07	0.06	0.06	0.05	0.04	0.04	0.03	0.03	0.03	0.02	0.02	0.02	0.01
6	0.50	0.60	0.67	0.72	0.76	0.79	0.34	0.26	0.21	0.18	0.15	0.13	0.11	0.10	0.08	0.07	0.06	0.06	0.05	0.04	0.04	0.03	0.03	0.03
8	0.51	0.61	0.67	0.72	0.76	0.80	0.82	0.84	0.38	0.30	0.25	0.21	0.18	0.15	0.13	0.12	0.10	0.09	0.08	0.07	0.06	0.05	0.05	0.04
10	0.53	0.62	0.69	0.74	0.77	0.80	0.83	0.85	0.87	0.89	0.42	0.34	0.28	0.23	0.20	0.17	0.15	0.13	0.11	0.10	0.09	0.08	0.07	0.06
12	0.55	0.64	0.70	0.75	0.79	0.81	0.84	0.86	0.88	0.89	0.91	0.92	0.45	0.36	0.30	0.25	0.21	0.19	0.16	0.14	0.12	0.11	0.09	0.08
14	0.58	0.66	0.72	0.77	0.80	0.83	0.85	0.87	0.89	0.90	0.91	0.92	0.93	0.94	0.47	0.38	0.31	0.26	0.23	0.20	0.17	0.15	0.13	0.11
16	0.62	0.70	0.75	0.79	0.82	0.85	0.87	0.88	0.90	0.91	0.92	0.93	0.94	0.95	0.95	0.96	0.49	0.39	0.33	0.28	0.24	0.20	0.18	0.16
18	0.66	0.74	0.79	0.82	0.85	0.87	0.89	0.90	0.92	0.93	0.94	0.94	0.95	0.96	0.96	0.97	0.97	0.97	0.50	0.40	0.33	0.28	0.24	0.21

Reproducido con permiso de 1985 *Fundamentals ASHRAE Handbook & Product Directory*.

Fuente: (Domínguez & Herrera, 2004)