

UNIVERSIDAD ADOLFO IBAÑEZ

TESIS DE TÍTULO Y MAGÍSTER

**SIMULACIÓN Y ANÁLISIS DE SISTEMAS DE
REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN
IMPULSADOS POR ENERGÍA TERMO SOLAR
EN MINAS SUBTERRÁNEAS CHILENAS Y
AUSTRALIANAS**

Autor:
José Ignacio Raccoursier
Izquierdo

Profesores guía:
Aymeric Girard
Carlos Silva

*Tesis para optar al título de Ingeniería Civil en Energía y Medioambiente y
al grado de Magíster en Ciencias de la Ingeniería: Energía y Medioambiente
de la*

Facultad de Ingeniería y Ciencias

8 de febrero de 2022



FACULTAD DE
INGENIERÍA Y CIENCIAS



UNIVERSIDAD ADOLFO IBAÑEZ

Resumen

Facultad de Ingeniería y Ciencias

Ingeniería Civil en Energía y Medioambiente y
al grado de Magíster en Ciencias de la Ingeniería: Energía y Medioambiente

SIMULACIÓN Y ANÁLISIS DE SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN IMPULSADOS POR ENERGÍA TERMO SOLAR EN MINAS SUBTERRÁNEAS CHILENAS Y AUSTRALIANAS

por José Ignacio Raccoursier Izquierdo

El cambio climático y el deterioro de los ecosistemas causado por industrias como la minera y energética han generado la necesidad de crear, desarrollar e implementar nuevas tecnologías más eficientes y amigables con el medioambiente.

Bajo esta mirada, se estudió la factibilidad de incorporar un nuevo sistema de refrigeración para las minas subterráneas.

Para lograr el objetivo anterior, se realizó una investigación sobre los principales métodos de refrigeración en la minería, así como también de los diferentes sistemas de refrigeración impulsados por energía solar y térmica. A partir de la información recabada se planteó simular un sistema de refrigeración por absorción (Li+Br) de efecto simple optimizado (SRAO), impulsado por un equipo solar termodinámico (EST).

Esta configuración busca reemplazar el uso del tradicional *Bulk air cooler* (BAC), tecnología que ha sido utilizada en diversas minas subterráneas del mundo.

Para simular el comportamiento del SRAO y el EST se desarrolló un código Phyton, el cual permite determinar las necesidades y condiciones de operación de la configuración planteada.

Los resultados obtenidos muestran que es factible la incorporación de esta configuración, la cual presenta ventajas sobre un SRAO impulsado por colectores solares (CS), en dos ámbitos. No existe la necesidad de un estanque de acumulación y se logra una disminución de la superficie utilizada. La desventaja del SRAO-EST, corresponde a la generación de agua caliente a 90°C con el EST. Esto debido a las altas temperaturas que debe alcanzar el refrigerante, lo que se traduce en un alto consumo eléctrico del compresor.

Para finalizar, es necesario mencionar que, para determinar cuál sistema de refrigeración termo solar es recomendable, se requiere de un análisis económico y ambiental, mientras que, al comparar estas tecnologías, desde un punto de vista técnico con el sistema BAC, es preferible el uso de este último.

Palabras clave: Minas subterráneas, Refrigeración por absorción, Equipo solar termodinámico, Agua caliente sustentable.

Reconocimientos

Para comenzar, quiero agradecer a los pilares fundamentales de mi vida, mi familia. Con mucho cariño y amor agradezco a Dios por la increíble familia a la que me ha enviado, de la cual siento un profundo orgullo.

Dedico las siguientes palabras a las personas que me dieron la vida, mi mamá y mi papá. Ambos han sido ejemplos a seguir y les doy las gracias por formarme con cariño y amor todos los días de sus vidas. Fue un trabajo y camino duro, pero todos los esfuerzos valieron la pena. Quiero agradecerles por apoyarme en todas las decisiones que he tomado en la vida y por guiarme en los momentos de incertidumbre. Nadie más que ustedes, deberían sentirse orgullosos por la persona que soy hoy. También les quiero agradecer por darme un hermano, un compañero de vida inigualable. Juancris, eres una persona increíble y te quiero agradecer por las cosas que me has enseñado durante la vida y también por los lindos momentos que hemos vivido juntos, nunca los olvidaré. Espero con ansias ver que nos depara el destino y estoy seguro de que serán cosas muy buenas.

He sido afortunado en la vida y lo digo porque he podido compartir con todos mis abuelos. A cada uno de ustedes, les doy las gracias por las enseñanzas y momentos inolvidables que me han dejado en vida. Sus virtuosas palabras, cobran cada más sentido y los valores que sembraron desde que era pequeño, me servirán de por vida. También agradecer a mi tíos y primos, por el cariño incondicional que me han dado.

Quiero agradecer a mi colegio, profesores y compañeros, con quien compartí una gran parte de mi vida y momentos que llevaré siempre en mi corazón.

Me corresponde agradecer a mi grupo de familia y mis amigos de la vida. Nicolás, Cristián, Fernanda y Catalina, simplemente agradecido, por todo lo vivido.

Quiero agradecer a mi universidad, por darme un espacio donde pude crecer tanto en el ámbito intelectual como personal. El paso por esta institución ha dejado un sin número de recuerdos felices, que valoro profundamente. Agradezco a las personas que ahí conocí, en especial a quienes con el tiempo se volvieron mi grupo de amigos. Felipe, Eduardo, Oscar, Joaquín y Sergio. No me cabe duda que nuestra amistad será para toda la vida.

Quiero agradecer a todos los compañeros de trabajo que tuve en los diferentes grupos universitarios y extracurriculares. Especial agradecimiento a las personas con las que compartí y trabajé en el Centro de Estudiantes de Ingeniería, JING, Sueños de Navidad y el Rotary Youth Exchange Program.

Agradecer a todos los profesores con los que tuve clases y en especial a los que formaron desde un comienzo, con los temas que me apasionan. Este agradecimiento va en materia ambiental al profesor José Luis Campos y en materia energética a José Maldifassi. En la misma línea, quiero agradecer a mis profesores guías, quienes me apoyaron, entusiasmaron y guiaron para dar término a mi carrera profesional y también la obtención de mi grado de maestría.

Finalmente, quiero agradecer profundamente a la mujer que me acompañó durante todo este proceso, a quien me impulsó y me desafió a sacar este proyecto adelante, a quien constantemente me desafía a ser una mejor persona, a quien admiro y respeto por su paciencia e inteligencia. Caterina, eres una compañera increíble y espero siempre poder compartir contigo, todos mis logros.

Índice general

Resumen	I
Reconocimientos	II
1. Descripción de la oportunidad	1
1.1. Oportunidad y su cuantificación	1
1.2. Causas de la existencia de esta oportunidad	2
1.3. ¿Como la tesis ayudará a abordar esta oportunidad?	2
2. Estado del arte	3
2.1. Energía térmica	3
2.1.1. Mecanismos de transferencia de calor	3
Conducción	3
Convección	3
Radiación	4
2.1.2. Energía solar en la superficie terrestre	5
2.1.3. Energía térmica atmosférica	5
2.1.4. Energía geotérmica	5
2.2. Procesos: Minería del cobre	6
2.2.1. Mina subterránea: Proceso de extracción	7
Exploración	7
Perforación	7
Tronadura	8
Carguío y transporte	8
2.2.2. Planta concentradora	8
Chancado	8
Molienda	9
Flotación	9
Sedimentación y filtrado	10
2.2.3. Planta de función	10
Secado	10
Fusión	11
Conversión	11
Piro refinación	11
Electro refinación	11
Limpieza de cátodos	11
2.2.4. Planta tratamiento de relaves	11
2.2.5. Planta con servicios de agua y recirculación	12
2.2.6. Planta de oxígeno	14
2.2.7. Planta de aire vapor	14
2.2.8. Planta de ácido	14
2.2.9. Limpieza de equipos suplementarios	14

2.3.	Calor en la extracción: Túneles a altas temperaturas	15
2.3.1.	Fuentes de generación de calor	15
2.3.2.	Problemática del calor en la minería	18
2.3.3.	Relevancia para la industria minera	18
2.3.4.	Refrigeración minera alrededor del mundo	18
2.3.5.	Soluciones existentes	19
2.4.	Refrigeración	20
2.4.1.	Ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor	21
2.4.2.	Sistemas de refrigeración por absorción (SRA)	22
	SRA de efecto simple (Li+Br)	23
	SRA de efecto simple (Li+Br) optimizado (SRAO)	23
2.4.3.	Refrigeración en la minería	24
	Bulk air cooler (BAC)	24
	Refrigeración solar: Eléctrica	26
	Refrigeración solar: Térmica	27
	Refrigeración termo mecánica	27
	Refrigeración in situ	29
2.4.4.	Refrigeración en la minería: Comparación de tecnologías	31
2.4.5.	Refrigeración en la minería: Problemáticas	31
2.5.	Bomba de calor	32
2.5.1.	Equipo solar termodinámico (EST)	33
	Refrigerantes: R134a y R407C	34
	Panel solar termodinámico (PST)	35
	Compresor	35
	Condensador: Intercambiador de calor	35
	Válvula de expansión	35
	Termo acumulador	35
2.6.	Sistema de refrigeración por absorción de efecto simple optimizado impulsado por un colector solar (SRAO-CS)	36
2.7.	Sistema de refrigeración por absorción de efecto simple optimizado impulsado por un equipo solar termodinámico (SRAO-EST)	37
2.8.	Chile y el mundo frente a esta oportunidad	38
2.9.	Minería chilena	38
2.9.1.	Minería subterránea chilena	39
2.9.2.	Empresas de la gran minería subterránea chilena	40
2.9.3.	Mina: El Teniente	41
	Ubicación geográfica	41
	Potencial ambiental	42
	Potencial solar	42
	Potencial eólico	43
	Necesidad de refrigeración	43
2.10.	Minería australiana	44
2.10.1.	Minería subterránea australiana	44
2.10.2.	Mina: Enterprise	45
	Ubicación geográfica	45
	Potencial ambiental	45
	Potencial solar	46
	Potencial eólico	46
	Necesidad de refrigeración	47
2.11.	Proyectos en desarrollo	48
2.12.	Patentes y registros de propiedad intelectual	49

2.13. Estándares, reglamentos y normas: Chile y el extranjero	49
3. Hipótesis, objetivo general y objetivos específicos	50
3.1. Hipótesis	50
3.2. Objetivos generales	50
3.3. Objetivos específicos	50
4. Metodología	51
4.1. Metodología de cálculo: SRA (Li+Br)	51
4.1.1. Suposiciones	51
4.1.2. Limitaciones	51
4.1.3. Modelo	52
4.1.4. Modelo matemático	53
Flujo másico de agua de condensación	55
Flujo másico de agua de refrigeración	56
Flujo másico de agua de generación	56
4.1.5. Resultados del modelo	57
4.2. Metodología de cálculo: SRAO	58
4.3. Metodología de cálculo: EST	60
4.3.1. Suposiciones	60
4.3.2. Limitaciones	60
4.3.3. Modelo	60
4.3.4. Modelo matemático	61
Resistencia térmica de radiación (R_{rad})	62
Resistencia térmica por convección forzada ($R_{conv,f}$)	63
Resistencia térmica por convección natural ($R_{conv,n}$)	63
Resistencia equivalente	64
Cálculo de la potencia disponible	65
Ciclo termodinámico ideal del EST para impulsar el SRAO	65
Recomendaciones	67
Flujo de calor de evaporación y flujo másico del refrigerante	67
Trabajo del compresor	67
El flujo de calor del condensador	68
Coeficiente de rendimiento	68
4.3.5. Modelo EST para impulsar el SRAO	68
5. Resultados	70
I Resultados Código SRAO	71
5.1. Resultados: Mina Enterprise	72
5.2. Resultados: Mina El Teniente	73
II Resultados Código EST	74
5.3. Resultados: Mina Enterprise	75
5.3.1. Caso 1: Sin radiación, temperatura ambiente mínima y velocidad de viento promedio	75
PST horizontal	75
PST vertical	77
5.3.2. Caso 2: Con radiación, temperatura ambiente máxima y velocidad de viento promedio	78

PST horizontal	79
PST vertical	79
5.4. Resultados: Mina El Teniente	80
5.4.1. Caso 1: Sin radiación, temperatura ambiente mínima y veloci- dad de viento mínima	80
PST horizontal	81
PST vertical	82
5.4.2. Caso 2: Sin radiación, temperatura ambiente mínima y veloci- dad de viento máxima	82
PST horizontal	83
PST vertical	84
5.4.3. Caso 3: Con radiación, temperatura ambiente máxima y velo- cidad de viento mínima	85
PST horizontal	85
PST vertical	86
5.4.4. Caso 4: Con radiación, temperatura ambiente máxima y velo- cidad de viento máxima	87
PST horizontal	87
PST vertical	88
6. Discusión de los resultados	89
6.1. Configuración del sistema de refrigeración planteado	89
6.2. Metodología de cálculo	89
6.3. Eficiencia del sistema SRAO-EST	89
6.4. Comparación técnica SRAO-CS y SRAO-EST	90
6.5. Comparación técnica BAC con un SRAO-EST	91
6.6. Validación de los resultados	91
6.6.1. Influencia de la radiación global sobre el COP real	92
6.6.2. Influencia de la temperatura ambiente sobre el COP real	92
6.6.3. Influencia de la velocidad del viento sobre el COP real	93
6.6.4. COP real y eficiencia del PST anual	93
6.6.5. Conclusión de validación	93
7. Conclusiones	94
8. Proyecciones	95
Bibliografía	96
Apéndice	101
A. Simulación SRAO (Li+Br)	102
A.1. Código Phyton	103
B. Simulación EST	107
B.1. Código Phyton	107
B.2. Mina Enterprise: EST impulsando un SRAO de 34 MWR	115
B.2.1. Caso 1: Sin radiación, temperatura ambiente mínima y veloci- dad de viento promedio	115
PST instalados horizontalmente (inclinados)	117
PST instalados verticalmente	118

B.2.2.	Caso 2: Con radiación, temperatura ambiente máxima y velocidad de viento promedio	121
	PST instalados horizontalmente (inclinados)	123
	PST instalados verticalmente	125
B.3.	Mina El Teniente: EST impulsando un SRAO de 1 MWR	127
B.3.1.	Caso 1: Sin radiación, temperatura ambiente mínima y velocidad de viento mínima	127
	PST instalados horizontalmente (inclinados)	129
	PST instalados verticalmente	131
B.3.2.	Caso 2: Sin radiación, temperatura ambiente mínima y velocidad de viento máxima	132
	PST instalados horizontalmente (inclinados)	135
	PST instalados verticalmente	137
B.3.3.	Caso 3: Con radiación, temperatura ambiente máxima y velocidad de viento mínima	139
	PST instalados horizontalmente (inclinados)	141
	PST instalados verticalmente	143
B.3.4.	Caso 4: Con radiación, temperatura ambiente máxima y velocidad de viento máxima	145
	PST instalados horizontalmente (inclinados)	147
	PST instalados verticalmente	149

Índice de figuras

2.1. Mecanismos de transferencia de calor [1]	4
2.2. Balance de la radiación solar en la tierra [2]	5
2.3. Procesos de la minería del cobre	6
2.4. Procesos de extracción	7
2.5. Procesos de exploración	7
2.6. Tipos de chancadores [3]	9
2.7. Molinos SAG [4] y molino tradicional [5]	9
2.8. Proceso de flotación [6]	10
2.9. Sedimentador [7]	10
2.10. Deposito de relaves: Método de aguas arriba [8]	12
2.11. Deposito de relaves: Método de línea central [8]	12
2.12. Deposito de relaves: Método de aguas abajo [8]	12
2.13. Planta de tratamiento de lodos activados [9]	13
2.14. Planta de desalinización por osmosis inversa [10]	13
2.15. Planta de ácido sulfúrico [11]	14
2.16. Fuentes de generación de calor: Mina Enterprise [12]	15
2.17. Gradiente geotérmico y presión por soterramientos [13]	16
2.18. Variación de la presión del aire con relación a la profundidad de una mina con gradientes geotérmicos de $\alpha = 10, 30$ y 50 [$^{\circ}\text{K}/\text{km}$] [14]	16
2.19. Sistema de refrigeración utilizado por profundidad y temperatura [15]	19
2.20. Esquema y diagrama T-s del refrigerador de Carnot [16]	20
2.21. Esquema del ciclo de refrigeración por compresión [16]	21
2.22. Diagrama T-s: Refrigeración por compresión [16]	21
2.23. Diagrama P-h: Refrigeración por compresión [16]	21
2.24. Tipos de sistemas de refrigeración por absorción [17]	22
2.25. Esquema de componentes de un SRA de simple efecto [18]	23
2.26. SRAO [18]	23
2.27. Esquema del SRAO [19]	24
2.28. Esquema de funcionamiento de un BAC [15]	24
2.29. Esquema de un BAC integrado en un mina subterránea [18]	25
2.30. BAC: COP previo y posterior a los sistemas de optimización energética [15]	25
2.31. Refrigeración solar eléctrica: Inversor	26
2.32. Refrigeración solar eléctrica: Motor DC [18]	26
2.33. Sistema de refrigeración solar térmica: SRA-CS de efecto simple [18]	27
2.34. Sistema de enfriamiento por eyección solar (a) , eyector solar (b) [18]	28
2.35. Expansor-compresor solar de pistón. [20]	28
2.36. Ciclo de refrigeración de Rankine separado (a), ciclo de refrigeración de Rankine combinado (b) [18]	29
2.37. Sistema de refrigeración con tubos vortex (a), estructura de flujos al interior del tubo vortex (b) [15]	29
2.38. Sistema de refrigeración por eyección de vapor [15]	30

2.39. Planta de refrigeración de hielo [15]	30
2.40. Ciclo de una bomba de calor [21]	32
2.41. Tipos de sistemas de refrigeración por absorción [17]	32
2.42. Esquema de un EST	33
2.43. Diagrama de un EST domestico para ACS	33
2.44. Panel solar termodinámico [22]	35
2.45. Esquema CS impulsando un SRAO [18]	36
2.46. EST impulsando un SRAO	37
2.47. Energía combustible y eléctrica por producción de C_u [23]	39
2.48. Consumo de combustible y eléctrico por proceso [23]	39
2.49. Ubicación geográfica de la Mina El Teniente [24]	41
2.50. Instalaciones de la Mina El Teniente [24]	41
2.51. Temperatura promedio ambiental: Mina El Teniente	42
2.52. Radiación global máxima: El Teniente	42
2.53. Velocidad promedio del viento: Mina El Teniente	43
2.54. Distribución de las minas en Australia [25]	44
2.55. Ubicación geográfica: Mina Enterprise	45
2.56. Temperatura promedio ambiental: Mina Enterprise	46
2.57. Radiación global máxima: Enterprise	46
2.58. Velocidad promedio del viento: Mina Enterprise	47
2.59. Sistema de refrigeración SRA-CS, con almacenamiento de hielo [19]	48
2.60. Plano de instalación de un sistema de refrigeración SRA-CS, con almacenamiento de hielo [19]	48
4.1. SRA de efecto simple (Li+Br) [26]	52
4.2. Diagrama SRAO-Intercambiador de calor [18]	59
4.3. Modelo de un equipo solar termodinámico	61
4.4. Modelo de absorción y resistencias térmicas de un PST [22]	62
5.1. COP real anual: PST horizontal y verticalmente instalados	75
5.2. Trabajo real del compresor anual	76
5.3. Calor disponible anual con un PST	76
5.4. Calor producido en el condensador anual con un PST	77
5.5. COP real anual: PST horizontal y verticalmente instalados	78
5.6. Trabajo real del compresor anual: PST horizontal y verticalmente instalados	78
5.7. Calor disponible anual con un PST	79
5.8. Calor disponible anual con un PST	79
5.9. COP real anual: PST horizontal y verticalmente instalados	80
5.10. Trabajo real del compresor anual: PST horizontal y verticalmente instalados	80
5.11. Calor disponible anual con un PST	81
5.12. Calor disponible anual con un PST	81
5.13. COP real anual: PST horizontal y verticalmente instalados	82
5.14. Trabajo real del compresor anual: PST horizontal y verticalmente instalados	82
5.15. Calor disponible anual con un PST	83
5.16. Calor disponible anual con un PST	84
5.17. COP real anual: PST horizontal y verticalmente instalados	85
5.18. Trabajo real del compresor anual: PST horizontal y verticalmente instalados	85

5.19. Calor disponible anual con un PST	86
5.20. Calor disponible anual con un PST	86
5.21. COP real anual: PST horizontal y verticalmente instalados	87
5.22. Trabajo real del compresor anual: PST horizontal y verticalmente instalados	87
5.23. Calor disponible anual con un PST	88
5.24. Calor disponible anual con un PST	88
6.1. Gráficos COP vs $[R_g, T_{amb}, V_w]$; COP & η_{PST} anual [27]	91
6.2. Influencia de la radiación solar sobre el COP real para los resultados obtenidos	92
6.3. Influencia de la temperatura ambiente sobre el COP real para los resultados obtenidos	92
6.4. Influencia de la velocidad del viento sobre el COP real para los resultados obtenidos	93
A.1. Código SRAO 1	103
A.2. Código SRAO 2	104
A.3. Código SRAO 3	105
A.4. Código SRAO 4	106
B.1. Código EST Mina Enterprise: Caso 1	107
B.2. Código EST Mina Enterprise: Caso 1	108
B.3. Código EST Mina Enterprise: Caso 1	109
B.4. Código EST Mina Enterprise: Caso 1	110
B.5. Código EST Mina Enterprise: Caso 1	111
B.6. Código EST Mina Enterprise: Caso 1	112
B.7. Código EST Mina Enterprise: Caso 1	113
B.8. Código EST Mina Enterprise: Caso 1	114

Índice de tablas

2.1. Consumo de Combustible [kWh] en Transporte Mina Subterránea [23]	8
2.2. Calor liberado al ambiente por camiones y cargadores eléctricos y diésel [28]	17
2.3. Tasas de calor metabólico excedente de acuerdo con el nivel de actividad [29]	17
2.4. COP para diferentes sistemas de refrigeración solar [18]	31
2.5. Propiedades físicas del R134a [22]	34
2.6. Propiedades físicas del R407C [22]	34
2.7. Equipos eléctricos utilizados en las minas subterráneas [23]	40
2.8. Empresas de la gran minería subterránea chilena [23]	40
2.9. El Teniente: Temperatura ambiental promedio [24]	42
2.10. El Teniente: Radiación global promedio [24]	42
2.11. El Teniente: Velocidad promedio del viento [24]	43
2.12. Enterprise: Temperatura ambiental promedio [30]	45
2.13. Enterprise: Radiación promedio mensual [30]	46
2.14. Enterprise: Velocidad promedio del viento mensual [30]	46
2.15. Potencia eléctrica de los equipos utilizados en el sistema BAC [18]	47
2.16. Familia de patentes donde se encuentran los equipos de refrigeración por absorción [31]	49
2.17. Patentes de sistemas de refrigeración por absorción [31]	49
4.1. Valores de entrada para el SRA (Li+Br) [18]	52
4.2. Resultados obtenidos para el funcionamiento de un SRA de efecto simple (Li+Br) [26]	57
4.3. Transferencias de calor de los componentes y COP del SRA de efecto simple (Li+Br) [26]	58
4.4. Flujos máscicos de agua de condensación, refrigeración y generación	58
5.1. Parámetros óptimos de diseño de un SRAO (Li+Br)	72
5.2. Transferencia de calor en cada uno de los componentes del SRAO (Li+Br)	72
5.3. Flujos máscicos de agua en la generación, condensación y refrigeración del SRAO (Li+Br)	72
5.4. Parámetros óptimos de diseño de un SRAO (Li+Br)	73
5.5. Transferencia de calor en cada uno de los componentes del SRAO (Li+Br)	73
5.6. Flujos máscicos de agua en la generación, condensación y refrigeración del SRAO (Li+Br)	73
B.1. Datos ambientales, temperatura de evaporación y del refrigerante en el PST	115
B.2. Propiedades del aire	115
B.3. Propiedades del aire en la capa límite	116

B.4. Estados termodinámicos del R134a en el EST (1)	116
B.5. Estados termodinámicos del R134a en el EST (2)	116
B.6. Resistencia térmica de radiación, convección forzada, convección natural y calor disponible con un PST	117
B.7. Calor disponible y generado en el condensador por un PST	117
B.8. Calor generación del SRAO y calor en el condensador y evaporador, flujo másico, potencia compresor ideal y real del EST	118
B.9. COP ideal y real número de Paneles solares termodinámicos	118
B.10. Resistencia térmica de radiación, convección forzada, convección natural y calor disponible con un PST	119
B.11. Calor disponible y generado en el condensador por un PST	119
B.12. Calor generación del SRAO y calor en el condensador y evaporador, flujo másico, potencia compresor ideal y real del EST	120
B.13. COP ideal y real número de Paneles solares termodinámicos	120
B.14. Datos ambientales, temperatura de evaporación y del refrigerante en el PST	121
B.15. Propiedades del aire	121
B.16. Propiedades del aire en la capa límite	122
B.17. Estados termodinámicos del R134a en el EST (1)	122
B.18. Estados termodinámicos del R134a en el EST (2)	122
B.19. Resistencia térmica de radiación, convección forzada, convección natural y calor disponible con un PST	123
B.20. Calor disponible y generado en el condensador por un PST	123
B.21. Calor generación del SRAO y calor en el condensador y evaporador, flujo másico, potencia compresor ideal y real del EST	124
B.22. COP ideal y real número de Paneles solares termodinámicos	124
B.23. Resistencia térmica de radiación, convección forzada, convección natural y calor disponible con un PST	125
B.24. Calor disponible y generado en el condensador por un PST	125
B.25. Calor generación del SRAO y calor en el condensador y evaporador, flujo másico, potencia compresor ideal y real del EST	126
B.26. COP ideal y real número de Paneles solares termodinámicos	126
B.27. Datos ambientales, temperatura de evaporación y del refrigerante en el PST	127
B.28. Propiedades del aire	127
B.29. Propiedades del aire en la capa límite	128
B.30. Estados termodinámicos del R134a en el EST (1)	128
B.31. Estados termodinámicos del R134a en el EST (2)	128
B.32. Resistencia térmica de radiación, convección forzada, convección natural y calor disponible con un PST	129
B.33. Calor disponible y generado en el condensador por un PST	129
B.34. Calor generación del SRAO y calor en el condensador y evaporador, flujo másico, potencia compresor ideal y real del EST	130
B.35. COP ideal y real número de Paneles solares termodinámicos	130
B.36. Resistencia térmica de radiación, convección forzada, convección natural y calor disponible con un PST	131
B.37. Calor disponible y generado en el condensador por un PST	131
B.38. Calor generación del SRAO y calor en el condensador y evaporador, flujo másico, potencia compresor ideal y real del EST	132
B.39. COP ideal y real número de Paneles solares termodinámicos	132

B.40. Datos ambientales, temperatura de evaporación y del refrigerante en el PST	133
B.41. Propiedades del aire	133
B.42. Propiedades del aire en la capa límite	133
B.43. Estados termodinámicos del R134a en el EST (1)	134
B.44. Estados termodinámicos del R134a en el EST (2)	134
B.45. Resistencia térmica de radiación, convección forzada, convección natural y calor disponible con un PST	135
B.46. Calor disponible y generado en el condensador por un PST	135
B.47. Calor generación del SRAO y calor en el condensador y evaporador, flujo másico, potencia compresor ideal y real del EST	136
B.48. COP ideal y real número de Paneles solares termodinámicos	136
B.49. Resistencia térmica de radiación, convección forzada, convección natural y calor disponible con un PST	137
B.50. Calor disponible y generado en el condensador por un PST	137
B.51. Calor generación del SRAO y calor en el condensador y evaporador, flujo másico, potencia compresor ideal y real del EST	138
B.52. COP ideal y real número de Paneles solares termodinámicos	138
B.53. Datos ambientales, temperatura de evaporación y del refrigerante en el PST	139
B.54. Propiedades del aire	139
B.55. Propiedades del aire en la capa límite	140
B.56. Estados termodinámicos del R134a en el EST (1)	140
B.57. Estados termodinámicos del R134a en el EST (2)	140
B.58. Resistencia térmica de radiación, convección forzada, convección natural y calor disponible con un PST	141
B.59. Calor disponible y generado en el condensador por un PST	141
B.60. Calor generación del SRAO y calor en el condensador y evaporador, flujo másico, potencia compresor ideal y real del EST	142
B.61. COP ideal y real número de Paneles solares termodinámicos	142
B.62. Resistencia térmica de radiación, convección forzada, convección natural y calor disponible con un PST	143
B.63. Calor disponible y generado en el condensador por un PST	143
B.64. Calor generación del SRAO y calor en el condensador y evaporador, flujo másico, potencia compresor ideal y real del EST	144
B.65. COP ideal y real número de Paneles solares termodinámicos	144
B.66. Datos ambientales, temperatura de evaporación y del refrigerante en el PST	145
B.67. Propiedades del aire	145
B.68. Propiedades del aire en la capa límite	146
B.69. Estados termodinámicos del R134a en el EST (1)	146
B.70. Estados termodinámicos del R134a en el EST (2)	146
B.71. Resistencia térmica de radiación, convección forzada, convección natural y calor disponible con un PST	147
B.72. Calor disponible y generado en el condensador por un PST	147
B.73. Calor generación del SRAO y calor en el condensador y evaporador, flujo másico, potencia compresor ideal y real del EST	148
B.74. COP ideal y real número de Paneles solares termodinámicos	148
B.75. Caption	149
B.76. Calor disponible y generado en el condensador por un PST	149

B.77. Calor generación del SRAO y calor en el condensador y evaporador, flujo másico, potencia compresor ideal y real del EST	150
B.78. COP ideal y real número de Paneles solares termodinámicos	150

Lista de Abreviaciones

SRA	Sistema de R efrigeración por A bsorción
SRA0	Sistema de R efrigeración por A bsorción de efecto simple O ptimizado (Li+Br)
EST	Equipo S olar T ermodinámico
CS	C olector S olar
BAC	<i>Bulk Air Cooler</i> – Enfriador de aire
PST	P anel S olar T ermodinámico
AC/S	Agua C aliente / S anitaria
PGD	P ulgada de D iametro
CC	C orriente C ontinua
CA	C orriente A lterna
PV	P hotovoltaic P anel – Panel solar fotovoltaico
Li+Br	Mezcla de B romuro de L itio
TM/F	T oneladas M étricas F inas
US\$	<i>United States Dollar</i> – Dolar estadounidense
COP	<i>Coefficient Of Performance</i> – Coeficiente de rendimiento
COP_{BC}	COP bombas de calor
COP_r	COP de refrigeración
$^{\circ}[K]$	Grados Kelvin
$^{\circ}[C]$	Grados Celsius
w	Trabajo
$\dot{W}$	Potencia
W	Watt
kWh	Kilo Watt hora
MWR	Mega Watt de Refrigeración
MWe	Mega Watt eléctrico
MWt	Mega Watt térmico
m	Metro
q	Calor
$\dot{Q}$	Flujo de calor
S	Azufre
O_2	Dioxígeno
SO_2	Dióxido de azufre
h	Entalpía
$\dot{m}$	Flujo másico
C	Concentración
X	Tasa de flujo másico
x	Calidad o título de vapor
P	Presión
η	Eficiencia
s	Entropía
T	Temperatura
PJ	Peta Joule

Capítulo 1

Descripción de la oportunidad

A medida que los yacimientos mineros son explotados de manera subterránea, los túneles donde se realiza la extracción del mineral se vuelven más profundos. A mayor profundidad, aumenta la presión y temperatura del aire. Para contrarrestar estos efectos, en primera instancia, se utilizan sistemas de ventilación, los cuales ayudan a disminuir las temperaturas al interior de los túneles ingresando aire fresco, seco y limpio, además de ayudar a extraer polvo y gases contaminantes producidos por la maquinaria minera en los procesos de extracción y transporte.

Cuando los sistemas de ventilación por si solos no pueden contrarrestar el aumento de la temperatura del aire en los túneles, acción producida principalmente por los fenómenos de auto compresión y el gradiente geotérmico, es necesario recurrir a los sistemas de refrigeración.

1.1. Oportunidad y su cuantificación

A lo largo del mundo los túneles de las minas subterráneas aumentan cada vez más su profundidad y un ejemplo de esto son las minas de carbón chinas que lo hacen en 20[m] por año [32]. En Chile a futuro se espera que las minas a rajo abierto migren a minas subterráneas debido que la rentabilidad es mayor en este tipo de explotación cuando la ley del mineral decrece, además de producir menores impactos medioambientales [33]. A pesar de los efectos positivos mencionados con anterioridad, las operaciones de las minas subterráneas son más complejas, ya que se deben adquirir nuevos estándares de seguridad por los posibles estallidos de rocas, incorporación de sistemas de ventilación y altas temperaturas [33], las cuales se controlan con sistemas de refrigeración.

Por lo tanto, se plantea estudiar un sistema de refrigeración por absorción (Li+Br) de efecto simple optimizado (SRAO), impulsado por un equipo solar termodinámico (EST). Esto debido a que los SRAO suelen ser sistemas simples y confiables con eficiencias de un (90 %) y, por otra parte, para impulsar este sistema se plantea un EST, el cual permite generar agua caliente de manera eficiente y sostenible a partir de la energía atmosférica y solar.

Para justificar el uso de estas tecnologías, se usa en primer lugar los resultados obtenidos por S. Zhu y S. Wu en su publicación *"An underground air-route temperature prediction model for ultra-deep coal mines"* [32], donde se concluye que los sistemas de enfriamiento de agua corresponden a los sistemas más eficientes y económicos para acondicionar el aire en las minas. Por otra parte, también se utilizan los resultados obtenidos por R.M. Lazzarin en su publicación *"Solar cooling: PV or thermal?"*

A thermodynamic and economical analysis" [34], donde se demuestra que los sistemas de refrigeración termo solares son más eficientes y económicamente viables que los sistemas de refrigeración electro solares.

Para determinar la factibilidad técnica de la implementación de ambas tecnologías, con el fin de acondicionar la temperatura del aire en los túneles, se toman en consideración las siguientes variables la temperatura del aire, la velocidad del viento y la radiación solar. Se presentan casos con las condiciones más favorables y desfavorables, permitiendo dimensionar el sistema bajo el peor escenario. Dimensionando el número de PST bajo el peor escenario se podría suplir las necesidades del SRAO en todo momento y además, se podría utilizar el remanente de agua caliente producida en los meses de verano para otros procesos mineros como el lavados de cátodos y ánodos, pilas de lixiviación, proceso de lixiviación, entre otros. El estudio relacionado con lo anterior, no se realizó en esta tesis.

1.2. Causas de la existencia de esta oportunidad

La necesidad de refrigeración en las minas subterráneas se hace cada vez más común y esto se debe principalmente a que los túneles mineros se vuelven más profundos. Desde el punto de vista natural, al aumentar la profundidad de los túneles, se generan dos fenómenos que aumentan la temperatura del aire al interior de los túneles. Primero está la auto compresión del aire y luego el gradiente geotérmico, los cuales son responsables del 75 % del calor entregado al aire en los túneles [12].

El resto del porcentaje se adjudica a procesos como las tornaduras mineras y geología de la roca (8 %), uso de equipos eléctricos y diésel (14 %) y presencia de agua en los túneles (3 %) [12].

1.3. ¿Como la tesis ayudará a abordar esta oportunidad?

En esta tesis se plantea un sistema de refrigeración de absorción (Li+Br) de efecto simple optimizado impulsado por un equipo solar termodinámico (SRAO-EST). Ambas tecnologías son modeladas en Phytion, generando como resultado el dimensionamiento de ambos sistemas, a partir de las variables de entradas, las cuales corresponden a las condiciones ambientales donde se encuentra la mina, su respectiva necesidad de refrigeración y las características propias de los elementos que componen un EST (PST, compresor, condensador y válvula de expansión).

En la tesis se busca observar las ventajas y desventajas técnicas del sistema de refrigeración planteado (SRAO-EST), con el sistema de refrigeración planteado por Simon Greig, el cual consta de un SRAO impulsado por colectores solares (SRAO-CS) [18].

Además, se hace una comparación del SRAO-EST con el *Bulk air cooler* (BAC) más grande del mundo, el cual tiene un COP de 5,6 cuando alcanza los 34 MWR. Este sistema de refrigeración se encuentra instalado en la Mina Enterprise (Australia) [35].

Finalmente, se realiza una simulación del SRAO-EST para la Mina El Teniente (Chile), donde se plantea generar 1 MWR.

Capítulo 2

Estado del arte

2.1. Energía térmica

La energía térmica corresponde a una manifestación de la energía en forma de calor. En un sistema termodinámico equilibrado, se podría definir como la energía interna que es proporcional a su temperatura absoluta. Esta energía puede variar por una pérdida o ganancia de energía, manifestada en forma de calor, de trabajo o ambos.

2.1.1. Mecanismos de transferencia de calor

El calor se puede transferir de tres formas y en todos los casos se necesita una diferencia de temperatura para que se genere un flujo energético llamado flujo de calor.

De manera natural el flujo de calor estará dirigido desde el sistema con mayor temperatura al de menor temperatura, lo cual no implica un gasto energético. Si se desea cambiar el sentido del flujo es necesario aportar energía externa al sistema.

Existen tres mecanismos de transferencia de calor, la conducción, la convección y la radiación.

Conducción

Es la transferencia de calor entre cuerpos que entran en contacto a diferentes temperaturas, sin intercambio de materia. El calor fluye de uno a otro, por medio del contacto entre las partículas que los componen, las cuales tienen almacenada energía cinética y potencial (energía interna).

La conductividad térmica (K) es la propiedad que permite determinar la capacidad de un material a conducir calor y la resistividad térmica (r) corresponde a la propiedad inversa.

La conducción también se puede dar en un fluido estático que ha recibido calor. Esto se debe a un análisis molecular, donde las moléculas al adquirir energía térmica entran en movimiento, generándose colisiones, las cuales permiten la rápida transferencia de calor por conducción entre moléculas [1].

Convección

Se define como la transferencia de calor por medio del movimiento de un fluido. Un fluido es un cuerpo que tiene la propiedad de fluir sin rigidez y elasticidad, propiedades generalmente observadas en los líquidos y gases.

Existen dos tipos de convección, la natural y la forzada, las cuales se explican a continuación.

- **Convección natural:** Convección generada por las fuerzas de flotabilidad inducidas por los cambios en la densidad del fluido, cuando se produce la transferencia de calor. Al aumentar la temperatura del fluido en una zona, se genera una disminución en su densidad, desplazándolo hacia arriba. Al mismo tiempo el fluido más denso (más frío) tomará su lugar y será calentado, generando nuevamente el ciclo.
- **Convección forzada:** Convección que ocurre cuando se fuerza a un fluido a moverse por medio de agentes externos como ventiladores, bombas y agitadores.

Radiación

La radiación es energía que viaja en forma de ondas electromagnéticas (campos eléctricos y magnéticos oscilantes, perpendiculares entres sí) o fotones (partículas), los cuales transportan energía con la capacidad de entregar calor. A diferencia de los otros dos mecanismos de transferencia de calor, la radiación no necesita de un medio para ser transmitida, esto significa que puede viajar por el vacío.

La radiación puede ser de muchos tipos, como la radiación electromagnética, nuclear, solar, térmica, entre otras. A continuación, explicaremos la radiación solar y la radiación térmica.

- **Radiación solar:** Corresponde a la suma de todas las radiaciones electromagnéticas (rayos gamma, x, ultravioleta, infrarrojos, entre otros) y fotones emitidos por el sol, las cuales provienen de las fusiones nucleares que ocurren al interior de esta estrella.
- **Radiación térmica:** Se produce cuando un cuerpo tiene partículas térmicamente cargadas, las cuales emiten ondas electromagnéticas. Todos los cuerpos emiten radiación térmica bajo la definición anterior, a excepción de un cuerpo a temperatura cero absoluto. Este mecanismo de transferencia de calor es considerado como el mecanismo fundamental.

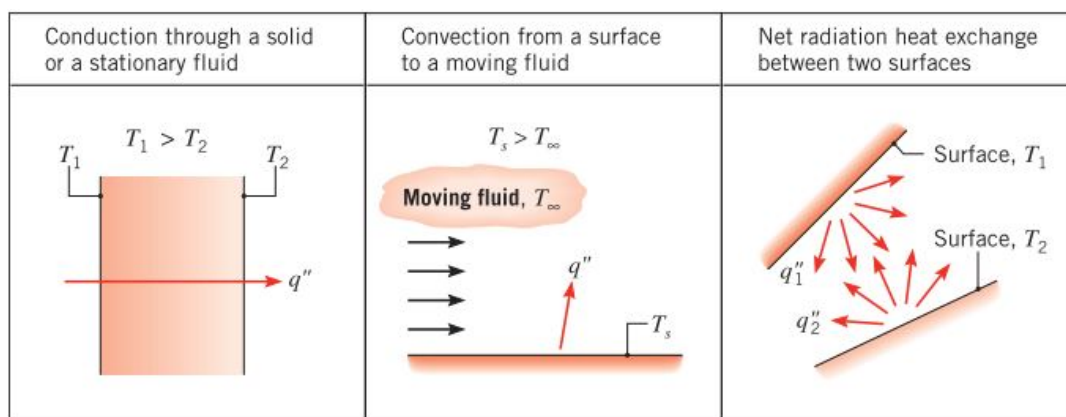


FIGURA 2.1: Mecanismos de transferencia de calor [1]

2.1.2. Energía solar en la superficie terrestre

El sol emite radiación que viaja por el universo hasta la tierra. La atmósfera refleja y absorbe un porcentaje de esta radiación, mientras la otra parte que logra ingresar sin ser alterada (radiación incidente) a la superficie terrestre, transfiere calor a los océanos y continentes. Estos últimos tienen diferentes conductividades térmicas, lo que genera una diferencia de temperatura regulada por las masas de aire en movimiento, conocidas como vientos.

La radiación solar puede ser explotada de dos formas, ambas con diferentes fines: Primero, la radiación fotovoltaica que busca generar energía eléctrica a partir de los fotones y segundo la generación de la energía térmica, por medio de la captación y almacenamiento de la radiación.

La radiación global corresponde a la suma de todas las radiaciones que inciden sobre una superficie y se mide en $[W/m^2]$.

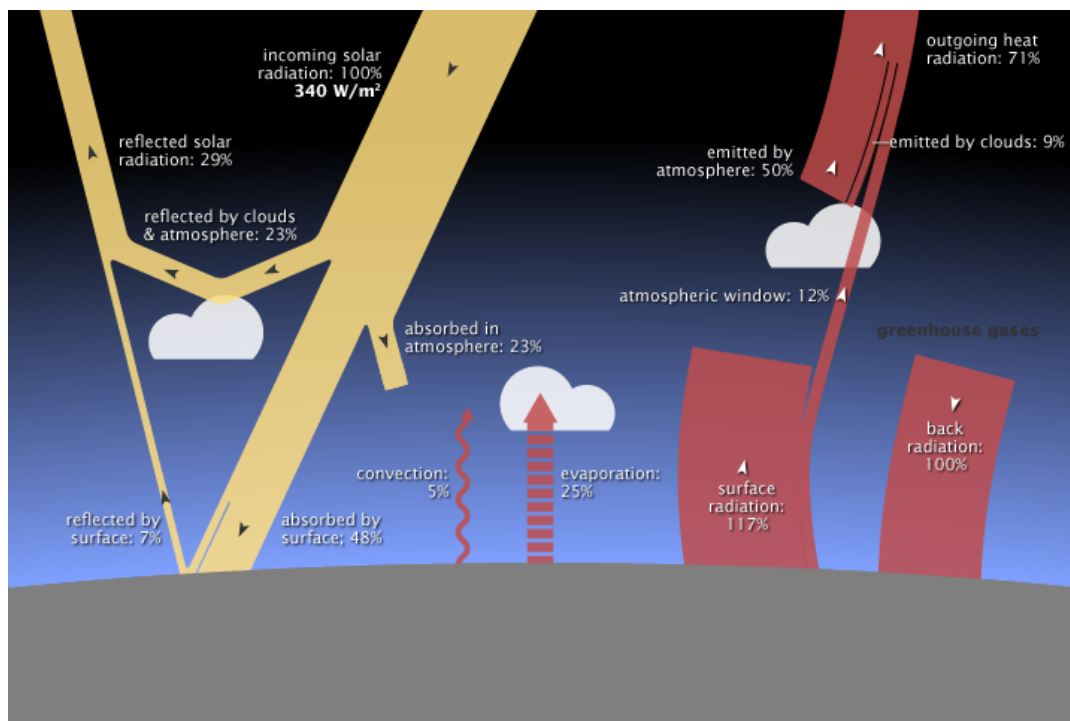


FIGURA 2.2: Balance de la radiación solar en la tierra [2]

2.1.3. Energía térmica atmosférica

Como se mencionó anteriormente, la atmósfera absorbe un porcentaje de la radiación y esto permite aumentar la temperatura de los gases que la componen. El viento ayuda a aumentar la transferencia de calor del aire en la superficie terrestre con otros cuerpos o fluidos.

2.1.4. Energía geotérmica

La energía geotérmica es la energía proveniente del magma presente en la corteza terrestre. El magma corresponde a una mezcla de rocas en estado líquido a altas temperaturas, las cuales transfieren calor por medio de convección a las capas superficiales de la tierra.

2.2. Procesos: Minería del cobre

En la minería del cobre podemos encontrar dos tipos de minas, las minas subterráneas y las minas a rajo abierto. Ambas tienen como objetivo la producción de cátodos de cobre, pero los procesos que se llevan a cabo para lograrlo en cada una de ellas son diferentes. Esto se debe a que en las minas superficiales (rajo abierto) el oxígeno logra penetrar las capas superficiales de la tierra y como resultado el cobre es oxidado, mientras que, en las minas subterráneas, el cobre se encuentra a profundidades que el oxígeno no logra oxidar el mineral y, por lo tanto, este se sulfura.

A continuación, se puede observar un diagrama con los procesos que se realizan para obtener el metal rojo en las minas a rajo abierto y subterráneas.

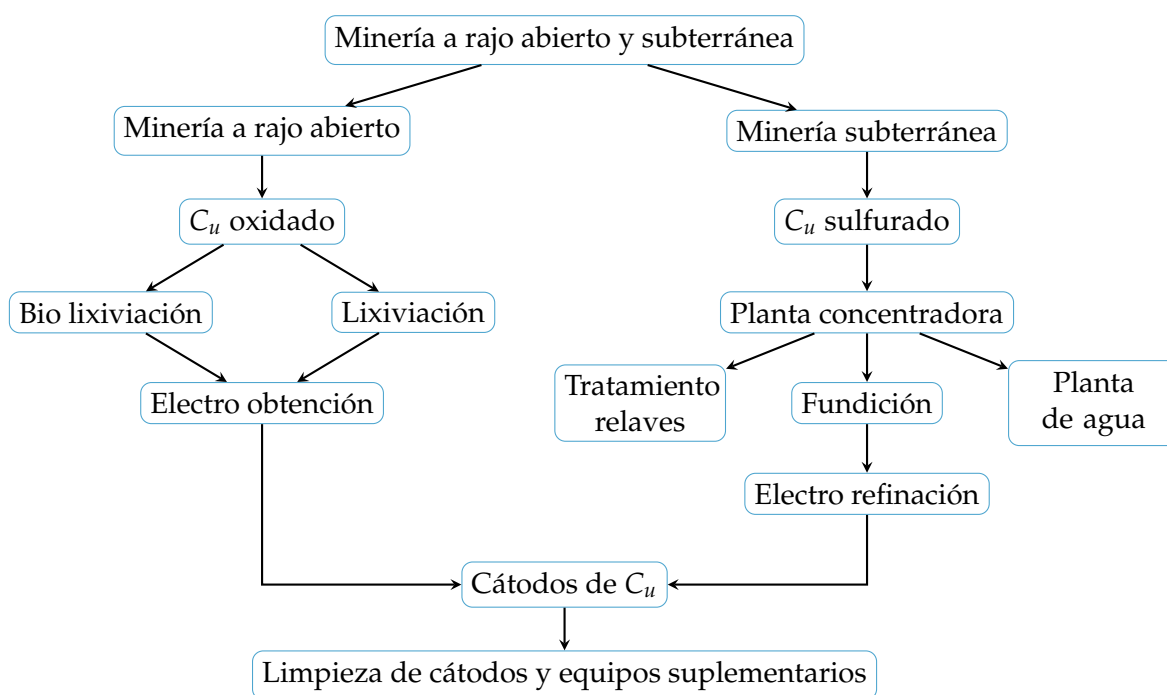


FIGURA 2.3: Procesos de la minería del cobre

Fuente: Elaboración propia

Los procesos que se llevan a cabo en una mina subterránea van desde la exploración hasta la limpieza de los equipos suplementarios. En la primera etapa, se realiza la exploración, perforación, tronadura, carguío, transporte y chancado del mineral.

El mineral chancado ingresa a la planta concentradora donde se realiza el proceso de chancado secundario y terciario. Luego se continua con el proceso de molienda tradicional y la molienda SAG que abre paso al proceso de flotación. Con la flotación de la mezcla realizada, se realiza el filtrado y luego el espesamiento.

La solución concentrada del espesamiento ingresa a la planta de fundición, donde se realiza un secado previo a la fusión. Luego de la fusión se realiza la conversión, piro refinación y electro refinación, dando como resultado cátodos de cobre con un 99,99 % de pureza.

2.2.1. Mina subterránea: Proceso de extracción

Los procesos con los que se inicia la explotación del cobre son los que se listan a continuación:

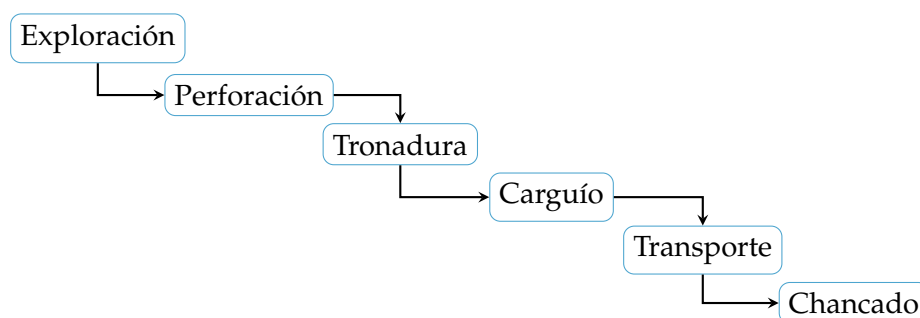


FIGURA 2.4: Procesos de extracción
Fuente: Elaboración propia

Exploración

El primer proceso que se realiza es la exploración minera: Este proceso consiste en la búsqueda de zonas ricas en el mineral, lo que en minería se denomina un yacimiento. El proceso se divide en tres tipos de exploraciones: Exploración básica, intermedia y avanzada.



FIGURA 2.5: Procesos de exploración
Fuente: Elaboración propia

Para comenzar la exploración es necesario definir la zona y su respectiva geología. Para hacer esto se consultan datos archivados en el Servicio Nacional de Geología y minería (SERNAGEOMIN), como mapas geológicos, imágenes satélites, etc.

La exploración básica consiste en la recolección de muestras de una zona con un posible yacimiento explotable. Si los resultados de las pruebas indican que existe la posibilidad de encontrar un yacimiento, se procede a la siguiente etapa, la exploración intermedia. Esta etapa consiste en el sondeo (perforaciones del subsuelo) de la zona para determinar la existencia del yacimiento. Si los resultados indican que existe un yacimiento se procede a realizar una exploración avanzada, la cual determina el la geometría del yacimiento, así como sus características y tamaño.

Perforación

Encontrado el yacimiento de cobre, comienza la perforación, proceso que consiste en la percusión y giro continuo de un barreno sobre la roca mineralizada, con el objetivo de generar una cavidad donde se ubicará la carga explosiva.

Este proceso es crítico dentro de las explotaciones mineras, ya que se debe lograr fragmentar la mayor cantidad de mineral, con la menor cantidad de explosivos, los cuales tienen altos costos. Por esta razón, son especialistas los encargados de diseñar y ejecutar las perforaciones.

Existen muchos métodos de perforación, así como también tecnologías para realizar esta tarea, para mayor información se puede visitar la "Guía de operación para la pequeña minería: Perforación y tronadura"[36].

Tronadura

Con los explosivos ubicados en las cavidades, se realiza la tronadura, explosión que rompe las rocas del manto para lograr extraer el mineral.

El explosivo más utilizado es la dinamita y se requiere una licencia especializada para hacer uso de este tipo de explosivo en Chile.

Carguío y transporte

A continuación, se realiza el proceso de carga del mineral a los camiones, los cuales lo trasladan desde el punto de explotación a la zona de chancado.

Año/Región	Antofagasta	Atacama	Metropolitana
2007	11.645.846	89.142.160	78.423.391
2008	13.036.665	81.144.804	79.732.075
2009	50.105.096	44.636.865	66.462.790
2010	46.607.058	44.193.919	95.293.852
2011	53.231.867	89.680.736	99.930.300
2012	0	41.962.480	100.367.409
2013	0	0	101.984.516

TABLA 2.1: Consumo de Combustible [kWh] en Transporte Mina Subterránea [23]

En la tabla 2.1, es posible observar los consumos de combustible total anual en el proceso de transporte en las minas subterráneas chilenas ubicadas en las regiones de Antofagasta, Atacama y Metropolitana.

El ingreso de camiones mineros eléctricos desde el año 2013, disminuyó de manera dramática el consumo de combustible en el transporte y se espera que, con el ingreso del hidrógeno verde como combustible, se logre el objetivo de transporte y maquinaria (sustentable) carbono neutral en la minería.

2.2.2. Planta concentradora

Para extraer el cobre sulfurado se realiza el proceso de concentración y pirometalurgia.

"Esta etapa del procesamiento de minerales es extremadamente consumidora de energía eléctrica que se suministra a los molinos, cintas transportadoras, harneros, bombas, celdas de flotación, espesadores, filtros y otros." [23]

Chancado

El chancado se define como la rotura de las rocas extraídas con el fin de disminuir su volumen. El tamaño de los equipos utilizados en el chancado primario tienen aproximadamente 22 [m] de alto, por 16 [m] de ancho [37].

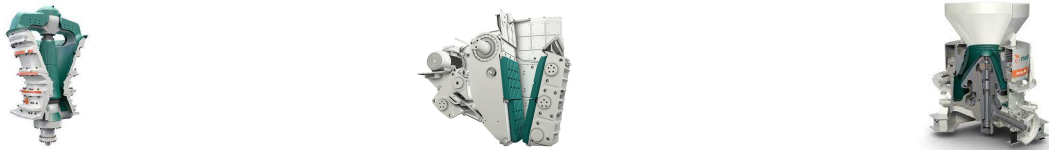


FIGURA 2.6: Tipos de chancadores [3]

1. **Chancado primario:** Las rocas reducen su tamaño desde el original hasta las 8 PGD. (Tipo de chancador: Giratorio o mandíbula - Imagen 1 y 2)
2. **Chancado secundario:** Las rocas reducen su tamaño de las 8 PGD hasta las 3 PGD. (Tipo de chancador: Cónico - Imagen 3)
3. **Chancado terciario:** Las rocas reducen su tamaño desde las 3 PGD hasta $\frac{1}{2}$ PGD. (Tipo de chancador: Cónico - Imagen 3)

Molienda

La molienda corresponde al proceso donde se golpean las rocas provenientes del chancado terciario, para pulverizarlas.

1. **Molienda SAG (*Semi-Autogenous Grinder*):** Molino de pequeña longitud, pero gran diámetro, diseñado para aumentar el impacto entre las rocas. Las paredes interiores del molino contienen un diseño formado por "dientes", que en conjunto con las bolas de acero de 5 a 6 pulgadas de diámetro, permiten romper la roca de manera eficiente para dar paso al proceso de molienda tradicional [38].
2. **Molienda tradicional:** Molino de pequeño diámetro, pero de una gran longitud que logra romper el mineral hasta el tamaño de micrones únicamente por medio de bolas de acero. En esta etapa, al mineral pulverizado se le agrega agua para formar una pulpa densa que ingresa al proceso de flotación [38].



FIGURA 2.7: Molinos SAG [4] y molino tradicional [5]

Flotación

Proceso de separación del cobre sulfurado, del molibdeno y de la ganga.

Se añaden espumantes, floculantes y controladores de pH a la pulpa densa de material pulverizado, que ingresa a celdas en donde es agitado por medio de palas y la inyección de aire desde el fondo de las celdas [39].

Este proceso se repite en varias ocasiones para ir aumentando la concentración de cobre y molibdeno de la solución.

Por otra parte, la ganga o material residual se envía a la planta de relaves y el agua utilizada en el proceso de flotación se recircula por medio de la operación de los servicios de agua y recirculación.

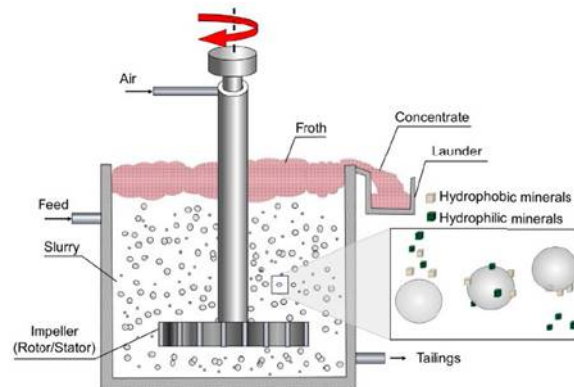


FIGURA 2.8: Proceso de flotación [6]

Sedimentación y filtrado

La pulpa concentrada en cobre (50-70 %) proveniente del proceso de flotación, ingresa a los espesadores de concentrado y de cola, los cuales tienen como función separar la mezcla en sólido-líquido por medio de la acción de la gravedad.

El resultado del proceso de sedimentación es una mezcla con un 40 % de concentración líquida, la cual es ingresada a un filtrador.

El filtrado permite llevar el concentrado de un 40 % a un 8 % de líquido en la mezcla, permitiendo así el ingreso a la planta de fundición.

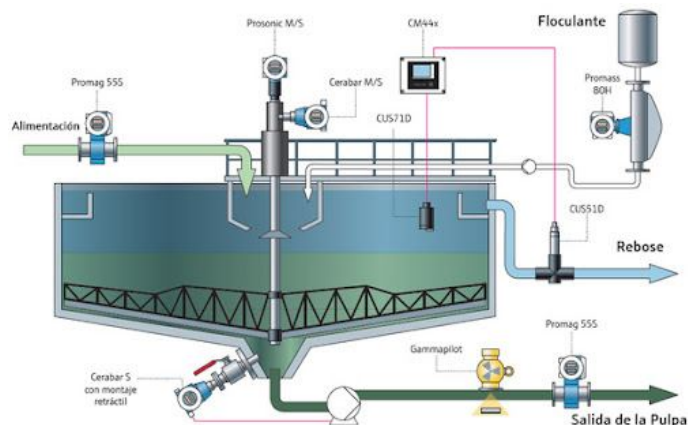


FIGURA 2.9: Sedimentador [7]

2.2.3. Planta de función

Secado

Este proceso busca disminuir la humedad presente en el *concentrado*, de un 6-8 % a un 0,2-0,3 % [23]. El proceso se realiza en tambores giratorios secadores, que contienen un serpentín alimentado por vapor a 180°C. El vapor es producido a partir de los gases de escape de la fusión y conversión [23].

Fusión

El concentrado seco es sometido a 1.200°C para lograr el cambio de fase (sólido-líquido), dejando todo el mineral en fase líquida, permitiendo la separación por densidad. El cobre (más denso) queda en la parte inferior de los hornos con concentraciones cercanas al 75 %, mientras que la escoria (menos densa) se sitúa en la parte superior. Este cobre de alta ley o metal blanco ($C_u=75\%$; $S=25\%$) es enviado al proceso de conversión, mientras que la escoria es descartada y enviada a botaderos [23]. El proceso se realiza en convertidores Convertidores Peirce-Smith, los cuales tienen diversas pérdidas de calor [40].

Conversión

Al cobre de alta ley se le insufla aire enriquecido con oxígeno, para eliminar las partículas de cobre aún sulfuradas, produciendo SO_2 , que más tarde se utiliza para generar ácido sulfúrico, solución utilizada en el proceso de lixiviación. El cobre blíster puede estar acompañado por otros metales nobles como el oro, la plata, el platino, entre otros. Es por esta razón que se realiza la piro refinación [23].

Piro refinación

Esta es la última etapa de la piro metalurgia, proceso donde se inyecta gas natural con vapor de aire al cobre blíster, permitiendo una nueva oxidación, escoriado y reducción, para dar como resultados los ánodos de cobre más puros [23]. Los ánodos de cobre alcanzan concentraciones de pureza de un 99,6 % y son muy cotizados en los mercados internacionales.

Electro refinación

La electro refinación se realiza colocando de manera intercalada los ánodos del proceso anterior con celdas electrolíticas en una solución de ácido sulfúrico y agua. Luego se comienza a circular corriente eléctrica, lo que permite la transferencia del cobre presente en los ánodos a las electro celdas, alcanzado luego de 14 días ánodos con un 99,99 % de pureza [23].

Limpieza de cátodos

La limpieza de los cátodos de cobre se realiza con agua caliente entre los 70 y 90°C . El lavado de cátodos representa un entre un 10 a un 15 % del consumo de agua a estas temperaturas en una planta minera. El porcentaje restante se utiliza para mantener el electrolito entre los 45 y 50°C [23].

2.2.4. Planta tratamiento de relaves

El subproducto descartable del proceso de flotación, conocido como "ganga", contiene una gran cantidad de agua, minerales pesados y productos químicos. El agua es recuperada y enviada a la planta de recirculación, mientras que los metales como el arsénico, plomo, mercurio y sales de cianuro no son recuperados y son enviados a los tranques de relave, en conjunto con los productos químicos de los procesos de flotación [8].

Los tranques de relave son diseñados para depositar el material residual de la minería y se hacen en función de la geografía y los costos de cada mina. La construcción a diferencia de los embalses se va realizando a medida que la explotación se desarrolla y todo comienza con un muro de contención, generalmente de hormigón reforzado.

Existen tres tipos de tranques de relave, los cuales se muestran a continuación:

1. Método aguas arriba:

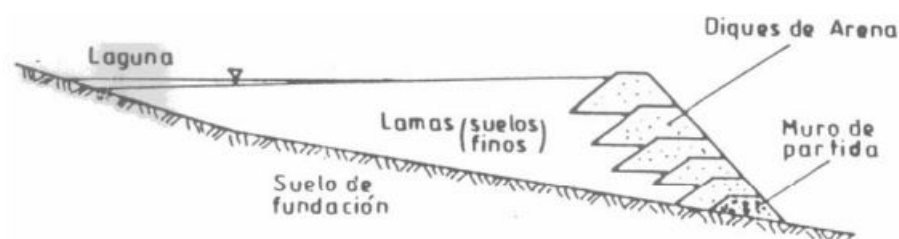


FIGURA 2.10: Deposito de relaves: Método de aguas arriba [8]

2. Método línea central:

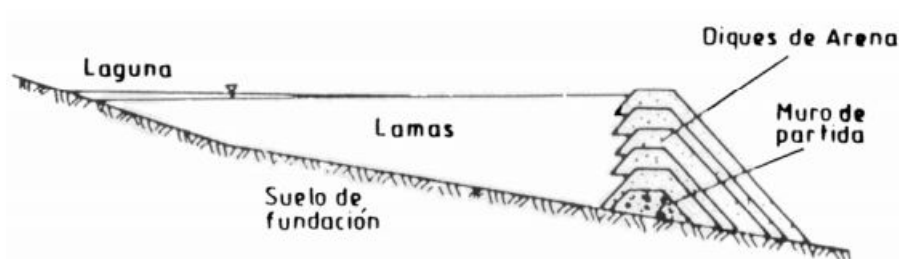


FIGURA 2.11: Deposito de relaves: Método de línea central [8]

3. Método aguas abajo:

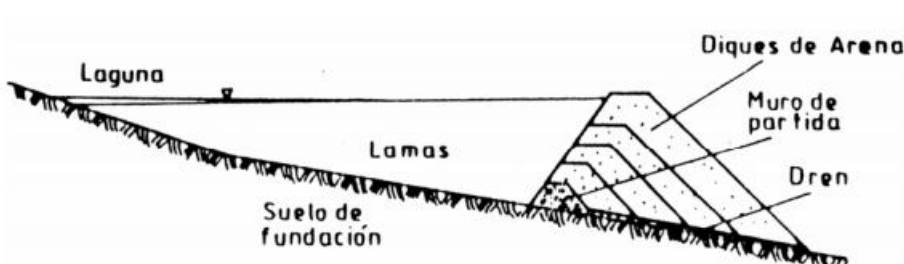


FIGURA 2.12: Deposito de relaves: Método de aguas abajo [8]

2.2.5. Planta con servicios de agua y recirculación

El agua es un recurso que se utiliza en muchos procesos de la minería, y estas se encuentran en zonas donde el recurso es escaso.

Como explica en el informe de la *Comisión chilena del cobre* del *Ministerio de minería*, sobre el "Consumo del agua en la minería 2019", las empresas en Chile han tomado cartas en el asunto generando innovación enfocada en la disminución del consumo de este recurso en sus procesos productivos (disminución de un 6,8 % del uso

del agua continental), incentivo del tratamiento y recirculación de aguas (aumento de un 15%), así como también la instalación de plantas de desalinización. Con relación a este último punto, se pudo observar un aumento del uso del agua del mar producto de la desalinización, del 1,7 % entre el periodo 2018-2019 [41].

El tratamiento de aguas residuales industriales sin metales pesados y productos químicos se realiza por medio de lodos activados, el cual permite la disminución de la carga orgánica del agua, por medio de bacterias aerobias.

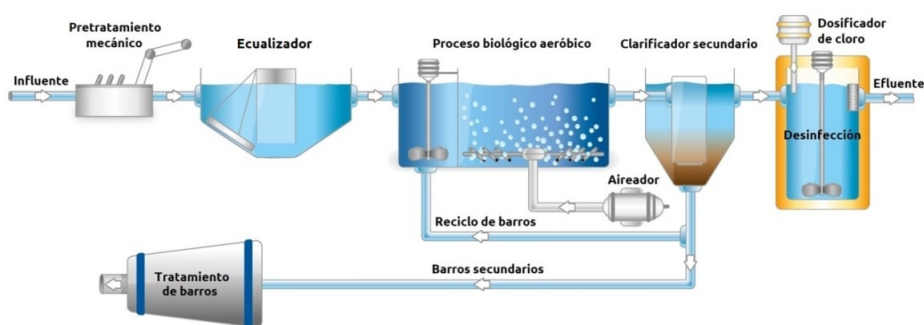


FIGURA 2.13: Planta de tratamiento de lodos activados [9]

Un sistema como el anterior, se encuentra en construcción en la mina "Quebrada blanca", con 8 sistemas de tratamiento de aguas residuales y un valor aproximado de US\$ 4.700 millones. Al finalizar la construcción esta será la obra de tratamiento de aguas más sofisticada y grande de la historia de Chile para la minería [42].

Por otra parte, podemos ver avances significativos con relación a la desalinización de agua en la minería, ya que existen 8 plantas construidas con este fin y se espera la construcción de 15 más (6 empiezan a operar dentro de dos a tres años) [43].

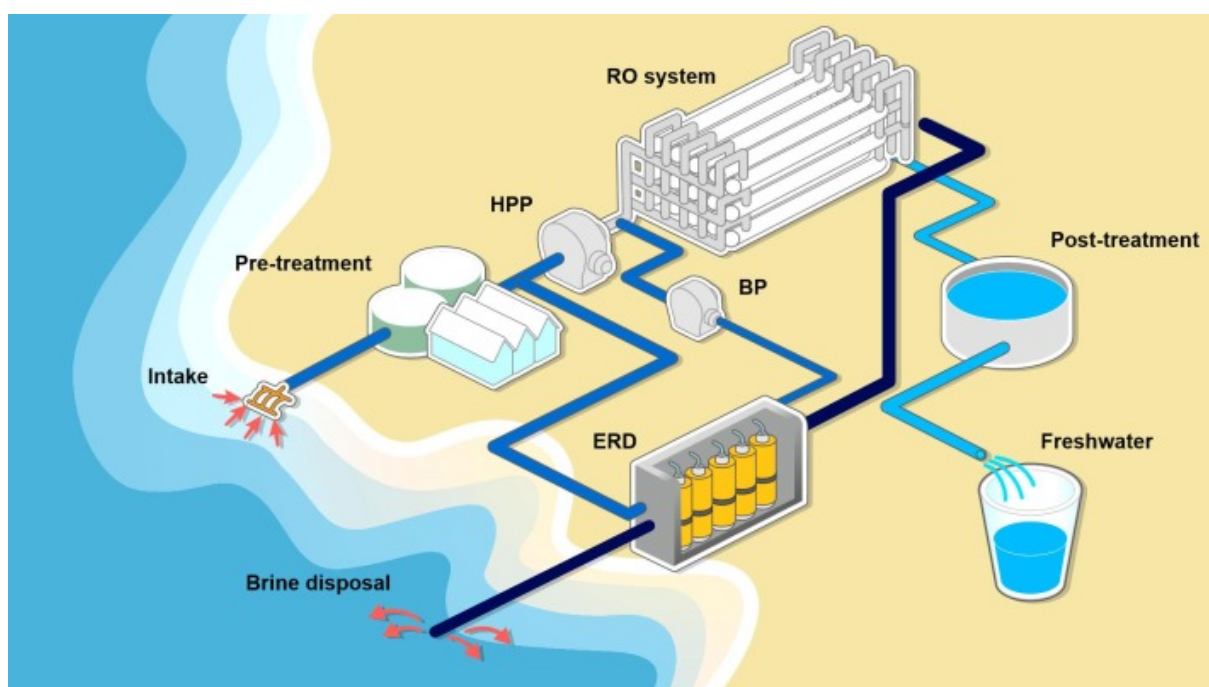


FIGURA 2.14: Planta de desalinización por osmosis inversa [10]

2.2.6. Planta de oxígeno

La planta de oxígeno tiene como objetivo enriquecer de este elemento el aire utilizado en la conversión (fundición). Este proceso es necesario para eliminar el azufre presente en la mezcla [23].



Por otra parte, es necesario oxígeno para el proceso de flotación (Planta concentradora).

2.2.7. Planta de aire vapor

“Planta que genera el aire-vapor necesario para ser insuflado tanto en el proceso de conversión como del proceso de refino.” [23]

2.2.8. Planta de ácido

“Los gases metalúrgicos ricos en SO_2 , salen del Horno Flash por una torre refrigerada y pasan a una caldera donde se enfrían hasta unos $350^\circ[C]$, transfiriendo el calor para producir vapor saturado que se usa para varios procesos de la fundición. Los gases ricos en SO_2 siguen su proceso hasta ser condensados y transformados en ácido sulfúrico, en la planta de ácido.” [23]

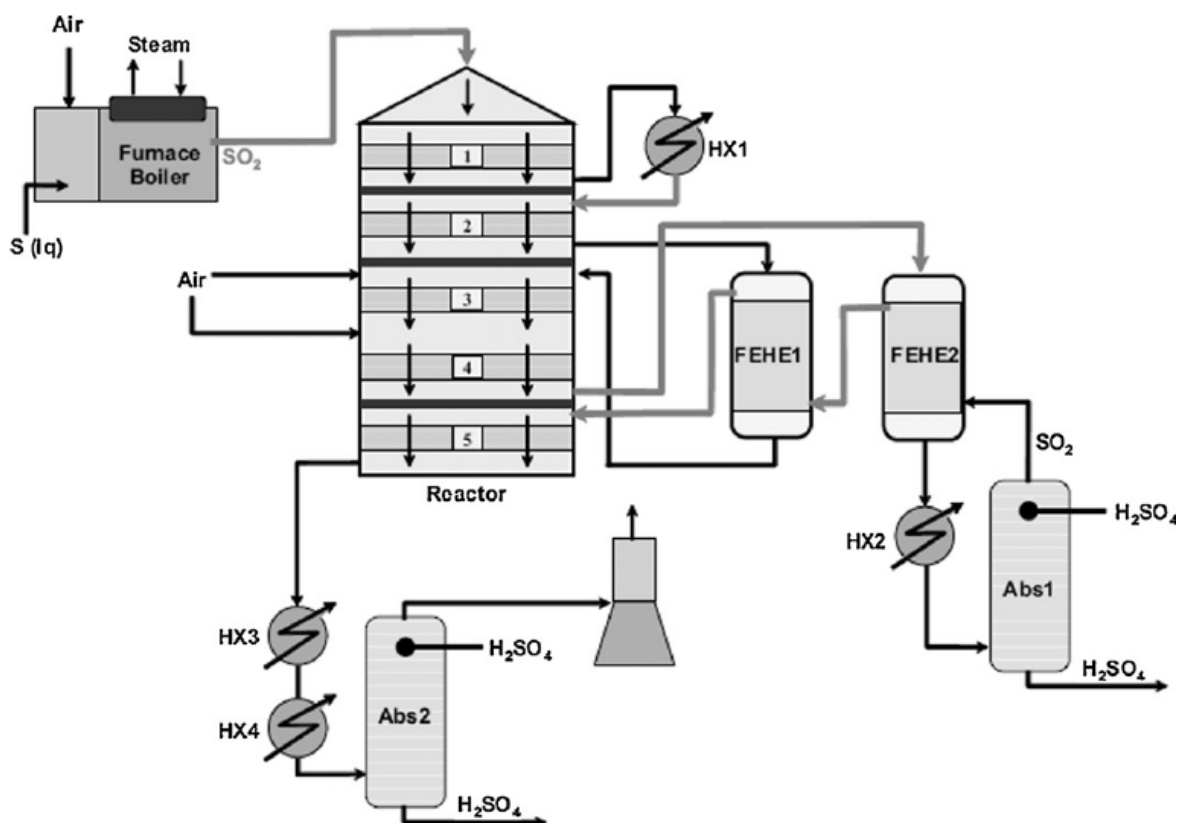


FIGURA 2.15: Planta de ácido sulfúrico [11]

2.2.9. Limpieza de equipos suplementarios

Para el lavado de contactos, neblina ácida y otros equipos se requiere agua entre los 40 y $60^\circ[C]$ [23].

2.3. Calor en la extracción: Túneles a altas temperaturas

La extracción del mineral en las minas subterráneas se realiza en los túneles mineros, los cuales requieren acondicionamientos especiales para encontrarse en las condiciones óptimas de operación. Dentro de las condiciones a considerar en un túnel minero se encuentra la calidad del aire.

El aire al interior de los túneles debe ser monitorizado para asegurar las condiciones de seguridad y bienestar de los trabajadores, así como también de la maquinaria y el medioambiente. Algunas de las variables críticas a ser consideradas son la concentración de contaminantes en el aire, su humedad y temperatura.

En este capítulo nos centraremos en la temperatura del aire al interior de los túneles mineros.

2.3.1. Fuentes de generación de calor

El calor al interior de los túneles proviene de diferentes fuentes. A continuación, se muestran las principales fuentes de calor de la Mina Enterprise, en Australia y el porcentaje que aporta cada una. Es importante mencionar que en cada mina subterránea estos factores pueden variar en magnitud dependiendo de las condiciones ambientales, geológicas, tipo de explotación, etc.

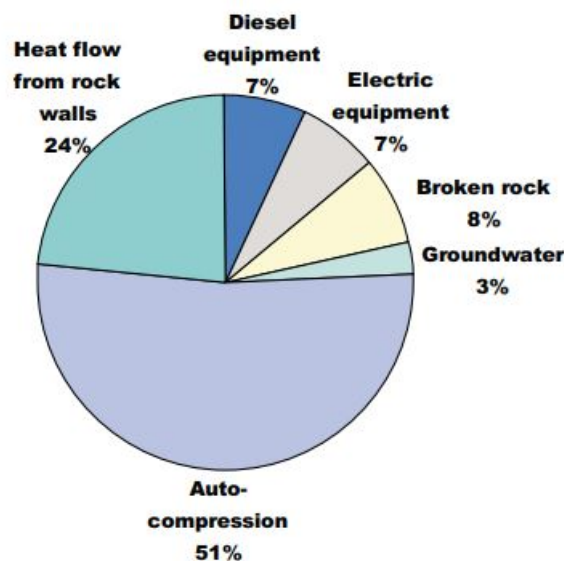


FIGURA 2.16: Fuentes de generación de calor: Mina Enterprise [12]

Las fuentes naturales que generan calor en los túneles o factores influyentes son:

- **Gradiente geotérmico:** La razón a la que cambia la temperatura con la profundidad se le denomina gradiente geotérmico. A mayor profundidad, la temperatura de la tierra será mayor y, por lo tanto también lo será la temperatura del aire al interior de los túneles. Este factor contribuye al aumento de la temperatura del aire en los túneles mineros, aproximadamente en un 24 % [32].

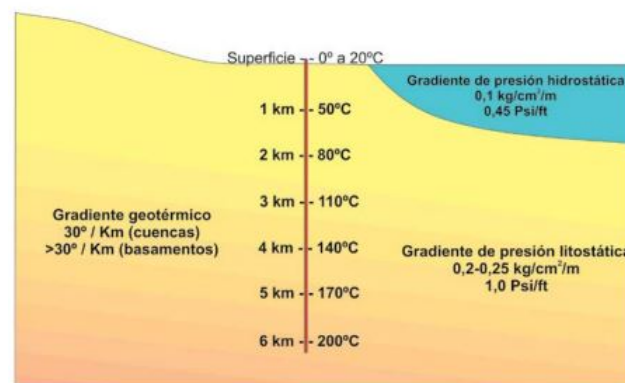
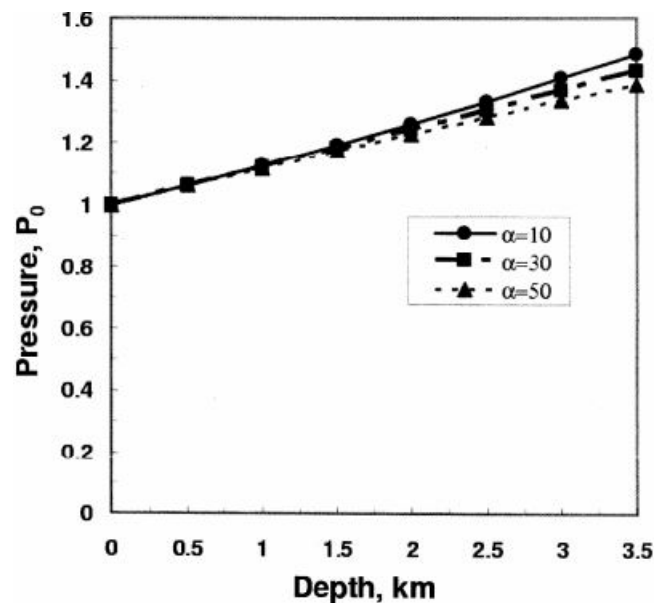


FIGURA 2.17: Gradiente geotérmico y presión por soterramientos [13]

- **Auto compresión del aire:** La presión del aire aumenta a medida que la profundidad de los túneles aumenta [14], lo que genera un aumento de la temperatura del aire por el fenómeno de auto compresión [44]. Este fenómeno corresponde a una compresión adiabática, producida por la columna de aire proveniente de la atmósfera sobre el aire presente en el interior de los túneles [45].

FIGURA 2.18: Variación de la presión del aire con relación a la profundidad de una mina con gradientes geotérmicos de $\alpha = 10, 30$ y 50 [°K/km] [14]

- **Presencia de agua en los túneles:** La presencia de agua en los túneles es compleja, ya que esta puede incluso exceder la temperatura a la que se encuentran las paredes de los túneles (rocas), debido a la presencia de focos geotérmicos. El agua caliente, generalmente en fase de evaporación aumenta el calor latente del aire y así su temperatura [32].
- **Geología de la roca:** El tipo de roca que rodea las paredes de la mina, influye de manera importante en la temperatura del aire en los túneles debido a las diferencias en los coeficientes de transferencia de calor [28].

Las fuentes producidas por humanos en las minas subterráneas son:

- **Equipos eléctricos y diésel:** Para la extracción del mineral al interior de las minas subterráneas se utilizan equipos eléctricos y diésel que liberan calor al ambiente. Cargadores frontales, ventiladores, iluminación, bombas, compresores de aire, taladros, subestaciones eléctricas internas, entre otros, liberan energía en forma de calor al ambiente [32].

“El calor producido por los equipos a diésel es equivale aproximadamente un 90 % del valor calorífico del combustible consumido.” [32]

- **Tronadura de rocas:** Al realizar la explosión de la roca mineralizada se libera polvo, contaminantes y calor al ambiente, lo que genera un aumento de la temperatura en el aire [28].
- **Producción de agua fría:** El agua fría se utiliza para diferentes procesos en la minería subterránea, entre ellas para el consumo humano. Los procesos para generar agua fría producen calor.
- **Transporte:** Los camiones diésel y eléctricos generan calor en las minas, siendo los segundos los más eficientes desde el punto de vista térmico. Un camión eléctrico disminuye en un 49 % el calor sensible y en un 89 % el calor latente [28]. Reemplazar todos los equipos diésel por eléctricos, disminuye la emisión de calor al ambiente como lo demuestra Bascompta.

Summary of the heat generated by the vehicles.

Type	Unit heat (kW)		Total sensible heat (kW)		Difference of sensible heat (%)	Total latent heat (kW)		Difference of latent heat (%)
	Diesel	Electrical	Diesel	Electrical		Diesel	Electrical	
Truck	450.9	90	6345	1984	68.7	3574	0	-
Loader	390.3	156	2996	1873	37.5	1687	0	-
Car	39.3	-	1607	1	-	905	2	-
Jumbo	25.1	-	48	1	-	27	2	-
Auxiliary equipment	25.1	-	96	1	-	54	2	-
Total			11093	5608	49.4	6248	986	84.2

¹ Only loaders and trucks are changed. Thus, other diesel using equipment is added to the total sensible heat input after applying the proposal.
Source: Authors

TABLA 2.2: Calor liberado al ambiente por camiones y cargadores eléctricos y diésel [28]

- **Calor producido por los humanos:** El cuerpo humano para mantener su temperatura constante, libera calor al ambiente [29].

Activity	met	$[W/m^2]$	$[W(av)]$
Sleeping	0.7	40	70
Reclining, lying in bed	0.8	46	80
Seated, at rest	1.0	58	100
Standing, sedentary work	1.2	70	120
Very light work ¹	1.6	93	160
Medium light work ²	2.0	116	200
Steady medium work ³	3.0	175	300
Heavy work ⁴	6.0	350	600
Very heavy work ⁵	7.0	410	700

(1) Shopping, cooking, light industry (2) house, machine tool (3) Jackhammer, social dancing

(4) Sawing, planing by hand, tennis (5) Squash, furnace work

TABLA 2.3: Tasas de calor metabólico excedente de acuerdo con el nivel de actividad [29]

2.3.2. Problemática del calor en la minería

- **Problemática para los trabajadores:** Trabajar en un ambiente caluroso puede causar problemáticas de salud a los trabajadores [46]. Algunos problemas y enfermedades relacionados con la exposición al calor ambiental por largos periodos de tiempo son el sarpullido, la fatiga, el agotamiento, la deshidratación, la caída en la moral, mal desempeño en productividad e incluso la muerte [18].
- **Problemática para la maquinaria:** A altas temperaturas y presiones ambientales, los equipos mecánicos y eléctricos pueden fatigarse por la falta de refrigeración, lo que puede causar pérdida de productividad temporal, falla irreparable del equipo e incluso poner en riesgo la vida de los trabajadores en caso de un incendio o explosión.
- **Problemáticas para el medioambiente:** Un mal diseño de los sistemas de refrigeración puede causar daños a ambientales dentro y fuera de la mina. Esto se debe a que puede existir la posibilidad de utilizar refrigerantes nocivos al ambiente que, en caso de una fuga dañan la corteza terrestre. Un sistema de refrigeración mal diseñado puede afectar el comportamiento de gases nocivos al interior de los túneles y es un factor para tener en cuenta, con relación a la extracción de estos gases.

2.3.3. Relevancia para la industria minera

La refrigeración en minas subterráneas por si sola puede representar un 25 % del consumo energético, lo cual es un factor clave a considerar cuando se realiza este tipo de explotación [18].

Por lo tanto, un buen diseño del sistema de refrigeración permitirá operar todo el año, en condiciones seguras, generando la máxima rentabilidad para mina [18].

2.3.4. Refrigeración minera alrededor del mundo

Cada año las minas subterráneas se vuelven más profundas y, por lo tanto, aumentan más las temperaturas ambientales al interior de los túneles. En China las minas subterráneas se vuelven 20 [m] más profundas cada año, lo que implica ir rediseñando o aumentando las capacidades de los sistemas de refrigeración [32].

En diversas partes del mundo, las minas subterráneas han tenido que implementar sistemas de refrigeración, como en el caso de las minas australianas, sudafricanas, japonesas, chinas, estadounidenses, etc [32].

La temperatura del aire al interior de los túneles mineros dependerá de muchos factores como vimos con anterioridad y, por lo tanto, existen diferencias importantes con relación a esta variable. Dos casos muy llamativos son las minas de oro sudafricanas, que con 3.300 [m] de profundidad alcanzan 50°C, mientras que la Mina Fengyu de zinc y oro en japon, con tan solo 500 [m] de profundidad alcanza los 80°C [32].

2.3.5. Soluciones existentes

Para dar solución a la problemática del calor se pueden tomar muchas medidas, por ejemplo, reemplazar los equipos diésel por eléctricos, realizar minería por temporada, eliminar el agua de los túneles, ventilación minera, eficiencia energética, aplicar sistemas de refrigeración, etc [18].

La ventilación minera corresponde a la práctica más eficiente para combatir el aumento de la temperatura en las minas subterráneas, pero cuando las fuentes de generación de calor exceden las capacidades de dichos sistemas, se hace necesario implementar sistemas de refrigeración [18].

Los sistemas más eficientes para la refrigeración de las minas, por desempeño técnico, práctico y económico, son los sistemas de refrigeración que inyectan agua fría, así como también las máquinas de hielo en situaciones más extremas [32].

A continuación, se muestra un gráfico con los diferentes sistemas de refrigeración utilizados para disminuir la temperatura del aire, dependiendo de las profundidades de los túneles y sus temperaturas.

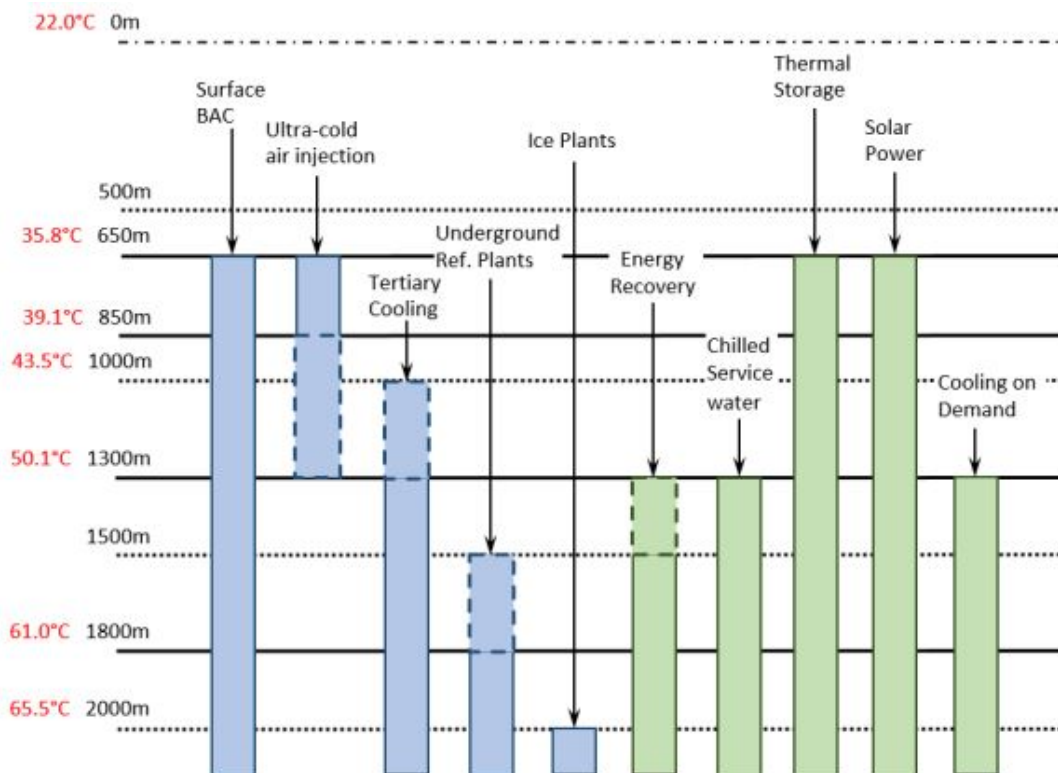


FIGURA 2.19: Sistema de refrigeración utilizado por profundidad y temperatura [15]

Como es posible observar los sistemas BAC, almacenamiento térmico y refrigeración solar son los con rangos de uso más amplios. De estos tres sistemas, el BAC es el más eficiente y utilizado, ya que se basa en el principio de enfriamiento de agua por medio de una bomba de calor, con Coeficientes de rendimiento (COP) muy altos.

Entre la refrigeración solar térmica y la refrigeración solar fotovoltaica, es posible mencionar que la de primer tipo es más eficiente que la segunda en términos de costos y COP [34].

En situaciones extremas, bajo los 2.000 [m] es mejor implementar las plantas de hielo, que permiten una refrigeración *in situ* más eficiente.

Una metodología aplicable para determinar la carga térmica de una mina es la presentada por Shuai Zhu, así como también un software que permite ahorrar tiempo en los cálculos [32].

2.4. Refrigeración

La refrigeración se puede definir como la transferencia de calor de una zona con menor temperatura a una de mayor temperatura. Este proceso no ocurre de manera natural y es necesario invertir energía para llevarlo a cabo [16].

La refrigeración se lleva a cabo por medio de refrigeradores, los cuales son dispositivos cíclicos que utilizan como fluido de trabajo los refrigerantes.

La refrigeración se lleva a cabo por medio del ciclo invertido de Carnot, el cual consta de dos procesos isentrópicos y dos procesos isotérmicos.

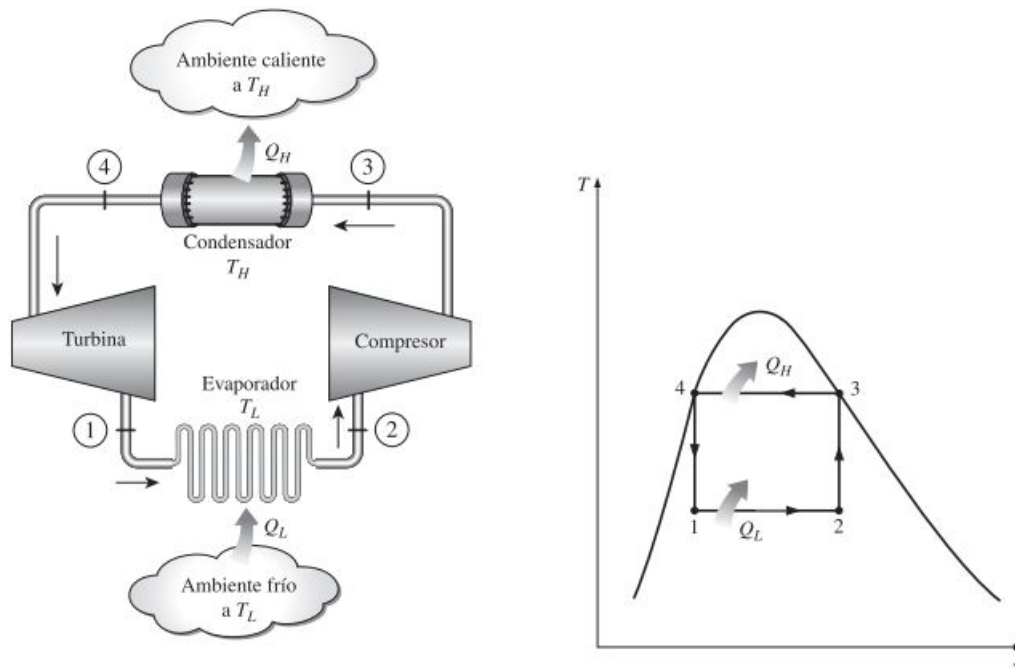


FIGURA 2.20: Esquema y diagrama T-s del refrigerador de Carnot [16]

El coeficiente de rendimiento (COP) para un refrigerador de Carnot se determina por medio de la siguiente formula:

$$COP_{R,Carnot} = \frac{1}{T_H/T_L - 1} \quad [16] \quad (2.4.1)$$

Si bien el ciclo de refrigeración de Carnot se puede definir como el ciclo ideal de refrigeración, en la realidad los equipos utilizados entre los procesos 2-3 y 4-1 no pueden operar con mezclas de líquido-gas, ya que esto afectaría de manera significativa el funcionamiento mecánico de dichos equipos (compresor y turbina).

2.4.1. Ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor

El ciclo de refrigeración por compresión de vapor, a diferencia del ciclo ideal de refrigeración de Carnot, realiza la compresión de un refrigerante en estado gaseoso sobrecalentado y se reemplaza la turbina por una válvula de expansión.

1. Proceso (1-2): Compresión isentrópica en un compresor
2. Proceso (2-3): Rechazo a presión constante en un condensador
3. Proceso (3-4): Estrangulamiento de un dispositivo de expansión
4. Proceso (4-1): Absorción de calor a presión constante en un evaporador

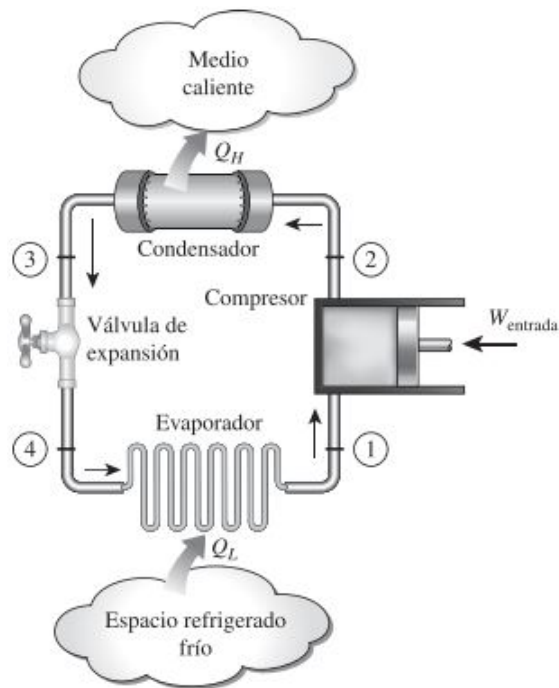


FIGURA 2.21: Esquema del ciclo de refrigeración por compresión [16]

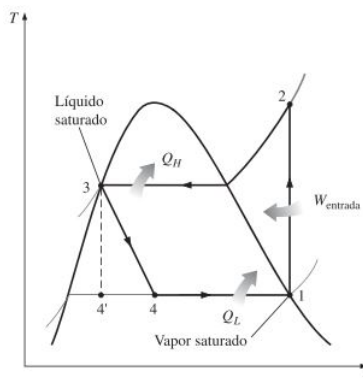


FIGURA 2.22:
Diagrama T-s:
Refrigeración por com-
presión [16]

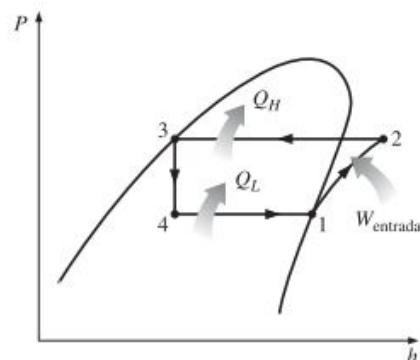


FIGURA 2.23:
Diagrama P-h:
Refrigeración por com-
presión [16]

Ecuación de energía para flujo estacionario por unidad de masa se reduce a:

$$(q_{entrada} - q_{salida}) + (w_{entrada} - w_{salida}) = h_{sal} - h_{ent} \quad [16] \quad (2.4.2)$$

El coeficiente de rendimiento (COP) se determina por medio de la ecuación:

$$COP_R = \frac{q_L}{w_{neto, entrada}} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \quad [16] \quad (2.4.3)$$

2.4.2. Sistemas de refrigeración por absorción (SRA)

Un SRA corresponde a un dispositivo cíclico capaz de generar refrigeración de agua o aire, por medio de la inyección de energía térmica. A diferencia del sistema de refrigeración por compresión de vapor, un SRA no cuenta con un compresor, sino que es impulsado por un flujo o fuente térmica como es el agua caliente, vapor de agua o fuego directo.

“Como su nombre lo indica, los sistemas de refrigeración por absorción implican la absorción de un refrigerante por un medio de transporte.” [16]

Los SRA se diferencia no solo por la forma de impulsar el sistema, sino que también por las temperaturas de trabajo y la existencia de equipos con un solo efecto, doble o triple.

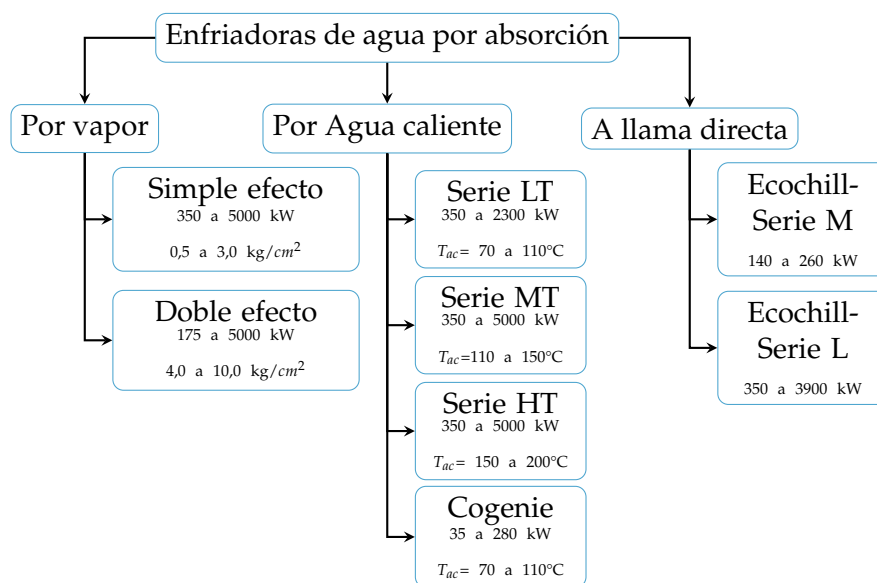


FIGURA 2.24: Tipos de sistemas de refrigeración por absorción [17]

“Otra forma de refrigeración que tiene un atractivo económico cuando se tiene una fuente de energía térmica barata a una temperatura de 100 a 200°C, es la refrigeración por absorción. Algunos ejemplos de fuentes de energía térmica barata incluyen la energía geotérmica, la solar, el calor residual de centrales de cogeneración o de vapor de proceso, e incluso el gas natural cuando está disponible a un precio relativamente bajo.” [16]

SRA de efecto simple (Li+Br)

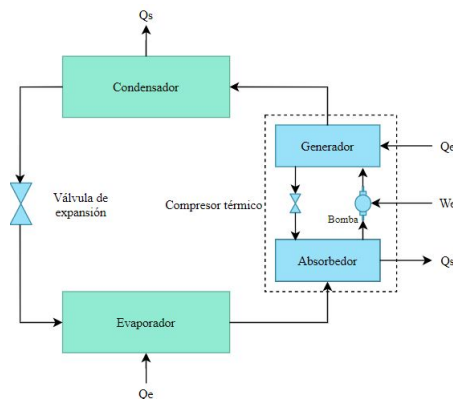


FIGURA 2.25: Esquema de componentes de un SRA de simple efecto [18]

“Otros sistemas de refrigeración por absorción son los de agua-bromuro de litio y el de agua-cloruro de litio, en los que el agua sirve como refrigerante. Los últimos dos sistemas están limitados a aplicaciones como el acondicionamiento de aire, en las que la temperatura mínima queda por arriba del punto de congelación del agua.” [16]

SRA de efecto simple (Li+Br) optimizado (SRAO)

En la tesis se trabajará con un SRA de un solo ciclo impulsado por agua caliente a 90°C.

La temperatura de ingreso del agua es 90°C y la salida a 80°C, por lo tanto, únicamente se necesita la energía necesaria para mantener ese delta de temperatura, luego de que el sistema se encuentre funcionando de manera constante.

El esquema más específico de este SRA, fue realizado por la empresa Camel Solar y se muestra a continuación.

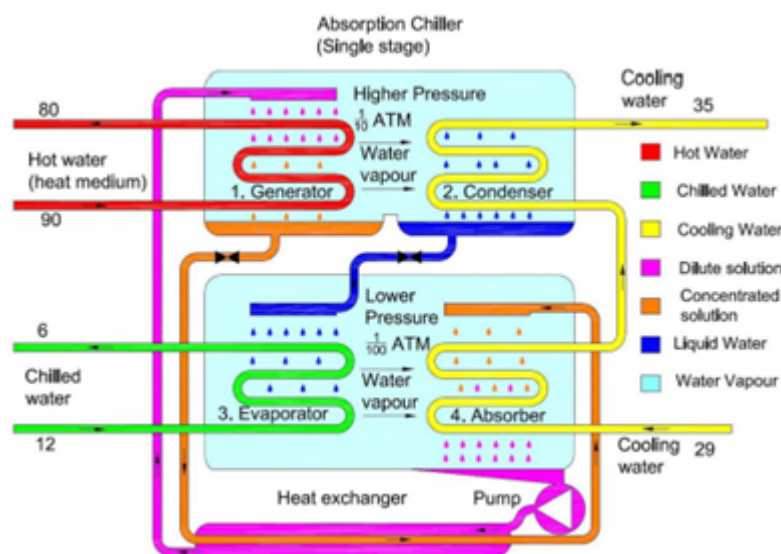


FIGURA 2.26: SRAO [18]

El esquema a continuación muestra el sistema con el intercambiador de calor.

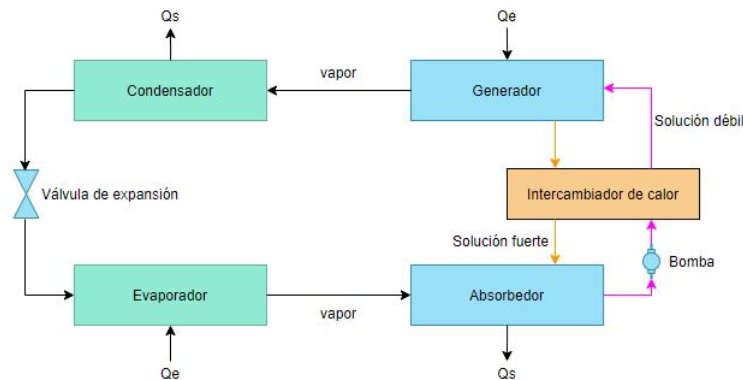


FIGURA 2.27: Esquema del SRAO [19]

2.4.3. Refrigeración en la minería

Bulk air cooler (BAC)

El sistema BAC funciona bajo el principio de refrigeración por compresión. El evaporador extrae el calor de un circuito de agua, lo que genera una disminución en su temperatura. Luego el agua fluye hacia los radiadores que se encuentran en la zona de refrigeración, donde un ventilador toma el aire al interior de la mina (aire caliente) y lo hace pasar a través de estos. Como resultado el agua aumenta su temperatura, mientras que el aire es enfriado.

Luego de la absorción de calor del agua (evaporador), el líquido refrigerante se comprime, aumentando su temperatura. Luego el refrigerante fluye por el condensador, el cual se encuentra conectado a una torre de refrigeración por agua y luego este pasa a través de la válvula de expansión para comenzar con el ciclo nuevamente.

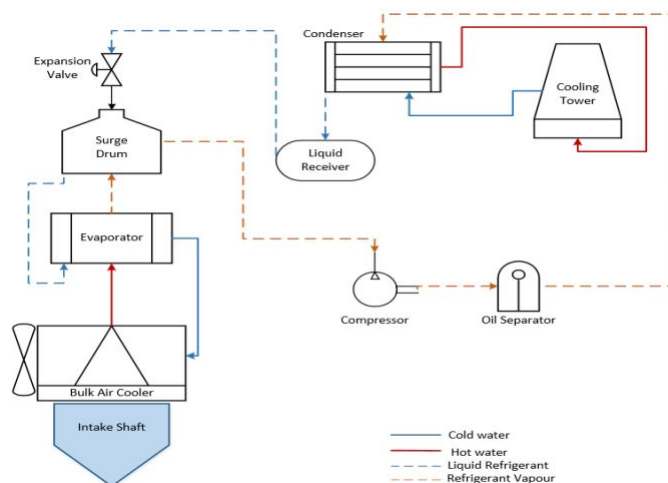


FIGURA 2.28: Esquema de funcionamiento de un BAC [15]

A continuación, es posible observar el esquema completo y real de un sistema BAC, donde la complejidad y la cantidad de componentes aumentan. El sistema utiliza estanques de almacenamiento de agua, para disminuir los riesgos de interrupción en los suministros, ya que como se mencionó con anterioridad, una falla de los sistemas

de refrigeración puede ocasionar grandes problemáticas a los trabajadores. Por otra parte, se puede observar la cantidad de bombas requeridas y la circulación de los flujos de aire.

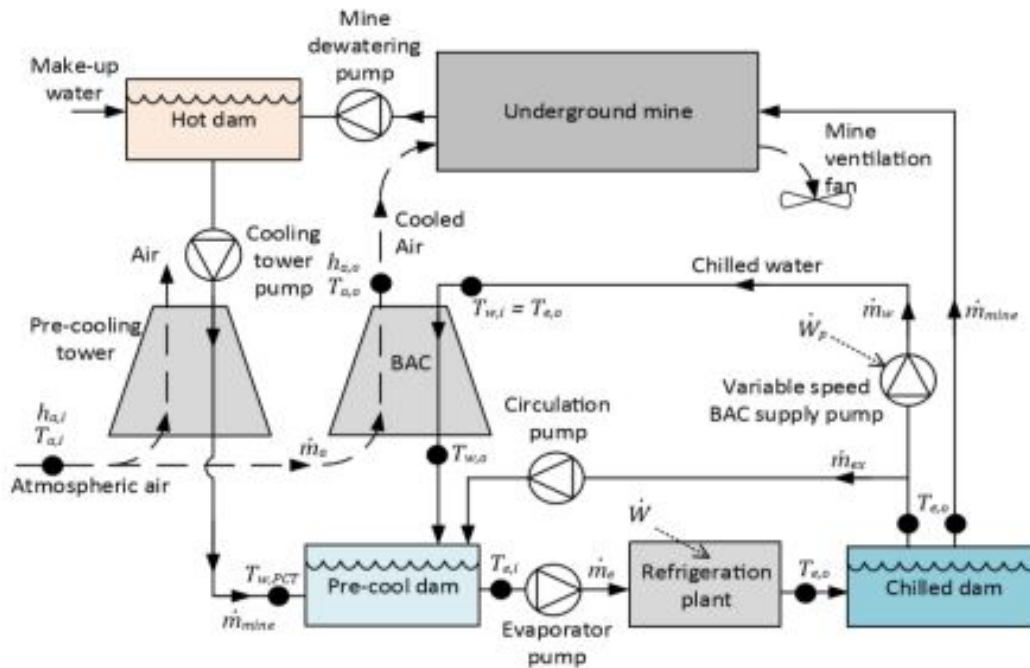


FIGURA 2.29: Esquema de un BAC integrado en una mina subterránea [18]

Finalmente, podemos observar las eficiencias obtenidas por los sistemas BAC, previo y posterior a las optimizaciones realizadas a estos equipos.

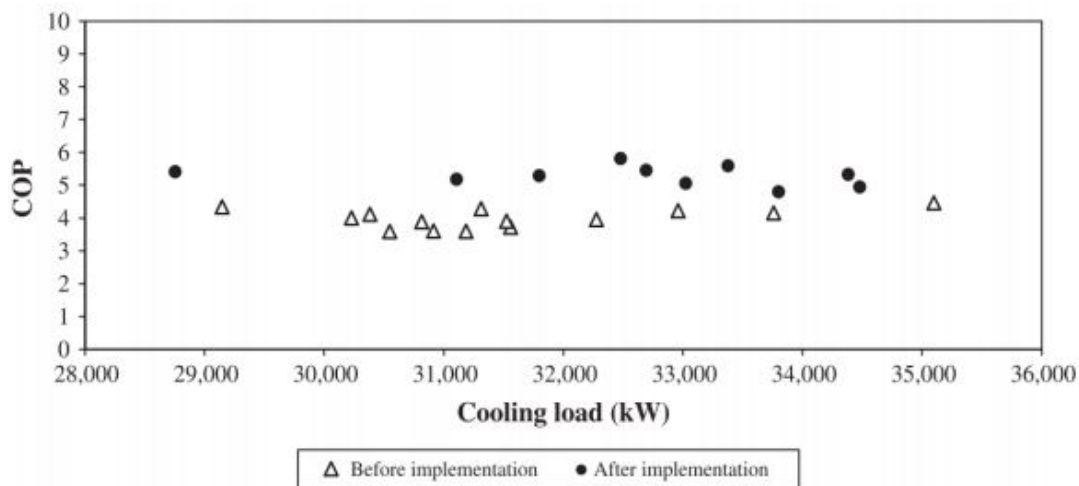


FIGURA 2.30: BAC: COP previo y posterior a los sistemas de optimización energética [15]

El COP para los BAC se mantiene bastante estable a pesar de variar la carga de refrigeración de manera importante y esto es muy favorable cuando se compara con otras tecnologías.

Refrigeración solar: Eléctrica

Corresponde a una configuración de refrigeración sustentable, que utiliza la electricidad producida por paneles solares fotovoltaicos (PV), para impulsar un sistema de refrigeración por compresión de vapor.

Existen diferentes configuraciones, la primera utiliza un inversor de corriente, el cual transforma la corriente continua (CC) producida por los paneles a corriente alterna (CA), impulsando así el compresor del ciclo. Una ventaja de esta configuración es la inyección a la red cuando existe exceso de energía generada.

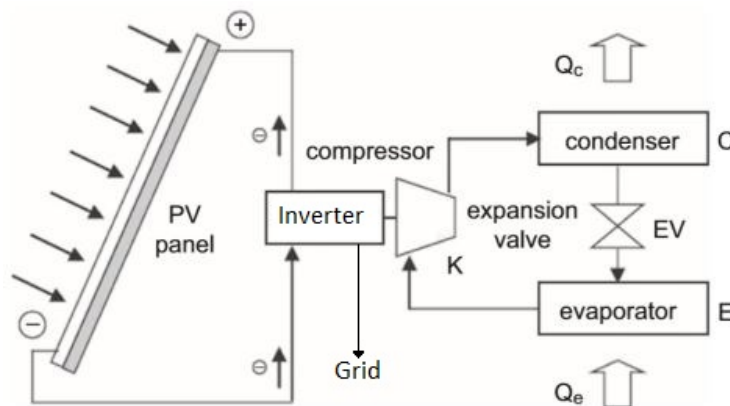


FIGURA 2.31: Refrigeración solar eléctrica: Inversor

Fuente: Elaboración propia

Un segundo sistema utiliza de manera directa la CC producida por el PV. Para esto se conecta un motor de CC que impulsa el compresor del ciclo de refrigeración. Este sistema permite estar desconectado de la red eléctrica (favorable en lugares inhóspitos), pero limita el uso de la electricidad solo a CC.

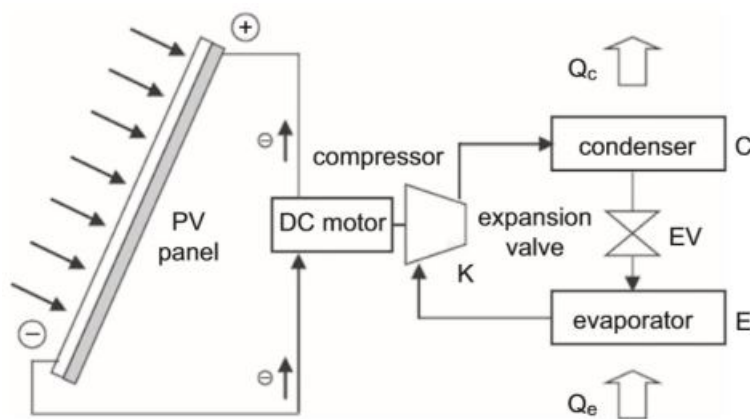


FIGURA 2.32: Refrigeración solar eléctrica: Motor DC [18]

Este sistema permite enfriar aire o agua dependiendo de las necesidades de la mina y perfectamente se podría entender como un sistema BAC impulsado por PV.

Refrigeración solar: Térmica

Un fluido caliente generado por un colector solar es utilizado para impulsar un equipo de refrigeración por absorción o adsorción de calor.

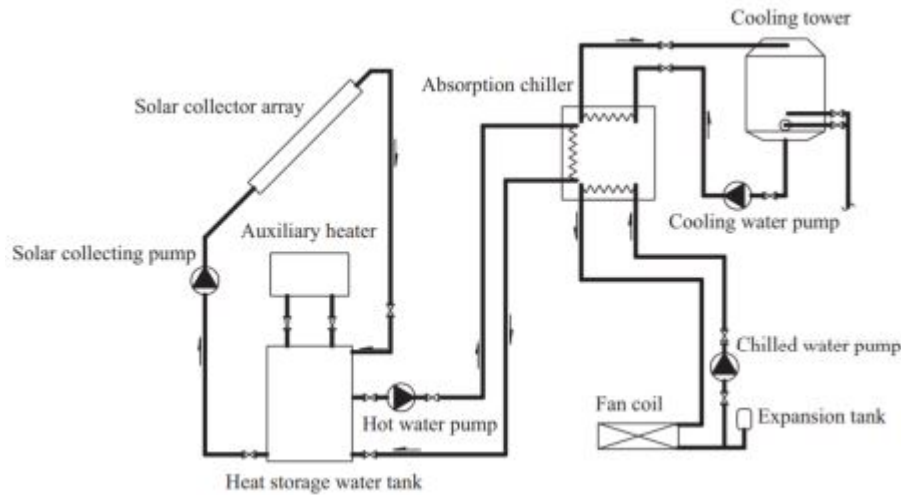


FIGURA 2.33: Sistema de refrigeración solar térmica: SRA-CS de efecto simple [18]

En esta tesis se estudiarán los sistemas solares térmicos (colectores y paneles solares termodinámicos) de absorción, ya que los COP presentados por los ciclos de refrigeración por adsorción son bajos y se encuentran en continua fase de estudio [18].

Refrigeración termo mecánica

Existen dos tipos de tecnologías asociadas a este tipo de refrigeración: Enfriadores por eyección solar y los sistemas de refrigeración de Rankine.

1. **Enfriador por eyección solar:** Este sistema corresponde un ciclo de refrigeración de vapor, donde el compresor es reemplazado por un eyector solar [18].

El eyector solar a diferencia de un compresor no consume electricidad y solo consume energía térmica, además de no poseer dispositivos mecánicos [18].

El sistema se compone de 3 ciclos: solar, condensación y refrigeración [18].

Ciclo solar: Un CS calienta un fluido que se almacena en un estanque térmico para ser utilizado cuando se genere la demanda del generador [18].

Ciclo condensación: El fluido refrigerante absorbe calor del líquido en el generador y pasa a través del eyector donde aumenta su presión y baja su velocidad. Luego ingresa al condensador, donde se libera calor al ambiente y el refrigerante vuelve a su estado líquido separándose en la parte que reingresa al generador y la que continúa hacia el ciclo de refrigeración [18].

Ciclo refrigeración: Luego del condensador, el líquido de trabajo pasa por una válvula de expansión y más tarde por el evaporador. En esta parte del ciclo se genera la refrigeración, al igual que en los ciclos de compresión de vapor. Finalmente, el refrigerante en estado de gas saturado vuelve al eyector para completar el ciclo [18].

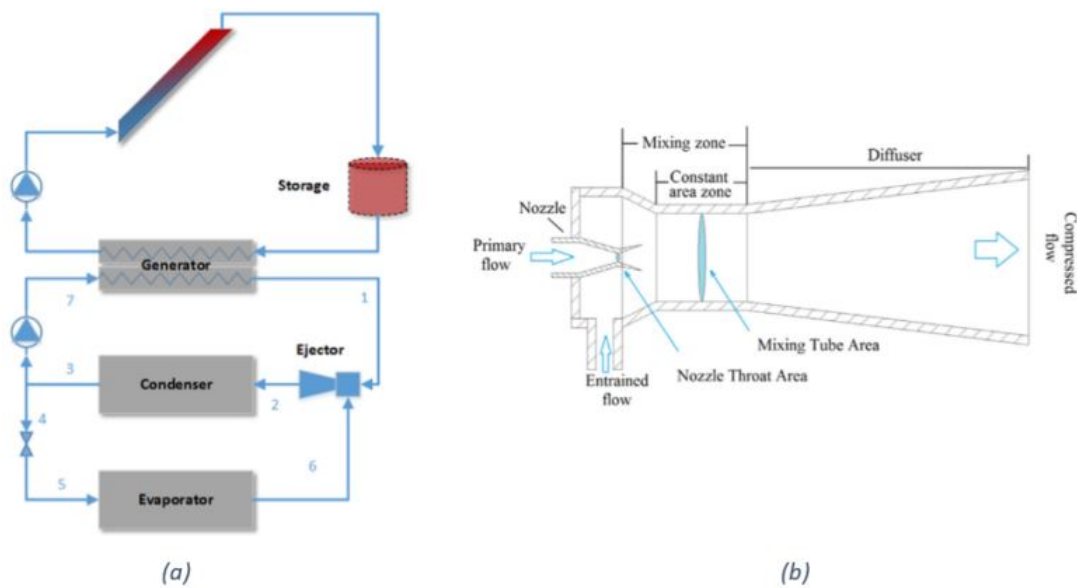


FIGURA 2.34: Sistema de enfriamiento por eyección solar (a) , eyector solar (b) [18]

2. **Sistema de refrigeración de Rankine:** El sistema de refrigeración de Rankine se basa en un ciclo de refrigeración por compresión de vapor, donde el compresor esta unido a un expansor.

La función del expansor es transformar la energía térmica en mecánica, la cual arrastra al compresor del ciclo de refrigeración. Existen expansores de arrastre y pistón.

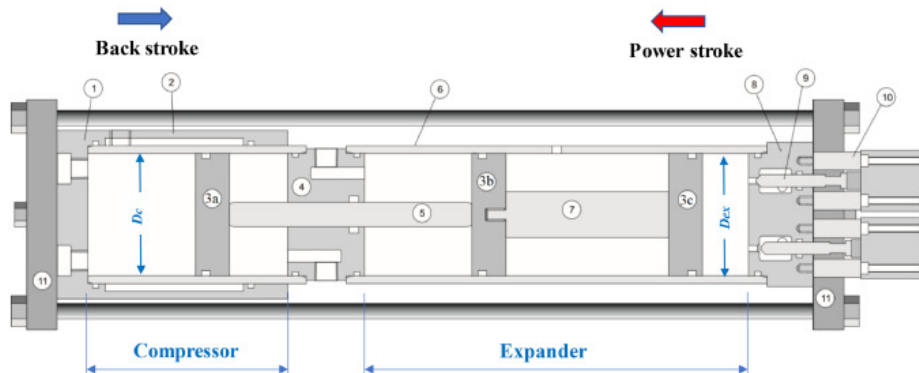


FIGURA 2.35: Expansor-compresor solar de pistón. [20]

A continuación, se muestran dos ciclos de refrigeración de Rankine. El primero consta de 3 ciclos, de los cuales dos tienen condensadores. El segundo ciclo es más preferido debido a que su configuración es más sencilla, además de tener menos partes.

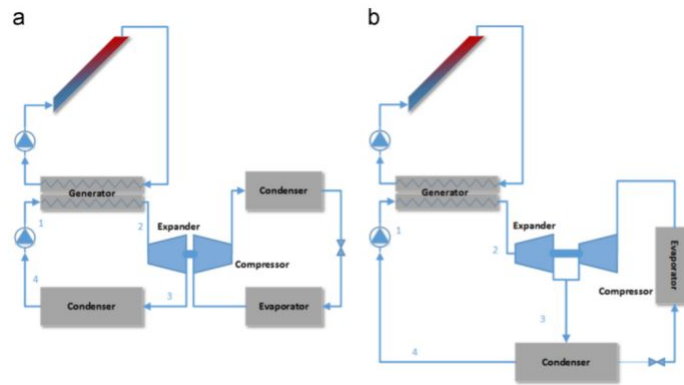


FIGURA 2.36: Ciclo de refrigeración de Rankine separado (a), ciclo de refrigeración de Rankine combinado (b) [18]

Refrigeración in situ

A diferencia de los sistemas antes mencionados, los sistemas de refrigeración *in situ*, como lo dice su nombre, operan de manera completa al interior de los túneles. Estos sistemas son aplicados cuando los costos de bombeo, tuberías y/o la electricidad son altos o no hay factibilidad técnica de instalación [15].

1. **Tubos vortex:** Los tubos vortex son máquinas de calor sin piezas móviles en su interior. Se impulsa por medio de aire comprimido que por medio de la geometría del tubo, permite separar los flujos de aire caliente y frío en sus extremos. El extremo caliente puede alcanzar temperaturas cercanas a los 120°C , mientras que el extremo frío puede alcanzar los -46°C [47].

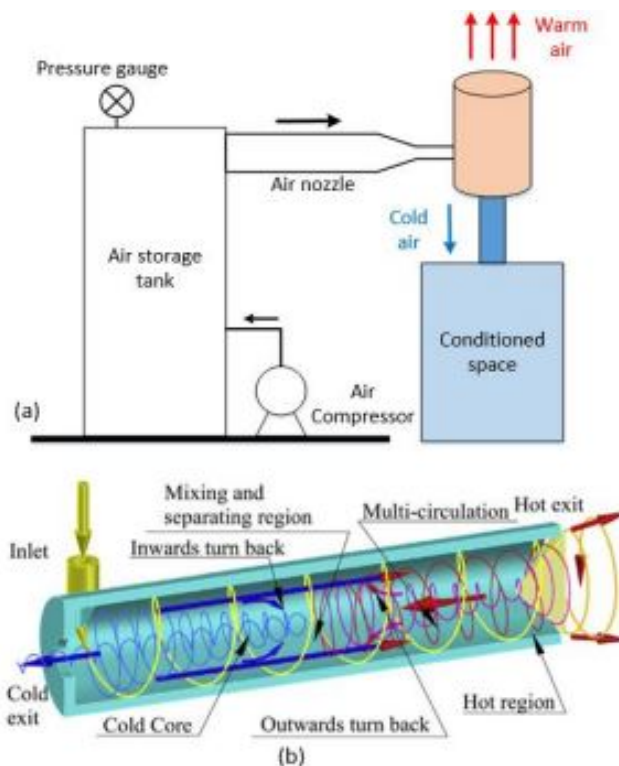


FIGURA 2.37: Sistema de refrigeración con tubos vortex (a), estructura de flujos al interior del tubo vortex (b) [15]

Las ventajas de este sistema son: Instalación rápida, segura y eficaz en la zona de refrigeración, con bajos costos de operación. La problemática del sistema es, dar uso al aire caliente generado en el otro extremo del tubo [15].

2. **Sistema de refrigeración por eyección:** El sistema de refrigeración por eyección funciona bajo el principio de la extracción de un gas en un contenedor, por medio de la descarga de un fluido (generalmente agua). Esto produce la evaporación del agua a baja presión, la cual adquiere el calor del ambiente, proceso que genera la refrigeración [15].

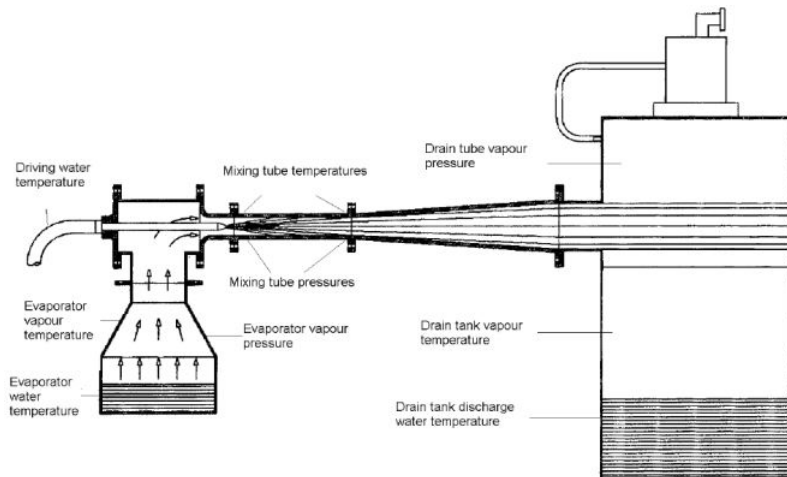


FIGURA 2.38: Sistema de refrigeración por eyección de vapor [15]

3. **Plantas de refrigeración de hielo:** Estas plantas generan hielo para refrigerar el aire de las minas. Sus costos de instalación y operación son elevados y por estas razones se suelen utilizar cuando las profundidades de los túneles exceden los 2.500 [m] (ej. minas sudafricanas), donde bombear agua fría se vuelven económicamente inviable.

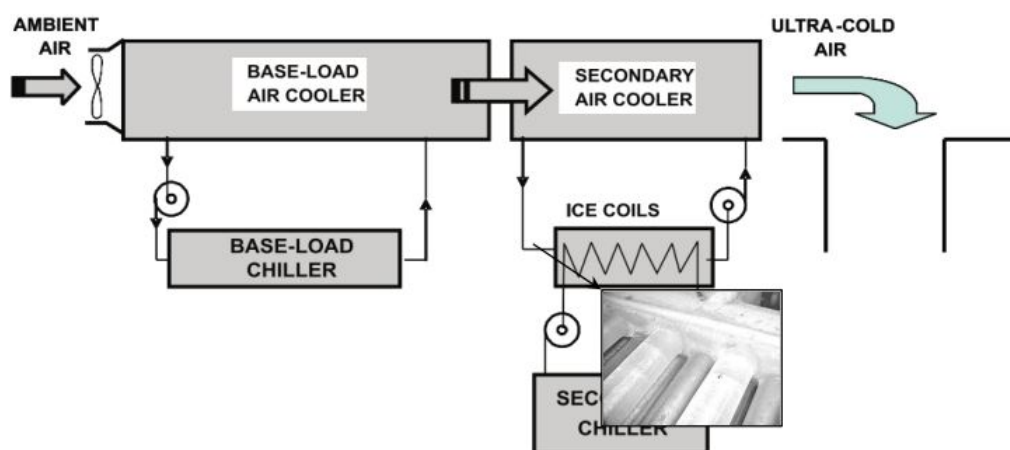


FIGURA 2.39: Planta de refrigeración de hielo [15]

2.4.4. Refrigeración en la minería: Comparación de tecnologías

De las tecnologías mencionadas con anterioridad, el BAC es el más utilizado [12] por su versatilidad, eficiencia y rendimiento económico [48].

El sistema BAC más grande del mundo, instalado en la mina australiana Enterprise, tiene un COP promedio de 5.6, con una capacidad máxima de refrigeración de 34 MWR [35].

A continuación, se puede observar una tabla comparativa entre los diferentes sistemas de refrigeración utilizados en la minería subterránea.

Cooling System	COP (solar)	Source(s)	Average range COP
Solar electric (PV)	0.3 - 0.75 0.375 - 0.825 0.4 - 1 0.6	Zeyghami et al.,2015 Wu,2013 Yilmazoglu,2016 He et al.,2013	0.35 - 0.8
Solar thermal-Absorption single effect	0.6 - 0.7 0.35 0.7 0.7 0.5 - 0.8 0.6 0.5 - 0.7 (0.5 commercial)	Wu,2013 Zeyghami et al.,2015 Sarbu,2013 Xu et al.,2017 Alobaid et al.,2017 Ullah et al.,2013 Srikhirin et al.,2001	0.49 - 0.72
Solar thermal-Absorption double effect	0.9 - 1.2 0.62 0.8 - 1.2 1.2 0.7 0.96 0.8 - 1.2	Wu,2013 Zeyghami et al.,2015 Papadopoulos,2003 Xu et al.,2017 Alobaid et al.,2017 Ullah et al.,2013 Srikhirin et al.,2001	0.95 - 1.2
Solar thermal-Absorption triple effect	0.85 1.7 1.4 - 1.5	Zeyghami et al.,2015 Ullah et al.,2013 Srikhirin et al.,2001	1.1 - 1.6
Solar Mechanical-Ejector	0.05 - 0.38 0.08 - 0.6 0.01 - 0.1	Zeyghami et al.,2015 Khattab and Barakat Alexis et al.,2005.	0.04 - 0.36
Solar Mechanical-Rankine	0.05 - 0.31 0.14 - 0.42 0.3	Zeyghami et al.,2015 Bu et al. Zang et al.,2016	0.16 - 0.37

TABLA 2.4: COP para diferentes sistemas de refrigeración solar [18]

2.4.5. Refrigeración en la minería: Problemáticas

Algunas problemáticas relacionadas con la refrigeración en la minería son los altos costos de inversión y operación, así como problemas técnicos asociados a la generación de neblina en los túneles y daños a otros equipos como las cintas transportadoras [12].

A la hora de diseñar un sistema de refrigeración de gran escala es importante tomar todos estos antecedentes en cuenta, debido a que reparaciones o mejoras pueden costar mucho dinero [12].

2.5. Bomba de calor

La bomba de calor es una máquina térmica impulsada por energía eléctrica, que permite refrigerar y/o calefaccionar espacios con altos COP, basándose en el ciclo de refrigeración por compresión de vapor [49].

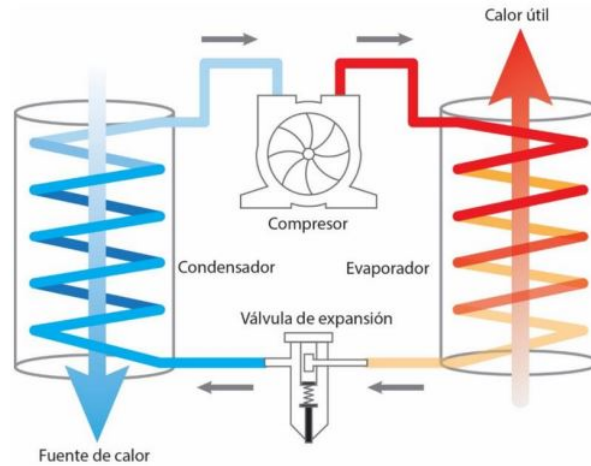


FIGURA 2.40: Ciclo de una bomba de calor [21]

Las bombas de calor son unos de los sistemas más eficientes para la generación de agua caliente y al ser sustentables permiten una disminución en las emisiones de GEI [49].

Las bombas de calor se clasifican por la fuente de energía que cede calor al evaporador.

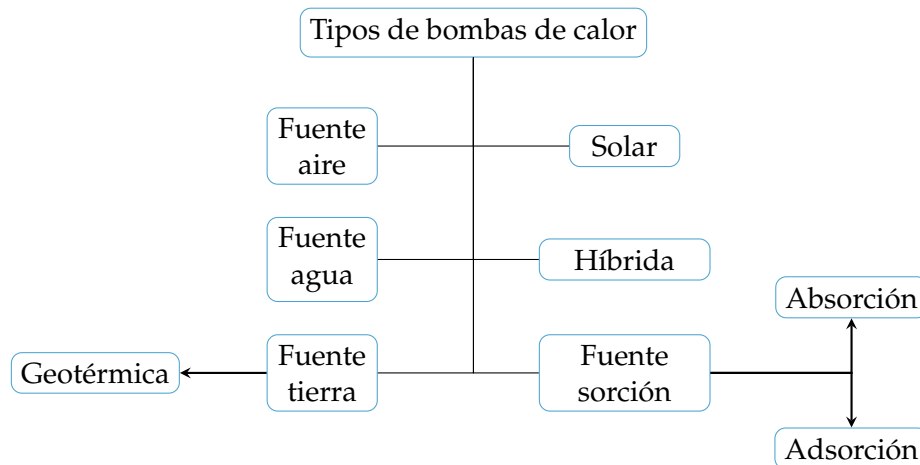


FIGURA 2.41: Tipos de sistemas de refrigeración por absorción [17]

$$COP_{BC} = \frac{Salida_{deseada}}{Entrada_{requerida}} = \frac{Efecto_{calentamiento}}{Entrada_{trabajo}} = \frac{Q_H}{W_{neto,entrada}} \quad [16] \quad (2.5.1)$$

$$COP_{BC} = COP_r + 1 \quad [16] \quad (2.5.2)$$

2.5.1. Equipo solar termodinámico (EST)

Esta configuración es una bomba de calor que ve reemplazado su evaporador por un panel solar termodinámico (PST).

Estos equipos se utilizan la mayor parte del tiempo para generar agua caliente sanitaria (ACS) a 60°C. En la tesis se simulará un sistema de este tipo con múltiples PST, para elevar el agua caliente a 90°C con el objetivo de impulsar un SRAO.

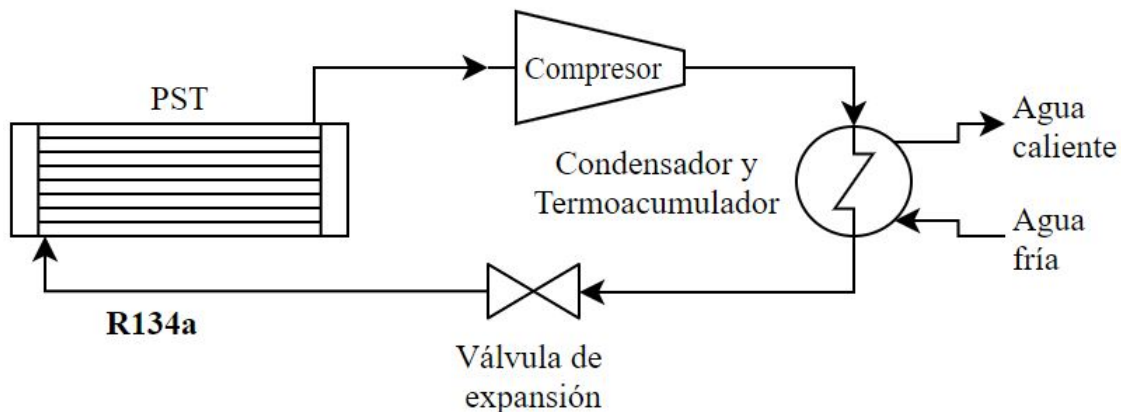


FIGURA 2.42: Esquema de un EST
Fuente: Elaboración propia

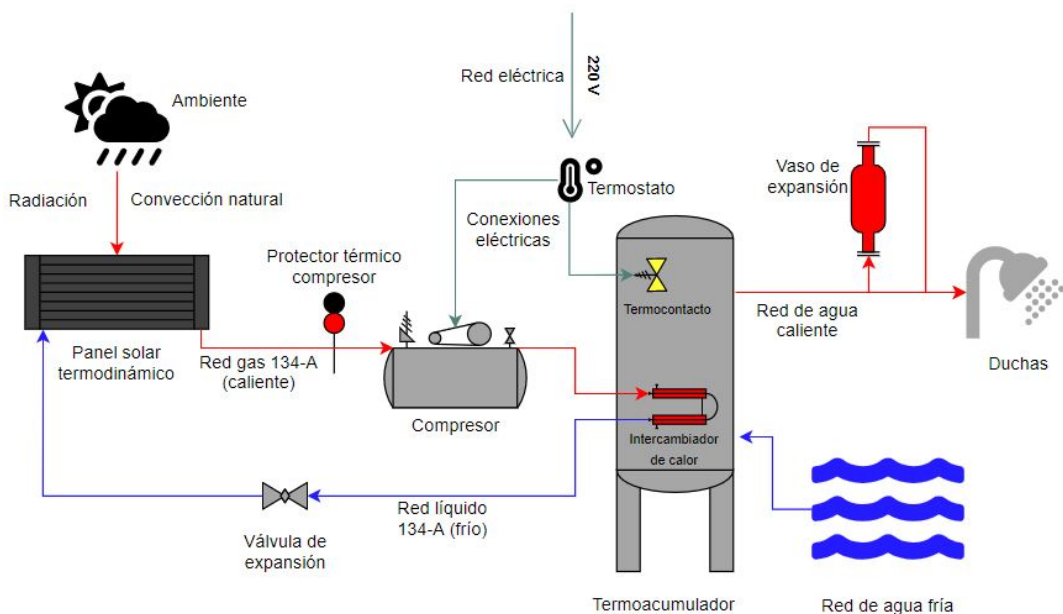


FIGURA 2.43: Diagrama de un EST doméstico para ACS
Fuente: Elaboración propia

En la tesis se utilizará el mismo principio, pero el agua caliente pasará por el condensador y luego directo al generador del SRAO.

Refrigerantes: R134a y R407C

1. **R134a:** El R134a corresponde a un líquido refrigerante versátil utilizado comúnmente en los ciclos de refrigeración. Es un refrigerante no inflamable y produce cero daños a la capa de ozono (0 ODP).

Los EST domiciliarios e industriales utilizan este refrigerante, entre otros, por su estabilidad química y física a altas presiones y temperaturas. Esto permite operar al ciclo en condiciones adversas como a los -5°C ambientales, sin sufrir peligros de congelación en el PST [22].

“El refrigerante que circula por el panel suele evaporar a temperaturas entre -5 y -15°C cuando las condiciones atmosféricas son desfavorables, en condiciones ambientales promedio el refrigerante evapora en torno a 5°C y con buenas condiciones ambientales la temperatura del refrigerante puede llegar a 15°C .” [22]

Las propiedades del refrigerante R134a, se muestran a continuación:

Propiedades físicas	R134a
Fórmula química	$\text{CH}_2\text{F} - \text{CF}_3$
Nombre químico	1,1,1,2 - Tetrafluoroetano
Peso molecular [g/mol]	102
Punto de ebullición $^{\circ}\text{C}$	-26,2
Punto de congelación $^{\circ}\text{C}$	-101
Presión crítica [bar]	40,67
Temperatura crítica $^{\circ}\text{C}$	101,1
Calor latente de vaporización [kJ/kg]	215,9
Inflamabilidad	No

TABLA 2.5: Propiedades físicas del R134a [22]

2. **R407C:** El Refrigerante R407C es una mezcla de los refrigerantes R32, R125 y R134a, la cual es la comúnmente utilizada en instalaciones industriales o climatización de piscinas por medio de EST.

Sus propiedades se muestran a continuación:

Propiedades físicas	R407C
Mezcla	R32 / R125 / R134a
Composición	23 / 25 / 52
Peso molecular [kg/kmol]	86,2
Punto de ebullición $^{\circ}\text{C}$ (burbuja)	-44,2
Punto de ebullición $^{\circ}\text{C}$ (rocío)	-36,8
Presión crítica [bar]	54,5
Temperatura crítica $^{\circ}\text{C}$	87
Calor latente de vaporización [kJ/kg]	253
Inflamabilidad	No

TABLA 2.6: Propiedades físicas del R407C [22]

Panel solar termodinámico (PST)

Como se mencionó en la descripción del problema, los PST son equipos utilizados para la generación de AC, ACS, piscinas, calefacción central o calentamiento de fluidos para fines industriales o domiciliarios. La ventaja de los PST sobre los colectores solares tradicionales es que pueden absorber la energía térmica del ambiente en todo momento, incluso en los meses más fríos del año, ya que su fluido de trabajo es un refrigerante de baja temperatura de evaporación. Además, son equipos prácticos, pequeños y livianos (8 [kg] cada panel), lo que permite una fácil instalación y mantenimiento. Los PST son resistentes a agresiones exteriores y no se congelan a diferencia de otros colectores [22].



FIGURA 2.44: Panel solar termodinámico [22]

Compresor

El compresor utilizado para una instalación domiciliaria corresponde a un compresor para líquido refrigerante R134a, con rangos de temperatura de operación entre los -35°C y 15°C , con una potencia de 315 [W] [22].

En la tesis no se utiliza un compresor con características específicas. Esto se debe a que el compresor se debe diseñar, luego de conocer las magnitudes de los flujos másicos para los diferentes meses del año y las respectivas condiciones de trabajo.

Condensador: Intercambiador de calor

El condensador es el encargado de realizar el cambio de estado del refrigerante de gas sobrecalentado, a líquido saturado. En este proceso se libera calor, el cual es captado por el agua en el termo acumulador aumentando su temperatura [22].

Válvula de expansión

La válvula de expansión permite un cambio de estado desde líquido saturado a mezcla de líquido-gas, manteniendo la entalpía del refrigerante [22].

Termo acumulador

El termo acumulador es utilizado para almacenar el agua que será calentada por el condensador. En la tesis se obvia el uso de un termo acumulador, ya que se suministrará agua directamente al SRAO con un flujo continuo.

2.6. Sistema de refrigeración por absorción de efecto simple optimizado impulsado por un colector solar (SRAO-CS)

En esta sección se explica el funcionamiento de un SRAO impulsado por colectores solares (CS). Este sistema fue planteado en la tesis de Simon Greig, para reemplazar el actual sistema de refrigeración (BAC de 34 MWR) de la Mina Enterprise.

El funcionamiento del sistema comienza con la captación de la energía solar por parte de los colectores, los cuales aumentan la temperatura de un fluido (agua) hasta los 90°C . Luego por medio de una bomba, el fluido es impulsado a través de un circuito cerrado hasta el generador del SRAO, donde cede calor, permitiendo impulsar dicho sistema. El agua fría generada por el SRAO es enviada por medio de tuberías al ventilador ubicado en los túneles mineros.

La ventaja de este sistema corresponde al aprovechamiento de la energía solar (recurso gratuito y sustentable) para la generación del agua caliente. Los SRAO son a ser equipos confiables y estables, permitiendo la generación constante de agua fría, con bajos costos de mantención.

Los colectores solares pueden generar agua caliente para impulsar este sistema, únicamente cuando existe radiación solar. Esto corresponde a una desventaja, ya que se hace necesario la construcción de un termo acumulador de grandes dimensiones, que permita almacenar agua caliente a 90°C (alto costo económico). Por otra parte, la eficiencia térmica de los colectores solares depende de la radiación y la diferencia de temperatura presente entre este dispositivo y el ambiente. El viento es a una problemática para estos equipos, ya que contribuye a las pérdidas de calor en los intercambiadores de calor (tubos del colector).

Para impulsar un SRAO-CS de 34 MWR, bajo las condiciones ambientales de la Mina Enterprise, serían necesarios 93.055 colectores solares de 2.114 [W] cada uno. El termo acumulador utilizando como fluido de trabajo agua, contaría con 25 metros de altura y 65 metros de diámetro.

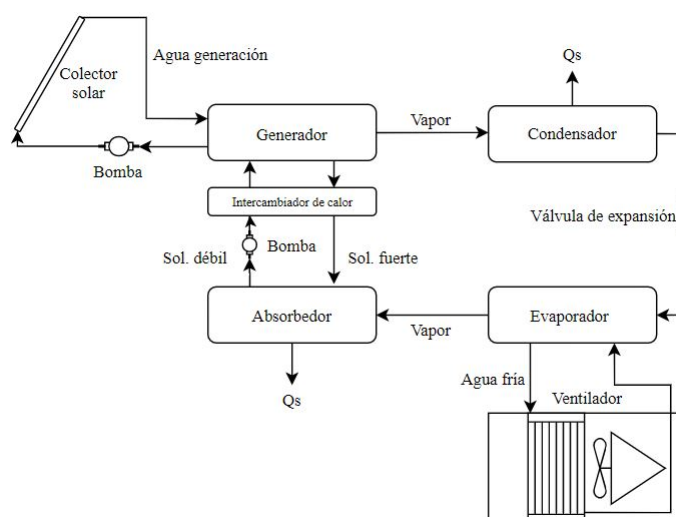


FIGURA 2.45: Esquema CS impulsando un SRAO [18]

Fuente: Elaboración propia

2.7. Sistema de refrigeración por absorción de efecto simple optimizado impulsado por un equipo solar termodinámico (SRAO-EST)

En esta sección se muestra y explica el funcionamiento del SRAO-EST. Este sistema se plantea a partir de la necesidad de eliminar algunas de las problemáticas presentadas por el SRAO-CS.

El SRAO-EST está compuesto por dos tecnologías, un sistema de refrigeración por absorción (Li+Br) de efecto simple optimizado, impulsado por un equipo solar termodinámico. Los equipos solares termodinámicos, como se explicó con anterioridad, permiten generar agua caliente de manera sustentable, la cual sería utilizada para impulsar el SRAO.

La ventaja de este sistema es la generación de agua caliente de manera sustentable durante las 24 horas del día, esto debido al aprovechamiento del potencial solar, atmosférico y eólico. Esto elimina la necesidad de un estanque acumulador y permite eliminar una alta variabilidad en la eficiencia de generación.

Dentro de las desventajas de este sistema, se puede encontrar la necesidad de elevar el agua a 90°C , acción que afecta de manera directa el COP del EST. Esto se debe a que los equipos están diseñados para elevar el agua a 60°C , y aumentar dicha temperatura a 90°C , requerirá de un mayor esfuerzo eléctrico del compresor (mayor trabajo), que se traduce en un mayor costo operacional.

Si bien el gasto eléctrico será mayor, vale la pena la investigación, ya que en el futuro se espera que los precios de la electricidad disminuyan debido a la masificación de las energías renovables no convencionales (ERNC) en la matriz energética [50].

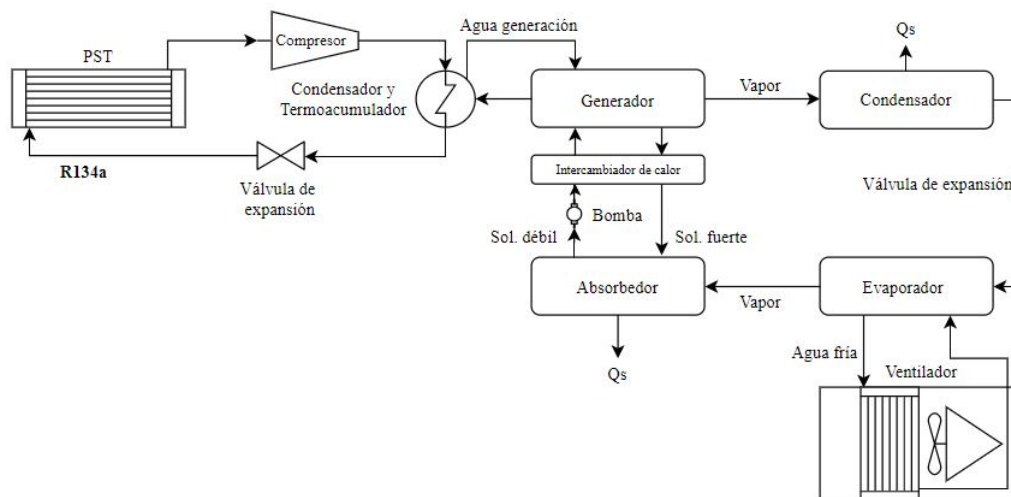


FIGURA 2.46: EST impulsando un SRAO
Fuente: Elaboración propia

2.8. Chile y el mundo frente a esta oportunidad

Hoy el planeta se ve inmerso en la problemática del calentamiento global, escasez hídrica y contaminación de suelos, efectos provocados por diversas industrias dentro de las cuales se encuentra la actividad minera. Esta industria ha generado grandes beneficios económicos y productos que han ayudado al desarrollo de la humanidad, pero con graves consecuencias ambientales.

Esta conducta es una de las que se espera reformar a futuro y hoy los países mineros como Finlandia, China, Australia, Canadá, Estados Unidos, Perú, México, Sudáfrica y Chile, se encuentran comprometidos con una producción sostenible bajo el concepto del *Green mining* o *Sustainable mining* [51].

Finlandia podría considerarse como el país líder en la minería sustentable, ya que cuenta con más de 200 empresas enfocadas en este rubro. Algunas de estas empresas son Metso, Normet, Outotec y Sandvik [51].

Chile es considerado un país minero, ya que ocupó el primer lugar a nivel mundial en la producción de cobre durante el periodo 2014 y 2015 (5.750 [TM] y 5.764 [TM] respectivamente) [52]. Pero el país no solo se encuentra comprometido con producir el “metal rojo”, sino que busca hacerlo de manera sustentable y sostenible. Tecnologías emergentes como el análisis de datos, minería remota, hidrógeno verde para los procesos de transporte y fundición, son algunos de los cambios que se están estudiando e implementando para lograr esta meta.

Los estudios se encuentran enfocados en el mejoramiento de la industria minera con la incorporación de tecnologías como los colectores solares, integración de energías renovables no convencionales (ERNC) y eficiencia energética para los procesos mineros.

En el área de la refrigeración no se han encontrado estudios en Chile, mientras que a nivel internacional se ha podido observar un sin número de publicaciones relacionadas a esta práctica en diferentes países.

La idea de la tesis es anticiparse a una futura necesidad de refrigeración en los túneles mineros chilenos.

2.9. Minería chilena

En el año 2018, la industria minera, por medio de sus 35 principales empresas extrajo 5.84 millones de toneladas de cobre fino, que representan el 55 % de las exportaciones de Chile, un 10 % del PIB y un 27,7 % de la producción mundial [53].

Esta industria se encuentra estrechamente relacionada con la industria energética y específicamente con la electricidad, la cual representa entre un 20-30 % de los costos de la industria [54]. Disminuciones en los precios o mejoras en eficiencia energética pueden generar ahorros importantes en los costos de la industria. En el año 2019 los costos por $[kWh/TMF]$ C_u fueron de \$189,1 para la minería a rajo abierto y de \$621,4 para la minería subterránea [23].

A continuación, se muestra la evolución del consumo eléctrico y de combustibles en la minería con relación a la extracción de cobre durante los años 2007 y 2013.

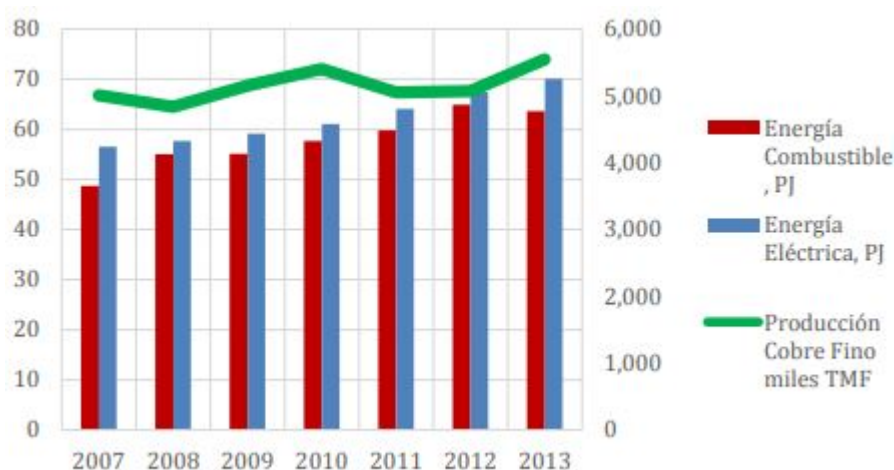


FIGURA 2.47: Energía combustible y eléctrica por producción de C_u [23]

Por otra parte, se muestra el consumo de combustible y eléctricos de las minas en Chile, para cada proceso productivo (Proceso mina incluye rajo abierto y subterráneas). A la izquierda de cada gráfico se observa la magnitud en $[PJ]$ y en el lado derecho el $[\%]$ correspondiente a cada proceso.

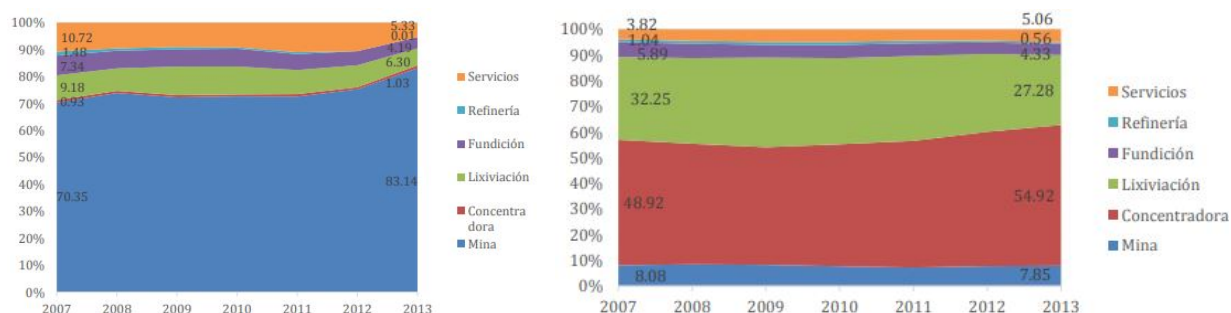


FIGURA 2.48: Consumo de combustible y eléctrico por proceso [23]

2.9.1. Minería subterránea chilena

En Chile un 17,1 % de las minas son subterráneas (6 minas), de las cuales 5 extraen cobre y la restante se enfoca en la extracción de oro. Estas minas representan un 12,7% de la producción nacional de cobre [23]. Las minas subterráneas deben cumplir con altos estándares de seguridad y de confort para los trabajadores, ya que los túneles en nuestro país pueden alcanzar los 2.000 metros de profundidad.

Debido a la existencia de varios factores que se discutirán más adelante, se hace necesario contar con equipos específicos para la minería subterránea como son los equipos de ventilación y refrigeración. A continuación, se muestran los equipos utilizados en la minería subterránea chilena, que requieren de alta disponibilidad, o sea, son indispensables para el funcionamiento de la mina y utilizan energía eléctrica para realizar sus funciones.

Equipo eléctrico	Disponibilidad %	Utilización %	Eficiencia de activo %
Perforadoras	65 - 80	60 - 75	(no disponible)
Roto-cargadores	75 - 85	90 - 95	68 - 81
Correas transportadoras	90 - 95	90 - 95	81 - 90
Ferrocarril	90 - 95	60	54 - 58
Chancado primario	90 - 95	95 - 98	86 - 93
Equipos auxiliares	75 - 85	80 - 90	60 - 77
Bombeo	98	95	76
Ventilación	98	100	98
Iluminación	98	100	98

TABLA 2.7: Equipos eléctricos utilizados en las minas subterráneas [23]

Si bien la refrigeración no se encuentra representada en el cuadro, podemos decir que a futuro, existe la posibilidad de implementar sistemas de refrigeración, justificado por la diversa y compleja geología del territorio nacional y las minas subterráneas presentes en él [55], como el innegable incremento de la profundidad en los túneles mineros.

2.9.2. Empresas de la gran minería subterránea chilena

Minas subterráneas	Empresa	Mineral	Producción miles [TM/ Año]	Puesta en marcha	Trabajadores
División El Salvador	Codelco	Cobre	54,3	1959	1.437
División Andina	Codelco	Cobre	236,7	1970	1.597
División El Teniente	Codelco	Cobre	450,4	1905	3.869
Ojos del Salado	Lundin Mining Co.	Cobre	26,3	1929	585
Altos de Punitaqui	Glencore Int.	Cobre/Oro	12/12.000(oz)	2010	200-500
Minera Florida	Yamana Gold Inc.	Oro	73.000(oz)	2000	456

TABLA 2.8: Empresas de la gran minería subterránea chilena [23]

2.9.3. Mina: El Teniente

El Teniente es la mina subterránea de cobre más grande del planeta, la cual extrajo en el año 2020, 443.220 toneladas métricas de este mineral. Este valor representa un 25,1 % del total extraído por Codelco en ese año. Además de cobre, se extrae molibdeno y plata, siendo las producciones para el mismo año de 8.214 [TM] y 106.428 [kg] respectivamente [23]. Si bien la explotación mayoritaria es subterránea, la mina cuenta con un rajo abierto en el sector sur [56].

La mina cuenta con más de 4.500 [km] de túneles, los cuales pueden alcanzar profundidades de 1.880 [m] [56].

Ubicación geográfica

La mina está ubicada a 50 [km] de Rancagua, específicamente en la comuna de Ma-chalí, Región del Libertador Bernardo O'Higgins, Chile. El Teniente se encuentra a una altura entre los 1.900 [24] y 3.200 metros sobre el nivel del mar [msnm] [56].

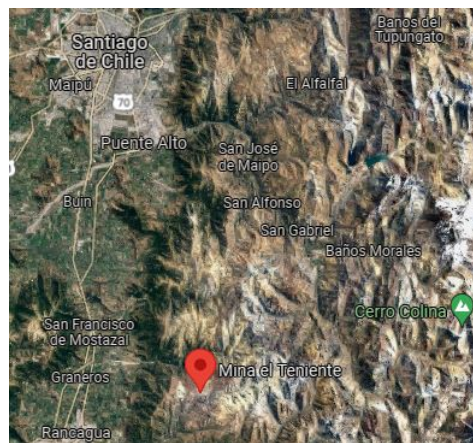


FIGURA 2.49: Ubicación geográfica de la Mina El Teniente [24]



FIGURA 2.50: Instalaciones de la Mina El Teniente [24]

Potencial ambiental

Mes / $T_{amb} [^{\circ}C]$	Ene	Feb	Mar	Abr	May	Jun	Jul	Ago	Sep	Oct	Nov	Dic	Anual
Máx	20,3	19,9	19,0	15,2	11,4	8,5	7,2	8,0	10,5	12,9	16,1	18,4	13,9
Mín	12,6	12,7	11,7	9,0	6,6	4,2	3,1	3,5	4,5	6,3	8,3	10,5	7,7

TABLA 2.9: El Teniente: Temperatura ambiental promedio [24]

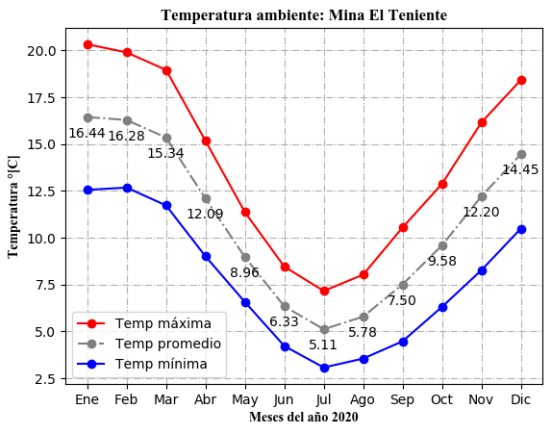


FIGURA 2.51: Temperatura promedio ambiental: Mina El Teniente

Potencial solar

Mes / $R_g [W/m^2]$	Ene	Feb	Mar	Abr	May	Jun	Jul	Ago	Sep	Oct	Nov	Dic
Máx	1067,6	1055,2	1007,7	812,5	568,1	439,2	412,3	495,7	713,1	834,5	992,5	1025,6
Mín	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0

TABLA 2.10: El Teniente: Radiación global promedio [24]

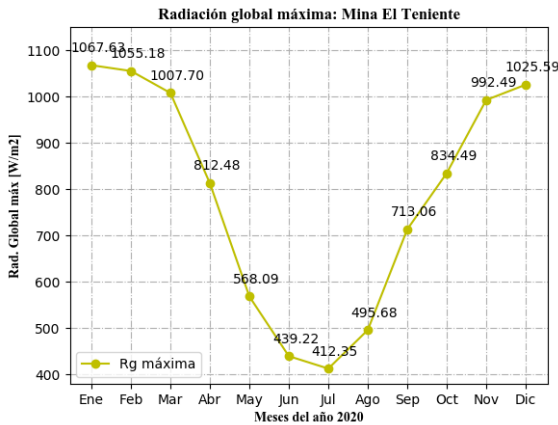


FIGURA 2.52: Radiación global máxima: El Teniente

Potencial eólico

Mes / $V_w [m/s]$	Ene	Feb	Mar	Abr	May	Jun	Jul	Ago	Sep	Oct	Nov	Dic	Anual
Máx	5,5	5,1	5,6	5,6	5,7	6,3	6,1	5,7	5,9	5,6	5,8	5,8	5,7
Mín	1,0	1,1	1,1	1,4	1,7	2,5	2,7	2,7	1,9	1,6	1,2	1,3	1,7

TABLA 2.11: El Teniente: Velocidad promedio del viento [24]

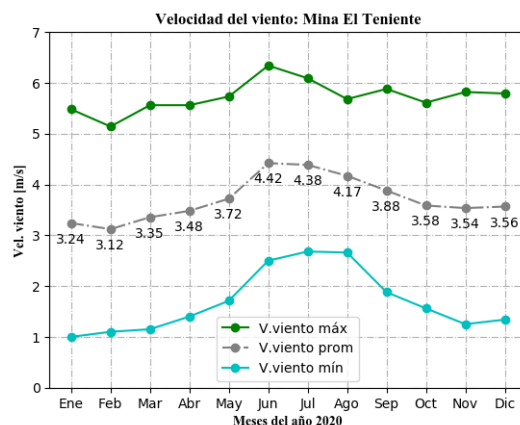


FIGURA 2.53: Velocidad promedio del viento: Mina El Teniente

Necesidad de refrigeración

La Mina El Teniente aún no ha requerido de sistemas de refrigeración y para disminuir la temperatura del aire se han utilizado técnicas y sistemas de ventilación.

Dentro de los sistemas de ventilación de la Mina El Teniente, podemos mencionar que cuenta con ventiladores axiales, que permiten ingresar grandes flujos de aire atmosférico para eliminar micropartículas, extraer gases, disminuir o aumentar la humedad, proporcionar aire fresco a los trabajadores, entre otras tareas.

Para esta mina subterránea a modo de investigación, se plantea una necesidad de refrigeración de 1 MW.

2.10. Minería australiana

Australia es un país ubicado en Oceanía, el cual se caracteriza por los servicios y la minería, ya que cuenta con más de 350 minas en su territorio. [57]. En el año 2014 fue el país que exportó más aluminio, carbón metalúrgico, hierro y plomo, además de encontrarse dentro de los 5 mayores productores en todos los minerales esenciales o críticos para el desarrollo en el mundo, donde se encuentran el oro, la plata, el cobre, etc [58].

A nivel nacional la industria minera representa un 38 % del consumo energético del sector industrial con aproximadamente 350 y se espera que este valor siga aumentando en los próximos años. Debido a esto se han planteado micro redes inteligentes de distribución, aumento de las ERNC en proyectos mineros y eficiencia energética enfocada en los procesos [59].

El consumo energético de las minas en Australia representa aproximadamente un 30 % de los costos totales de las operaciones y se basan principalmente en combustibles fósiles para suplir esas necesidades [59].

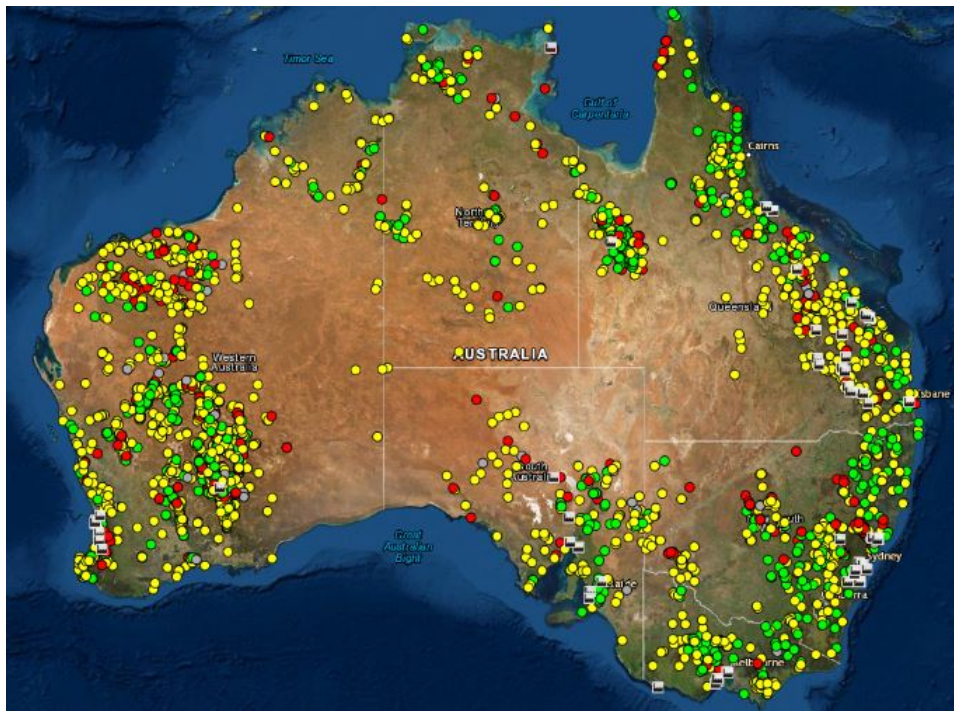


FIGURA 2.54: Distribución de las minas en Australia [25]

2.10.1. Minería subterránea australiana

Existen aproximadamente 70 minas subterráneas distribuidas principalmente en los estados de *Western Australia*, *Queensland* y *New South Wales*. También es posible encontrar algunas minas más pequeñas en *South Australia*, *Victoria* y *Tasmania* [60].

2.10.2. Mina: Enterprise

Enterprise es la mina subterránea más profunda y calurosa de Australia [18]. Es la segunda mina que más cobre produce en el país y sus túneles pueden alcanzar profundidades de 2.000 [m], con 60°C ambientales [35].

La mina es propiedad de Glencore y para hacer posible su operación, se necesitó diseñar e implementar el sistema BAC más grande del mundo y, por lo tanto, la torre de refrigeración de agua más grande de Australia [35].

Ubicación geográfica

La mina está ubicada en Mt. Isa, Queensland, zona extremadamente calurosa y desértica.

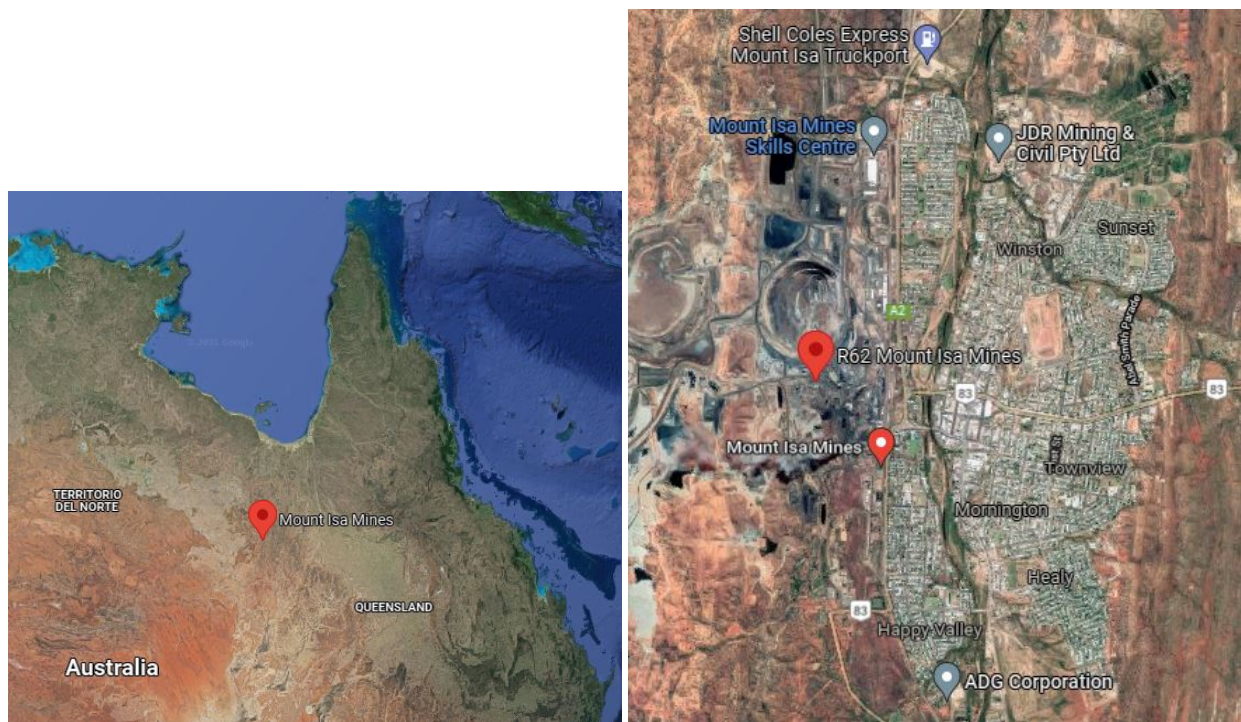


FIGURA 2.55: Ubicación geográfica: Mina Enterprise

Potencial ambiental

Todos los datos cuentan con un historial de seguimiento durante los últimos 99 años, realizados por el centro de meteorología del gobierno de Australia [30].

Mes / <i>T_{amb}</i> [°C]	Ene	Feb	Mar	Abr	May	Jun	Jul	Ago	Sep	Oct	Nov	Dic	Anual
Máx	31.7	30.8	29.6	27.2	23.8	21.1	20.8	22.5	25.6	28.2	30.3	31.4	26.9
Mín	19.1	19.0	17.4	13.7	10.2	7.6	6.3	6.7	9.5	13.2	16.0	18.1	13.1

TABLA 2.12: Enterprise: Temperatura ambiental promedio [30]

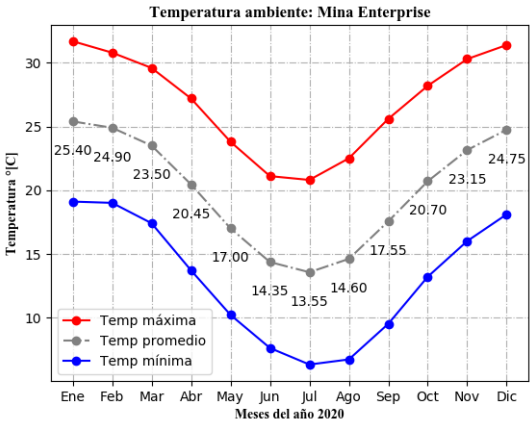


FIGURA 2.56: Temperatura promedio ambiental: Mina Enterprise

Potencial solar

Mes / $R_g [W/m^2]$	Ene	Feb	Mar	Abr	May	Jun	Jul	Ago	Sep	Oct	Nov	Dic
Máx	1136,4	1031,1	1003,0	897,0	770,8	702,3	735,1	877,1	995,3	1079,8	1129,4	1133,4
Mín	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0

TABLA 2.13: Enterprise: Radiación promedio mensual [30]

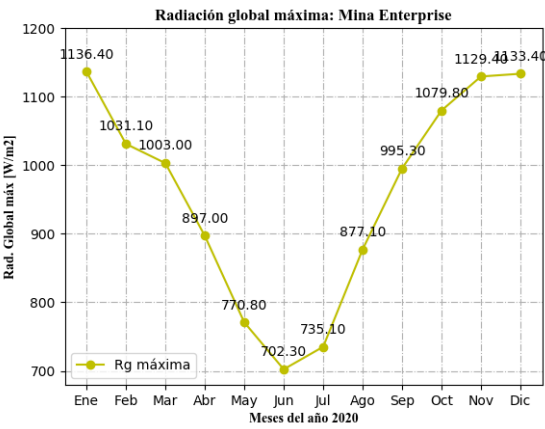


FIGURA 2.57: Radiación global máxima: Enterprise

Potencial eólico

Mes / $V_w [m/s]$	Ene	Feb	Mar	Abr	May	Jun	Jul	Ago	Sep	Oct	Nov	Dic	Anual
Máx	2.83	2.75	2.6	2.47	2.77	3.25	3.22	3.05	2.86	3	3.02	2.88	2.88
Mín	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0

TABLA 2.14: Enterprise: Velocidad promedio del viento mensual [30]

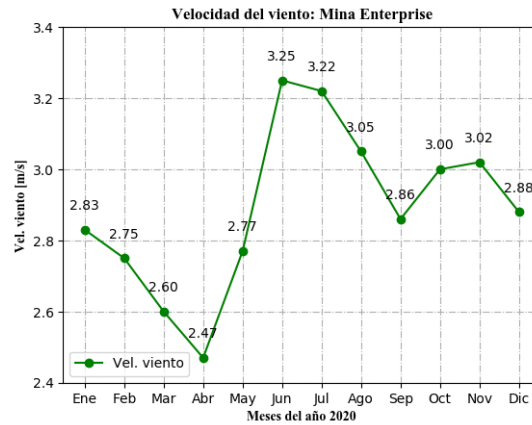


FIGURA 2.58: Velocidad promedio del viento: Mina Enterprise

Necesidad de refrigeración

La Mina Enterprise cuenta con una BAC capaz de generar 34 MWR, con un COP de 5,6. Generalmente la mina opera a 25 MWR, con un flujo de 580 [kg/s], para lo que se hace necesario un flujo de agua en la torre de refrigeración de 1.120 [L/s] [15].

No fue posible encontrar el tiempo de funcionamiento exacto de refrigeración, por lo que se propone asumir el funcionamiento a capacidad máxima de operación por un periodo de 24 horas al día, durante todos los días del año [18].

A continuación, se muestran los equipos eléctricos que son necesarios para el funcionamiento del BAC.

Componente	Unidades	Energía unidad	Energía total [kW]
Bombas de agua fría	2	335	670
Plantas de refrigeración	2	1.300	2.600
Bomba de agua de refrigeración	2	375	750
Ventilador de velocidad variable	4	110	440
Perdidas / Otros equipos no mencionados	1	500	500
Energía total [kW]			4.960

TABLA 2.15: Potencia eléctrica de los equipos utilizados en el sistema BAC [18]

2.11. Proyectos en desarrollo

En el mundo existen varias empresas que desarrollan proyectos y equipos de refrigeración por absorción. Algunas de ellas son Panasonic, Yazaki, Thermax, EAW, Phoenix, ClimateWell, Broad, Rinnai/Oska, Rotartica, Robur y Camel Solar [17].

La empresa Camel Solar cuenta con un diagrama, que explica cómo se realiza un proyecto de SRA impulsado por un colector solar:

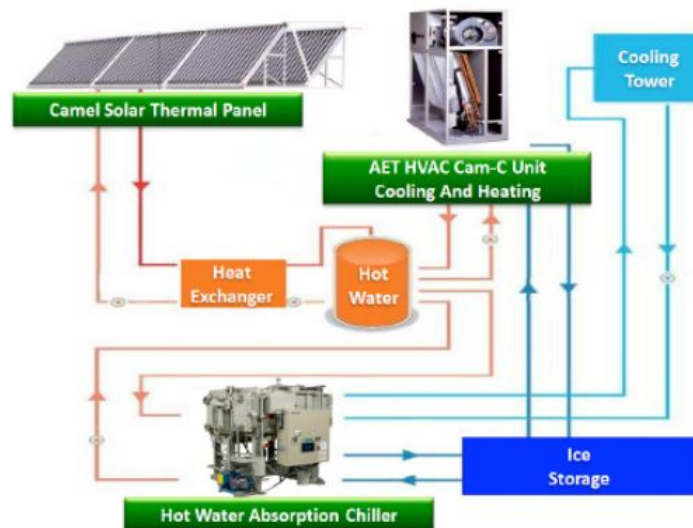


FIGURA 2.59: Sistema de refrigeración SRA-CS, con almacenamiento de hielo [19]

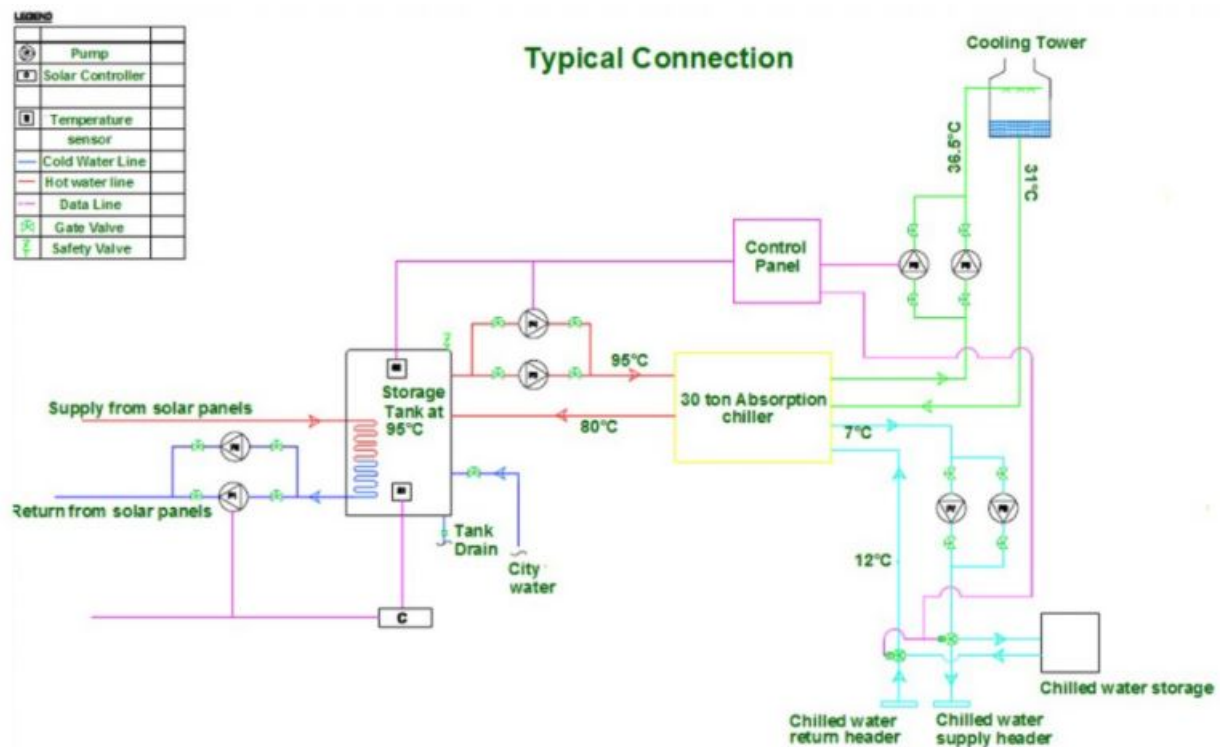


FIGURA 2.60: Plano de instalación de un sistema de refrigeración SRA-CS, con almacenamiento de hielo [19]

Con relación a las empresas que venden, instalan y distribuyen paneles solares termodinámicos tenemos a Solar PST, Enalteco con Energy panel, Golden Energy, Solar Vento, Efizia, Famacon y Renerge Ltda.

2.12. Patentes y registros de propiedad intelectual

Las patentes relacionadas a las tecnologías que se estudiarán y simularán en la tesis se encuentran a continuación:

La tecnología de los paneles solares termodinámicos es francesa y la patente a nivel mundial fue obtenida por la empresa portuguesa Energie en el año 1974. Esta patente es compartida luego con la empresa española Solar PST en el año 1978 [61].

Con relación a los sistemas de refrigeración por absorción (absorption chillers), podemos encontrar la siguiente familia de patentes:

Número familia de patente	Grupo IPC	Descripción
66	F25B1	Sorption machines, plant, or system, operating intermittently, e.g. absorption or adsorption type
136	F25B15	Sorption machines, plant, or system, operating continuously, e.g. absorption type

TABLA 2.16: Familia de patentes donde se encuentran los equipos de refrigeración por absorción [31]

Más específicamente podemos encontrar patentes relacionadas con sistemas de refrigeración impulsados por calor e incluso la patente de un sistema de refrigeración de aire por absorción impulsado por un sistema solar. Estas patentes se muestran a continuación:

Numero de publicación	Fecha publicación	Título	Solicitante de la patente
W08102923	15.10.1981	Refrigeration method and apparatus using heat	Stefan Samek
136	23.09.1980	Absorption solar powered air conditioning system with storage capacity	Kumm Emerson I

TABLA 2.17: Patentes de sistemas de refrigeración por absorción [31]

2.13. Estándares, reglamentos y normas: Chile y el extranjero

Con relación a las normativas y exigencias para proyectos de refrigeración y minería a lo largo del mundo, cada país cuenta con una normativa, entidades y protocolos diferentes, todos establecidos para resguardar la seguridad de los trabajadores, la sociedad y el medio ambiente.

En Chile se debe cumplir con el “Repertorio de Permisos y Obligaciones Normativas para un Proyecto Minero”, las “Leyes sectoriales” y los “Decretos y reglamentos ministeriales”, todos disponibles en la página del Ministerio de Minería [62]. Por otra parte, se debe cumplir con los reglamentos establecidos en la “Guía metodológica de seguridad para proyectos de ventilación de mina” y finalmente, con el permiso otorgado por el Servicio de evaluación ambiental (SEA), el cual determina la factibilidad y posibles impactos del proyecto en materia social, económica y ambiental, asegurando el desarrollo de un proyecto integral en todos los aspectos.

En resumen, se debe cumplir con las leyes sectoriales, lo establecido en la Constitución política de Chile, el código de minería, las leyes 18.097, 19.719, 20.551, 20.026, 20.235, 19.300, 19.137 y el DFL 302.

Capítulo 3

Hipótesis, objetivo general y objetivos específicos

3.1. Hipótesis

El uso de equipos solares termodinámicos, aprovechando el potencial solar, atmosférico y ambiental presentes en los terrenos superficiales de una mina subterránea, permiten generar agua caliente a 90°C de manera sustentable y sostenible, para impulsar un sistema de refrigeración por absorción (Li+Br) de efecto simple optimizado, con el fin de refrigerar (acondicionar) el aire al interior de los túneles mineros durante las 24 horas del día.

3.2. Objetivos generales

- Programarse para una futura problemática de las minas subterráneas chilenas, la necesidad de sistemas de refrigeración.
- Desarrollar sistemas de refrigeración sustentables, sostenibles y eficientes para las minas subterráneas.

3.3. Objetivos específicos

- Estudiar y comprender los diferentes sistemas de refrigeración utilizados en la minería subterránea a nivel global, con sus respectivas ventajas y desventajas.
- Plantear un nuevo sistema de refrigeración para el acondicionamiento de aire al interior de los túneles mineros (SRAO-EST).
- Analizar y cuantificar las necesidades de refrigeración de las minas estudiadas (Mina Enterprise y Mina El Teniente).
- Desarrollar un código en Python que permita dimensionar el SRAO y el EST, en función de las necesidades de las minas subterráneas.
- Analizar y comparar el sistema de refrigeración planteado con los sistemas de refrigeración existentes o proyectados para las minas subterráneas, desde el punto de vista técnico.
- Recomendar y concluir sobre la investigación realizada y sus respectivos resultados, así como proyectar mejoras al sistema planteado y nuevas investigaciones sobre esta materia.

Capítulo 4

Metodología

La metodología aplicada para desarrollar el sistema de refrigeración por absorción (Li+Br) de efecto simple optimizado (SRAO), impulsado por un equipo solar termodinámico se muestra a continuación.

4.1. Metodología de cálculo: SRA (Li+Br)

La metodología de cálculo que se presenta a continuación fue desarrollada por Salem M. Osta-Omar y Christopher Micallef en el año 2016. Esta metodología permite determinar la necesidad de agua caliente a 90°C, para impulsar un sistema de refrigeración por absorción de efecto simple (Li+Br) [26], así como todas las propiedades relacionadas a esta tecnología.

Los valores para el agua fueron obtenidos a partir del software *Engineering Equation Solver* (EES).

4.1.1. Suposiciones

Las necesidades para impulsar el SRA (Li+Br) de forma óptima serán calculadas bajo las suposiciones de un sistema teórico en funcionamiento. Estas suposiciones de muestran a continuación:

- Se asume que el evaporador y el absorbedor se encuentran a la misma presión (cercana al vacío) y que la presión entre el generador y el condensador es igual.
- La solución que sale del absorbedor hacia el generador tiene la misma presión que el generador.
- No existen pérdidas de calor en el absorbedor o en las válvulas de expansión.
- Se asume que todo el líquido que ingresa al evaporador se evapora.
- Solo se transporta líquido desde el absorbedor hacia el generador y viceversa.
- Todo el vapor es condensado en el condensador.
- No existen otras pérdidas de calor, más que las especificadas.

4.1.2. Limitaciones

Una limitación del sistema es la concentración del Bromuro de Litio, la cual debe ser menor a un 65 % para prevenir la cristalización en el sistema.

4.1.3. Modelo

A continuación, se muestra el modelo bajo el cual se realiza la metodología de cálculo.

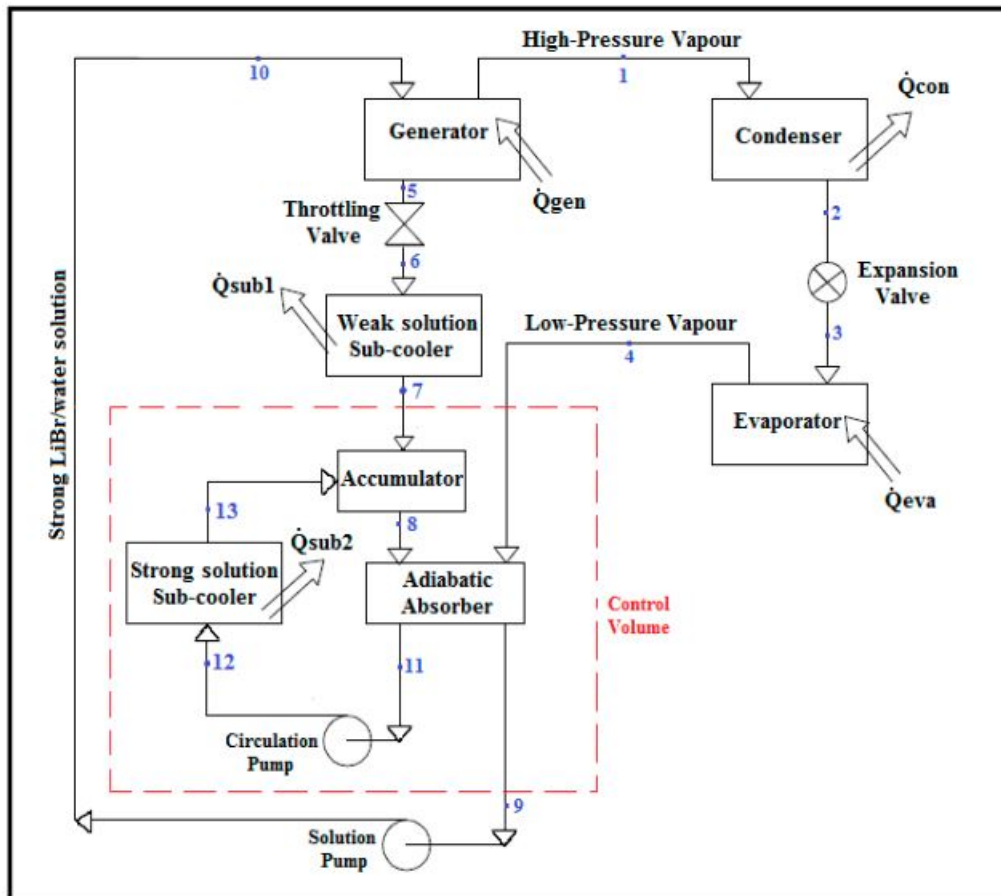


FIGURA 4.1: SRA de efecto simple (Li+Br) [26]

Los datos para operar el sistema de 1 [kW] se muestran a continuación:

Especificación	Valor
Capacidad refrigeración [kW]	1
Temperatura punto 2 (T_2) °[C]	35
Temperatura punto 4 (T_4) °[C]	10
Temperatura punto 1 y 5 (T_1 & T_5) °[C]	65-90
Temperatura punto 9 y 11 (T_9 & T_{11}) °[C]	25-50
Tasa de flujo másico/ B_s a B_c (X)	25
Alta presión (Generador - Condensador)	5,63
Baja presión (Evaporador - Absorbedor)	1,23
Concentración de Li+Br débil	54,8
Concentración de Li+Br fuerte	60,3

B_s =bomba de solución ; B_c =bomba de circulación

TABLA 4.1: Valores de entrada para el SRA (Li+Br) [18]

4.1.4. Modelo matemático

Para describir el comportamiento del SRA (Li+Br) es necesario aplicar el principio de conservación de masa y el principio de la conservación de la energía en estado estacionario.

- Principio de conservación de la energía: Válvulas entre 2-3 y 5-6:

$$h_3 = h_2 \quad [\text{kJ/kg}] \quad (4.1.1)$$

$$h_6 = h_5 \quad [\text{kJ/kg}] \quad (4.1.2)$$

- Principio de conservación de la energía: Bombas entre 9-10 y 11-12:

$$h_{10} = h_9 \quad [\text{kJ/kg}] \quad (4.1.3)$$

$$h_{12} = h_{11} \quad [\text{kJ/kg}] \quad (4.1.4)$$

- Principio de conservación de la masa:

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}_3 = \dot{m}_4 \quad [\text{kg/s}] \quad (4.1.5)$$

$$\dot{m}_4 = \frac{\dot{Q}_{eva}}{(h_4 - h_3)} \left[\frac{\text{kW}}{\text{kJ/kg}} \right] \quad [\text{kg/s}] \quad (4.1.6)$$

- El calor liberado por el condensador:

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{m}_1 \cdot h_1 - \dot{m}_2 \cdot h_2 \quad [\text{kW}] \quad (4.1.7)$$

- Principio de conservación de la masa (puntos 5-13); Concentraciones de Li+Br:

$$C_5 = C_6 = C_7 \quad [\%] \quad (4.1.8)$$

$$C_9 = C_{10} \quad [\%] \quad (4.1.9)$$

$$C_{11} = C_{12} = C_{13} \quad [\%] \quad (4.1.10)$$

- Principio conservación de masa y de energía; Generador, válvula de expansión (5 y 6), bomba de solución, enfriador de la solución débil:

$$\dot{m}_{10} - \dot{m}_5 = \dot{m}_1 \quad [\text{kg/s}] \quad (4.1.11)$$

$$C_{10} \cdot \dot{m}_{10} - C_5 \cdot \dot{m}_5 = 0 \quad [\text{kg/s}] \quad (4.1.12)$$

$$\dot{m}_{10} \cdot h_{10} - \dot{m}_5 \cdot h_5 + \dot{Q}_{gen} = \dot{m}_1 \cdot h_1 \quad [\text{kW}] \quad (4.1.13)$$

$$\dot{m}_5 - \dot{m}_6 = 0 \quad [\text{kg/s}] \quad (4.1.14)$$

$$\dot{m}_9 - \dot{m}_{10} = 0 \quad [\text{kg/s}] \quad (4.1.15)$$

$$\dot{m}_6 \cdot h_6 - \dot{m}_7 \cdot h_7 - \dot{Q}_{sub1} = 0 \quad [\text{kW}] \quad (4.1.16)$$

- Principio de conservación de masa y energía; Volumen de control:

$$\dot{m}_7 - \dot{m}_9 = -\dot{m}_4 \quad [\text{kg/s}] \quad (4.1.17)$$

$$\dot{m}_7 \cdot h_7 - \dot{m}_9 \cdot h_9 - \dot{Q}_{sub2} = -\dot{m}_4 \cdot h_4 \quad [\text{kW}] \quad (4.1.18)$$

- Desde la ecuación 5.1.11 a la 5.1.18, se debe resolver en simultaneo y por eso se plantea una matriz con la siguiente forma:

$$[A] \cdot [x] = [C] \quad (4.1.19)$$

$$\begin{bmatrix} -1 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ -C_5 & 0 & 0 & 0 & C_{10} & 0 & 0 & 0 \\ -h_5 & 0 & 0 & 0 & h_{10} & 0 & 0 & 1 \\ 1 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & -1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & h_6 & -h_7 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & h_7 & -h_9 & 0 & 0 & -1 & 0 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \dot{m}_5 \\ \dot{m}_6 \\ \dot{m}_7 \\ \dot{m}_9 \\ \dot{m}_{10} \\ \dot{Q}_{sub1} \\ \dot{Q}_{sub2} \\ \dot{Q}_{gen} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \dot{m}_1 \\ 0 \\ \dot{m}_1 \cdot h_1 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ -\dot{m}_4 \\ -\dot{m}_4 \cdot h_4 \end{bmatrix}$$

- Utilizando la tasa de flujo másico (X), podemos decir que:

$$\dot{m}_{11} = X \cdot \dot{m}_9 \quad [\text{kg/s}] \quad (4.1.20)$$

- Principio de conservación de las masas (Punto 12-13):

$$\dot{m}_{12} = \dot{m}_{11} \quad [\text{kg/s}] \quad (4.1.21)$$

- Aplicando ambos principios al subenfriador de la solución fuerte:

$$\dot{m}_{13} = \dot{m}_{12} \quad [\text{kg/s}] \quad (4.1.22)$$

$$h_{13} = \frac{\dot{m}_{12} \cdot h_{12} - \dot{Q}_{sub2}}{\dot{m}_{13}} \left[\frac{\text{kW}}{\text{kg/s}} \right] \quad [\text{kJ/kg}] \quad (4.1.23)$$

- Principio de conservación de masa (concentraciones): Acumulador

$$\dot{m}_8 = \dot{m}_7 + \dot{m}_{13} \quad [\text{kg/s}] \quad (4.1.24)$$

$$C_8 = \frac{C_7 \cdot \dot{m}_7 + C_{13} \cdot \dot{m}_{13}}{\dot{m}_8} \left[\frac{\text{kg/s}}{\text{kg/s}} \right] \quad [\%] \quad (4.1.25)$$

$$h_8 = \frac{\dot{m}_7 \cdot h_7 + \dot{m}_{13} \cdot h_{13}}{\dot{m}_8} \left[\frac{\text{kW}}{\text{kg/s}} \right] \quad [\text{kJ/kg}] \quad (4.1.26)$$

- Coeficiente de rendimiento (COP):

$$COP = \frac{\dot{Q}_{eva}}{\dot{Q}_{gen}} \quad (4.1.27)$$

Para verificar que el balance energético del sistema, se puede utilizar la expresión a continuación.

$$\dot{Q}_{eva} + \dot{Q}_{gen} = \dot{Q}_{sub1} + \dot{Q}_{sub2} + \dot{Q}_{con} \quad (4.1.28)$$

Si esta ecuación se cumple, entonces podemos decir que existe un balance energético y que el sistema es posible desde el punto de vista termodinámico.

Flujo másico de agua de condensación

El flujo de agua que pasa por el condensador y el absorbedor, será enfriado en torres de enfriamiento (**Fig 2.26: Cooling water**). Para determinar el flujo de agua de enfriamiento ($\dot{m}_{a,enf}$), así como la potencia necesaria para dicho proceso, se plantea que:

- $\dot{Q}_{cond}$ y $\dot{Q}_{sub2}$ son conocidos. La suma de ambos flujos permite determinar el flujo de calor recibido por el agua de enfriamiento ($\dot{Q}_{cw}$).

$$(+)\dot{Q}_{cw} = \dot{Q}_{cond} + \dot{Q}_{sub2} \quad [\text{kW}] \quad (4.1.29)$$

$$\dot{Q}_{cw} = 1,005[\text{kW}] + 1,125[\text{kW}] \quad [\text{kW}] \quad (4.1.30)$$

$$\dot{Q}_{cw} = 2,13 \quad [\text{kW}] \quad (4.1.31)$$

$$\dot{Q}_{cw} = \dot{m}_{a,cond} \cdot (h_s - h_e) \quad [\text{kW}] \quad (4.1.32)$$

$$\dot{m}_{a,cond} = \frac{\dot{Q}_{cw}}{(h_s - h_e)} \left[\frac{\text{kW}}{\text{kJ/kg}} \right] \quad [\text{kg/s}] \quad (4.1.33)$$

- La temperatura de entrada es 29°C y la de salida de 35°C.

Entonces:

$$T_s = 35^\circ[\text{C}] \quad x_s = 0 \Rightarrow \quad h_s = 146,6[\text{kJ/kg}] \quad P_s = 5,629[\text{kPa}] \quad (4.1.34)$$

$$T_e = 29^\circ[\text{C}] \quad P_e = P_s \Rightarrow \quad h_e = 121,6[\text{kJ/kg}] \quad x_e = \text{subenfriado} \quad (4.1.35)$$

$$\dot{m}_{a,cond} = \frac{2,13}{146,6 - 121,6} \left[\frac{\text{kW}}{\text{kJ/kg}} \right] \quad [\text{kg/s}] \quad (4.1.36)$$

$$\dot{m}_{a,cond} = 0,0852 \quad [\text{kg/s}] \quad (4.1.37)$$

- Potencia de la bomba para impulsar ese flujo de agua:

$$\dot{W}_{bomba,cond} = \dot{m}_{a,cond} \cdot (h_s - h_e) \quad [\text{kW}] \quad (4.1.38)$$

Flujo másico de agua de refrigeración

La finalidad del SRA es enfriar agua ($\dot{m}_{a,ref}$), acción que se realiza en el evaporador del sistema. Para determinar el flujo másico de agua enfriada (**Fig. 2.26: Chilled water**) se planea que:

- $\dot{Q}_{eva}$ es conocido y la temperatura del agua a la entrada y salida del evaporador también lo es, por lo tanto, es factible plantear que:

$$\dot{Q}_{eva} = \dot{m}_{a,ref} \cdot (h_e - h_s) \quad [\text{kW}] \quad (4.1.39)$$

$$\dot{m}_{a,ref} = \frac{\dot{Q}_{eva}}{(h_e - h_s)} \quad [\text{kg/s}] \quad (4.1.40)$$

- La temperatura de entrada al evaporador es 12°C y la de salida de 6°C.

Entonces:

$$T_e = 12^\circ[\text{C}] \quad x_e = 0 \Rightarrow \quad h_e = 50,4[\text{kJ/kg}] \quad P_e = 1,403[\text{kPa}] \quad (4.1.41)$$

$$T_s = 6^\circ[\text{C}] \quad P_s = P_e \Rightarrow \quad h_s = 25,2[\text{kJ/kg}] \quad x_s = \text{subenfriado} \quad (4.1.42)$$

$$\dot{m}_{a,ref} = \frac{1}{50,4 - 25,2} \left[\frac{\text{kW}}{\text{kJ/kg}} \right] \quad [\text{kg/s}] \quad (4.1.43)$$

$$\dot{m}_{a,ref} = 0,039 \quad [\text{kg/s}] \quad (4.1.44)$$

Flujo másico de agua de generación

El calor de generación ($\dot{Q}_{gen}$) y las temperaturas del agua a la entrada y salida del generador son conocidas (**Fig. 2.26: Hot water**). Por lo tanto, el flujo másico de agua

de generación ($\dot{m}_{a,gen}$) se calcula como:

$$\dot{m}_{a,gen} = \frac{\dot{Q}_{gen}}{(h_e - h_s)} \quad [\text{kg/s}] \quad (4.1.45)$$

- La temperatura de entrada del generador es 90°[C] y la de salida de 80°[C] .
Entonces:

$$T_e = 90^\circ\text{[C]} \quad x_e = 0 \Rightarrow \quad h_e = 377[\text{kJ/kg}] \quad P_e = 70,18[\text{kPa}] \quad (4.1.46)$$

$$T_s = 80^\circ\text{[C]} \quad P_s = P_e \Rightarrow \quad h_s = 335[\text{kJ/kg}] \quad x_s = \text{subenfriado} \quad (4.1.47)$$

$$\dot{m}_{a,gen} = \frac{1,5}{377 - 335} \left[\frac{\text{kW}}{\text{kJ/kg}} \right] \quad [\text{kg/s}] \quad (4.1.48)$$

$$\dot{m}_{a,gen} = 0,035 \quad [\text{kg/s}] \quad (4.1.49)$$

4.1.5. Resultados del modelo

En esta sección se muestran los resultados obtenidos para generar un kilowatt de refrigeración $[\text{kWR}]$.

A continuación, se pueden observar las propiedades termodinámicas de cada uno de los puntos de la **Figura 4.1** y sus respectivos estados.

Punto	h [kJ/kg]	T °[C]	P [kPa]	$\dot{m}$ [g/s]	C [%]	Estado del fluido
1	2.650	80	5,63	0,42	0	Vapor sobrecalentado
2	147	35	5,63	0,42	0	Líquido saturado
3	147	10	1,23	0,42	0	Líquido-vapor
4	2.519	10	1,23	0,42	0	Vapor saturado
5	194	80	5,63	4,22	60,3	Líquido saturado
6	194	80	1,23	4,22	60,3	Líquido
7	117	40	1,23	4,22	60,3	Líquido
8	85	36	1,23	120,24	55,1	Líquido
9	93	40	1,23	4,64	54,8	Líquido saturado
10	93	40	5,63	4,64	54,8	Líquido
11	93	40	1,23	116,02	54,8	Líquido saturado
12	93	40	1,23	116,02	54,8	Líquido
13	83	35	1,23	116,02	54,8	Líquido

TABLA 4.2: Resultados obtenidos para el funcionamiento de un SRA de efecto simple (Li+Br) [26]

Con estos valores fue posible obtener el calor necesario o cedido por lo equipos para generar la refrigeración del agua.

Componentes del sistema	Q (W)
Evaporador (capacidad de refrigeración)	1.000
Generador (necesidad de calor para el SRA)	1.504
Condensador (calor expulsado-torres de ref)	1.055
Enfriador de la solución fuerte	1.125
Enfriador de la solución débil	324
Coficiente de rendimiento (COP)	0,66

TABLA 4.3: Transferencias de calor de los componentes y COP del SRA de efecto simple (Li+Br) [26]

Finalmente, se pudo determinar los flujos de agua de condensación, refrigeración y generación.

Flujo másico de agua	$\dot{m} [kg/s]$	$\dot{m} [g/s]$
Condensación	0,0852	85,2
Refrigeración	0,039	39
Generación	0,035	35

TABLA 4.4: Flujos másicos de agua de condensación, refrigeración y generación
Fuente: Elaboración propia

4.2. Metodología de cálculo: SRAO

Al incorporar un intercambiador de calor en el enfriador de la solución débil, para que esta transfiera calor a la solución fuerte, se genera un ahorro térmico en el generador. El único valor afectado con esta modificación es la T_{10} . Para encontrar la nueva temperatura, se hace necesario reordenar la **ecuación 4.3.52**, en función de h_{10} . Al conocer la entalpía es posible determinar la nueva T_{10} . Esta metodología es posible debido a que la T_7 no se ve afectada por la inclusión del intercambiador de calor.

Por otra parte, al aumentar la concentración de solución fuerte ($C_{Li+Br} = 65\%$) y disminuir la concentración de la solución débil ($C_{Li+Br} = 42\%$), también se genera una mejora en el rendimiento del sistema. Esta mejora cumple con la factibilidad termodinámica, evitando la cristalización. Ambas mejoras permiten elevar el COP de un 66 % a un 91 %.

Cabe destacar que ambas propuestas fueron desarrolladas por Salem M. Osta-Omar y Christopher Micallef y se denominó como un sistema de refrigeración por absorción de efecto simple optimizado (SRAO) [26].

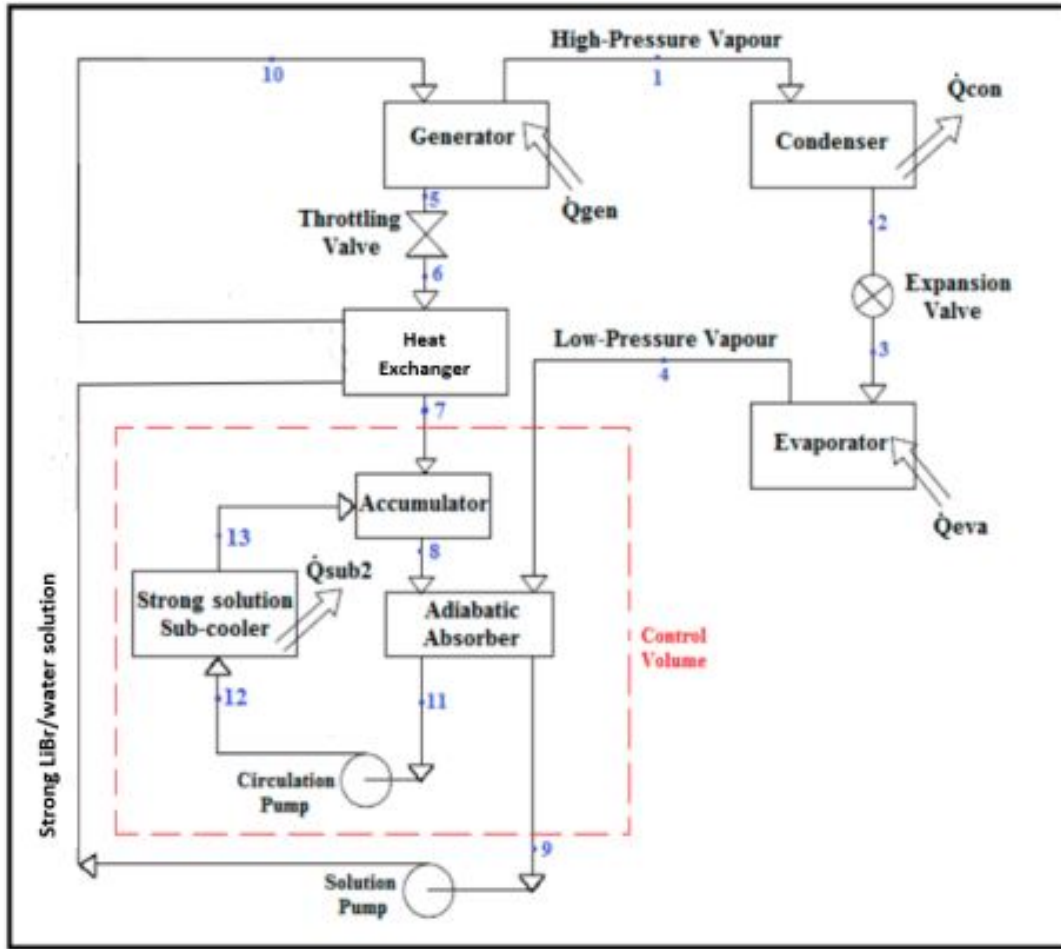


FIGURA 4.2: Diagrama SRAO-Intercambiador de calor [18]

Al aplicar el principio de conservación de masa y el principio de conservación de la energía en estado estacionario, podemos definir esta modificación como:

$$\dot{m}_6 \cdot h_6 - \dot{m}_7 \cdot h_7 = \dot{m}_{10} \cdot h_{10} - \dot{m}_9 \cdot h_9 \quad [\text{kW}] \quad (4.2.1)$$

Esta expresión también se puede escribir como:

$$\dot{Q}_{sub1} = \dot{m}_{10} \cdot h_{10} - \dot{m}_9 \cdot h_9 \quad [\text{kW}] \quad (4.2.2)$$

Es importante mencionar que para los análisis será utilizado el modelo del SRAO y también recordar que es posible realizar una matriz para obtener los resultados.

4.3. Metodología de cálculo: EST

Para determinar el número de paneles solares termodinámicos necesarios para impulsar un SRAO, debemos tomar en cuenta las condiciones climáticas donde se instalarían los equipos, así como la necesidad de agua caliente del SRAO. La metodología para dicho cálculo fue utilizada por Sergio Ormeño en su tesis de titulación [22].

4.3.1. Suposiciones

El cálculo para el número de PST necesarios para impulsar el SRAO tendrá algunas suposiciones, las cuales se listan a continuación:

- La eficiencia del PST, del condensador y del compresor se asumen como un 80 % [22] (Perdidas de calor, factores externos y eficiencias para transferir calor) [63].
- Todo el líquido refrigerante (R134a) sale del PST en el punto de vapor saturado, así como en el punto de líquido saturado a la salida del condensador.
- El compresor es isentrópico y la válvula de expansión tiene comportamiento ideal (entalpía constante).
- La temperatura de evaporación se asume 5°C menor a la temperatura del ambiente [64].
- La temperatura del refrigerante se asume 0.4°C menos que la temperatura de evaporación [64].
- La temperatura del condensador se mantiene constante, por medio de un controlador de flujo másico.
- No se generan pérdidas de calor en ningún componente del sistema.
- En la cara frontal del PST se observa únicamente convección forzada y en la cara posterior únicamente convección natural [22].

4.3.2. Limitaciones

- Las eficiencias de los equipos pueden cambiar según los modelos y la finalidad de uso (doméstico o industrial). Cabe destacar la eficiencia de los PST puede ser mayor al 100 % cuando la temperatura de evaporación es menor a la del ambiente [63].
- El sistema se planteó por casos, donde se simula el EST bajo las mejores y peores condiciones climáticas para los PST. Esto se debe a que la metodología utilizada permite únicamente realizar el cálculo con los valores promedios de las variables ambientales y no hacer un seguimiento horario continuo durante todos los meses del año.

4.3.3. Modelo

En esta sección se explica el modelo con el cual se va a desarrollar la metodología matemática.

Para comenzar se debe calcular las resistencias térmicas del PST, las cuales dependen de las condiciones ambientales y de las características propias de este equipo. Luego

por el método de resistencias térmicas podemos obtener el calor disponible en la zona.

A continuación, debemos comprender el ciclo bajo el cual opera un EST ideal y adecuarlo a las necesidades del SRAO.

Finalmente, con esos cálculos realizados y la necesidad de agua caliente de generación, podemos determinar el número de PST.

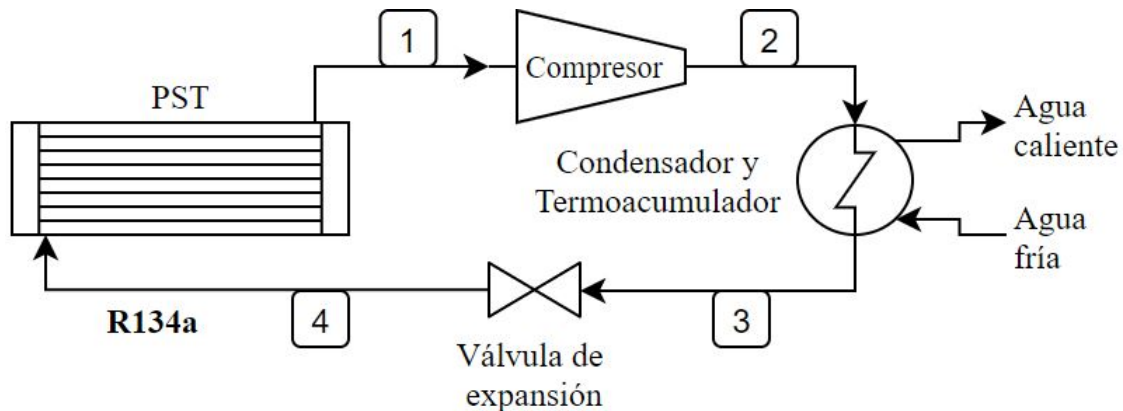


FIGURA 4.3: Modelo de un equipo solar termodinámico
Fuente: Elaboración propia

4.3.4. Modelo matemático

Para llevar a cabo el desarrollo de la metodología es necesario conocer las condiciones ambientales con sus respectivas unidades.

- Radiación global promedio mensual (R_g) [$\frac{W}{m^2}$]
- Temperatura ambiente mensual (T_{amb}) $^{\circ}[K]$
- Velocidad promedio del viento mensual (V_w) [$\frac{m}{s}$]
- Presión ambiental promedio (P_{amb}) [kPa]

También es necesario conocer las características propias del PST:

- Superficie útil (S_u) = 1,6
- Largo: 2[m]
- Ancho 0,8[m]
- Absortividad (α) = 0,9
- Emisividad (ε) = 0,15

Como se mencionó en el modelo, para obtener el calor disponible, es necesario calcular las resistencias térmicas, las cuales son tres: resistencia térmica de radiación, convección forzada y convección natural.

El modelo se plantea de la siguiente manera y para información más detallada se puede visitar la tesis de Sergio Ormeño [22]:

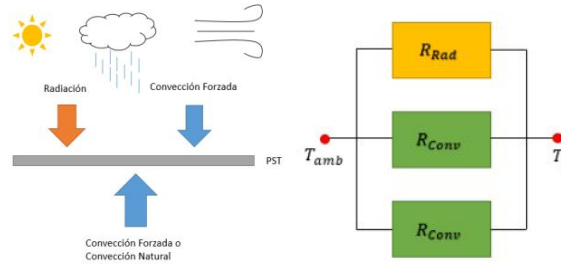


FIGURA 4.4: Modelo de absorción y resistencias térmicas de un PST [22]

Resistencia térmica de radiación (R_{rad})

- Comenzamos el análisis por la ecuación de transferencia de calor por radiación (Q_{rad}):

$$Q_{rad} = \frac{T_{amb} - T_r}{R_{rad}} = Q_{rad,irrad} - Q_{rad,emi} \quad [W] \quad (4.3.1)$$

- $T_{amb} [K]$ = Temperatura ambiente
- $T_r [K]$ = Temperatura del refrigerante
- $Q_{rad,irrad} [W]$ = Calor captado radiación solar
- $Q_{rad,emi} [W]$ = Calor emisividad del sol y PST

- Al expandir la ecuación (4.3.1), nos queda que:

$$\frac{T_{amb} - T_r}{R_{rad}} = \alpha \cdot R_g \cdot A_{PST} - \sigma \cdot (\varepsilon \cdot T_r^4 - T_{sky}^4) \cdot A_{PST} \quad [^\circ K/W] \quad (4.3.2)$$

- $A_{PST} [m^2]$ = Área del PST
- σ = Constante Stefan Boltzman, cuyo valor es $5,6704 \cdot 10^{-8} [W/m^2 \cdot K^4]$
- $T_{sky} [K]$ = Temperatura del cielo

- La T_{sky} se calcula como:

$$T_{sky} = 0,0552 \cdot T_{amb}^{1,5} \quad [^\circ K] \quad (4.3.3)$$

- Despejando la resistencia térmica por radiación, se plantea la ecuación 4.3.4:

$$R_{rad} = \frac{T_{amb} - T_r}{(\alpha \cdot R_g + \sigma \cdot (T_{sky}^4 - \varepsilon \cdot T_r^4)) \cdot A_{PST}} \quad [^\circ K/W] \quad (4.3.4)$$

Resistencia térmica por convección forzada ($R_{conv,f}$)

- Comenzamos el análisis determinando el largo característico del PST, para lo cual se utiliza la siguiente ecuación:

$$L_c = \frac{A_{PST}}{P_{PST}} \quad [m] \quad (4.3.5)$$

· $P_{PST}[m]$ = Perímetro del PST

- Luego determinamos el número de Reynolds:

$$R_e = \frac{V_w \cdot L_c}{\nu_{c,aire}} \quad (4.3.6)$$

· $\nu_{c,aire}[m^2/s]$ = Viscosidad cinemática del aire

- Continuamos el análisis, con el cálculo del número de Prandtl:

$$P_r = \frac{C_{p,aire} \cdot \mu_{aire}}{k_{aire}} \quad (4.3.7)$$

· $C_{p,aire}[J/kg^\circ K]$ = Calor específico del aire

· $\mu_{aire}[kg/ms]$ = Viscosidad dinámica del aire

· $k_{aire}[W/m^\circ K]$ = Conductividad térmica del aire

- Con los números de Reynolds y Prandtl, es posible calcular el número de Nusselt promedio ($\bar{N}_u$):

$$\bar{N}_u = 0,664 \cdot R_e^{\frac{1}{2}} \cdot P_r^{\frac{1}{3}} \quad (4.3.8)$$

- A continuación, se calcula el coeficiente convectivo promedio ($\bar{h}_{cc}$):

$$\bar{h}_{cc} = \frac{\bar{N}_u \cdot k_{aire}}{L_c} \quad [W/m^2^\circ K] \quad (4.3.9)$$

- Finalmente se puede determinar la resistencia térmica por convección forzada:

$$R_{conv,f} = \frac{1}{\bar{h}_{cc} \cdot A_{PST}} \quad [^\circ K/W] \quad (4.3.10)$$

Resistencia térmica por convección natural ($R_{conv,n}$)

Para el cálculo de la $R_{conv,n}$ se debe considerar la posición en la cual se realizará la instalación del PST. Estas pueden ser, horizontal/inclinado (techos y suelo) o vertical (pegado a una pared).

- El análisis para ambos casos comienza con el cálculo de la temperatura de la capa límite (T_l):

$$T_l = \frac{T_x + T_{amb}}{2} \quad [^\circ K] \quad (4.3.11)$$

· $T_x[K]$ = Temperatura del refrigerante en la capa límite, por motivos prácticos se utiliza la temperatura del refrigerante (T_r).

- A continuación, se calcula el número de Rayleigh (condiciones del aire evaluadas en la T_l):

$$Ra = \frac{g \cdot Cp_{aire,T_l} \cdot \beta_{aire} \cdot \rho_{aire,T_l}^2 \cdot (T_l - T_{amb}) \cdot L_c^3}{\mu_{aire,T_l} \cdot k_{aire,T_l}} \quad \beta = \frac{1}{T_l} \quad (4.3.12)$$

· $g[m/s^2]$ = Aceleración de la gravedad
 · β = Coeficiente de expansión térmica del aire
 · $\rho[kg/m^3]$ = Densidad del aire

- En función de la posición del panel, se tendrá que calcular el número de Nusselt promedio y luego el coeficiente convectivo natural promedio ($h_{cc,n}$):

1. Instalación vertical del PST:

$$P_r = \frac{Cp_{aire,T_l} \cdot \mu_{aire,T_l}}{k_{aire,T_l}} \quad (4.3.13)$$

$$\bar{N}_u = \left(0,825 + \frac{0,387 \cdot R_a^{\frac{1}{6}}}{(1 + (0,492/P_r)^{\frac{9}{16}})^{\frac{8}{27}}} \right)^2 \quad (4.3.14)$$

2. Instalación horizontal/inclinada del PST:

$$\bar{N}_u = 0,54 \cdot R_a^{\frac{1}{4}} \quad \cdot Rayleigh : 10^4 < R_a < 10^7 \quad (4.3.15)$$

$$\bar{N}_u = 0,15 \cdot R_a^{\frac{1}{3}} \quad \cdot Rayleigh : 10^7 < R_a < 10^{11} \quad (4.3.16)$$

- El $h_{cc,n}$ se calcula como:

$$h_{cc,n} = \frac{\bar{N}_u \cdot k_{aire,T_l}}{L_c} \quad [W/m^2 \cdot K] \quad (4.3.17)$$

- Finalmente se puede determinar la resistencia térmica por convección forzada:

$$R_{conv,n} = \frac{1}{h_{cc,n} \cdot A_{PST}} \quad [^\circ K/W] \quad (4.3.18)$$

Resistencia equivalente

Con las resistencias térmicas de radiación, convección natural y forzada podemos determinar la resistencia térmica equivalente, mediante la siguiente formula:

$$R_{eq} = \frac{1}{\frac{1}{R_{rad}} + \frac{1}{R_{conv,front}} + \frac{1}{R_{conv,post}}} \quad [^\circ K/W] \quad (4.3.19)$$

· $R_{conv,front}$ = Resistencia térmica de convección natural, forzada o ambas en la cara frontal del PST.

· $R_{conv,post}$ = Resistencia térmica de convección natural, forzada o ambas en la cara posterior del PST.

En esta tesis la fórmula se modificó, dejando únicamente convección forzada en la parte frontal del PST y convección natural en la parte trasera.

$$R_{eq} = \frac{1}{\frac{1}{R_{rad}} + \frac{1}{R_{conv,f}} + \frac{1}{R_{conv,n}}} \quad [^{\circ}\text{K/W}] \quad (4.3.20)$$

Cálculo de la potencia disponible

$$\dot{Q}_{disp} = N_{panel} \cdot S_u \cdot \frac{(T_{amb} - T_r)}{R_{eq}} \quad [\text{W}] \quad (4.3.21)$$

· N_{panel} = Número de PST = 1

En esta metodología se plantea calcular el calor disponible con un solo PST y luego escalar esta magnitud a la necesitada por un EST, para impulsar el SRAO. Esta metodología se muestra a continuación.

Ciclo termodinámico ideal del EST para impulsar el SRAO

El ciclo termodinámico del EST se puede resumir en cuatro procesos, los cuales se basan en la entrada y salida del líquido refrigerante (R134a) en cada uno de los componentes del sistema (ver **Figura 4.3**).

1. Estado 1: Salida del evaporador (PST), gas saturado
2. Estado 2: Salida del compresor, gas sobrecalentado
3. Estado 3: Salida del condensador, líquido saturado
4. Estado 4: Salida de la válvula de expansión, mezcla de líquido-gas

Las unidades de las propiedades en esta sección son las siguientes: temperatura $^{\circ}\text{C}$], presión $[\text{kPa}]$, entalpía $[\text{kJ/kg}]$, entropía $[\text{kJ/kgK}]$ y calidad $[-]$.

A continuación, se explica cada parte del ciclo en detalle y como obtener cada una de las propiedades termodinámicas:

*Tener en cuenta que el orden para obtener las propiedades son Estado 1, 3, 2 y 4.

- **Estado 1:** Se encuentra entre el PST y el compresor. A la salida del PST (evaporador), el líquido refrigerante se encuentra como vapor saturado y, por lo tanto, su calidad es 1. La temperatura de este punto es igual a la del refrigerante. (Revisar las suposiciones del modelo, para obtener el valor exacto).

$$x_1 = 1 \quad T_1 = T_r \text{ } ^{\circ}\text{C} \quad (4.3.22)$$

Con estos valores, es posible encontrar las otras propiedades del estado por medio de las tablas termodinámicas o el software *Engineering Equation Solver*

(EES).

$$P_1 = P_1(T_1; x_1) \quad (4.3.23)$$

$$h_1 = h_1(T_1; x_1) \quad (4.3.24)$$

$$s_1 = s_1(T_1; x_1) \quad (4.3.25)$$

- **Estado 3:** Se encuentra entre el condensador y la válvula de expansión, donde la temperatura del refrigerante debe ser 5-10°C mayor (eficiencia el condensador), que la temperatura requerida por el SRAO (90°C). El refrigerante deja el condensador como líquido saturado, por lo tanto, su calidad es 0.

$$x_3 = 0 \quad T_3 = 95^\circ\text{C} \quad (4.3.26)$$

Los otros estados termodinámicos del estado pueden ser calculados de la siguiente forma:

$$P_3 = P_3(T_3; x_3) \quad (4.3.27)$$

$$h_3 = h_1(T_3; x_3) \quad (4.3.28)$$

$$s_3 = s_1(T_3; x_3) \quad (4.3.29)$$

- **Estado 2:** Se encuentra entre el compresor y el condensador. La presión en el condensador del EST no cambia y, por otra parte, el compresor es considerado isentrópico.

$$s_2 = s_1[\text{kJ/kgK}] \quad P_2 = P_3[\text{kPa}] \quad (4.3.30)$$

Con estos datos de entrada podemos determinar el resto de las propiedades termodinámicas del estado 2.

$$T_2 = T_2(P_2; s_2) \quad (4.3.31)$$

$$h_2 = h_2(P_2; s_2) \quad (4.3.32)$$

- **Estado 4:** Se encuentra entre la válvula de expansión y el PST. La válvula de expansión en un ciclo ideal es isoentálpica y la presión en el compresor no cambia.

$$h_4 = h_3[\text{kJ/kg}] \quad P_4 = P_1[\text{kPa}] \quad (4.3.33)$$

Con estos datos podemos encontrar el resto de las propiedades termodinámicas.

$$T_4 = T_4(P_4; h_4) \quad (4.3.34)$$

$$s_4 = s_4(P_4; h_4) \quad (4.3.35)$$

$$x_4 = x_4(P_4; h_4) \quad (4.3.36)$$

Recomendaciones

Bajo un ciclo real de operación se debe considerar que a la salida del condensador el líquido salga subenfriado, para evitar burbujas que dañen la válvula de expansión. Además, a la salida del PST el refrigerante debe ir sobrecalentado para ingresar al compresor, de otra forma podría dañarse este equipo.

Las recomendaciones son disminuir la temperatura T_3 aproximadamente en 4°C y aumentar T_1 en 3°C [22].

Estas recomendaciones se tomaron en cuenta y, por esta razón, la temperatura de evaporación es 5°C más alta de las obtenidas por Huang [64] y la temperatura del condensador es 95°C y no 100°C.

Flujo de calor de evaporación y flujo másico del refrigerante

Para obtener el flujo másico de refrigerante, primero debemos obtener el flujo de calor de evaporación ($\dot{Q}_{eva}$), donde se utiliza la potencia disponible y la eficiencia del PST. La eficiencia del PST para captar el calor disponible se asume como un 80 % [63]. Esto se debe a las pérdidas térmicas ocasionadas por la lluvia, humedad ambiente, polvo y otros factores externos. Para un análisis más detallado, se puede visitar la sección “Equilibrio térmico (5.1.8)” en la tesis de Sergio Ormeño [22].

Entonces con esta información podemos plantear que para un PST:

$$\dot{Q}_{eva} = \dot{Q}_{disp} \cdot \eta_{PST} \quad [W] \quad (4.3.37)$$

$$\dot{Q}_{eva} = \dot{m}_r \cdot (h_1 - h_4) \quad [W] \quad (4.3.38)$$

Por lo tanto, flujo másico del refrigerante será:

$$\dot{m}_r = \frac{\dot{Q}_{eva}}{(h_1 - h_4)} \quad [kg/s] \quad (4.3.39)$$

Trabajo del compresor

El trabajo del compresor ideal se determina por medio de la siguiente ecuación:

$$\dot{W}_{cp,i} = \dot{m}_r \cdot (h_2 - h_1) \quad [W] \quad (4.3.40)$$

El trabajo real del compresor se calcula por medio de la eficiencia del mismo (80 %):

$$\dot{W}_{cp,r} = \frac{\dot{W}_{cp,i}}{\eta_{cp}} \quad [W] \quad (4.3.41)$$

El flujo de calor del condensador

El flujo de calor generado en el condensador por un PST será:

$$\dot{Q}_{cond,1PST} = \dot{m}_r \cdot (h_2 - h_3) \quad [W] \quad (4.3.42)$$

Coefficiente de rendimiento

El coeficiente de rendimiento (COP) ideal, se utiliza para medir la eficiencia completa del ciclo y se calcula por medio de la siguiente expresión:

$$COP_i = \frac{\dot{Q}_{cond}}{\dot{W}_{cp,i}} \quad (4.3.43)$$

Finalmente es posible determinar también el COP real del sistema:

$$COP_r = \frac{\dot{Q}_{cond}}{\dot{W}_{cp,r}} \quad (4.3.44)$$

4.3.5. Modelo EST para impulsar el SRAO

Para determinar el número de PST para impulsar el SRAO, debemos utilizar el calor liberado en el condensador con un solo PST ($\dot{Q}_{cond,1PST}$) y escalar este valor hasta llegar al calor total necesario en el condensador del EST ($\dot{Q}_{cond,EST}$).

Con la eficiencia del condensador (80 %) en el EST, es posible determinar el calor del condensador del EST por medio del calor de generación ($\dot{Q}_{gen}$) del SRAO.

Luego de determinar el número de PST, es necesario calcular el nuevo flujo másico, trabajo del compresor ideal y real, el calor de evaporación y, por último, el COP ideal y real del EST.

Para comenzar planteamos la siguiente ecuación:

$$\dot{Q}_{cond,EST} = \frac{\dot{Q}_{gen}}{\eta_{cond}} \quad [W] \quad (4.3.45)$$

Entonces el número de PST en el EST, para impulsar el SRAO será:

$$N_{PST} = \frac{\dot{Q}_{cond,EST}}{\dot{Q}_{cond,1PST}} \quad (4.3.46)$$

Para dimensionar el nuevo sistema, es necesario calcular el flujo másico del EST por medio de la siguiente ecuación:

$$\dot{m}_{r,EST} = \frac{\dot{Q}_{cond,EST}}{(h_2 - h_3)} \quad [kg/s] \quad (4.3.47)$$

El calor de evaporación del EST será:

$$\dot{Q}_{eva,EST} = \dot{m}_{r,EST} \cdot (h_1 - h_4) \quad [W] \quad (4.3.48)$$

El trabajo ideal y real se calculan como:

$$\dot{W}_{cp,iEST} = \dot{m}_{r,EST} \cdot (h_2 - h_1) \quad [W] \quad (4.3.49)$$

$$\dot{W}_{cp,rEST} = \frac{\dot{W}_{cp,iEST}}{\eta_{cp}} \quad [W] \quad (4.3.50)$$

Finalmente se calcula el COP ideal y real del EST:

$$COP_{i,EST} = \frac{\dot{Q}_{cond,EST}}{\dot{W}_{cp,iEST}} \quad (4.3.51)$$

$$COP_{r,EST} = \frac{\dot{Q}_{cond,EST}}{\dot{W}_{cp,rEST}} \quad (4.3.52)$$

Capítulo 5

Resultados

En esta sección se muestran los resultados de las simulaciones realizadas para el dimensionamiento del SRAO en la Mina Enterprise y en la Mina El Teniente, como los resultados obtenidos del código EST, operando bajo diferentes condiciones ambientales para impulsar dichos sistemas.

Con relación a los resultados obtenidos en las simulaciones del código SRAO, se pudo obtener las características específicas (entalpía, temperatura, presión, flujo másico y concentración) para cada uno de los puntos del SRAO, basado en la **figura 4.2**. Además, se dimensionaron los respectivos flujos másicos de agua para los procesos de refrigeración, enfriamiento y generación.

En la simulación del código EST, se plantearon diferentes casos, los cuales se basan en las diferentes condiciones ambientales en los terrenos superficiales de las minas subterráneas. Los escenarios planteados fueron los más favorables y desfavorables para la producción de agua caliente por medio de los EST, así como también simulaciones para observar la relevancia del viento en dichos sistemas. Las variables de entrada para la simulación fueron la temperatura ambiente, radiación global, velocidad de vientos y propiedades específicas de los componentes del EST.

Los resultados se presentan en forma de gráficos, los cuales permiten apreciar y analizar de mejor manera los datos obtenidos. Los datos completos en forma de tablas, para cada una de las simulaciones se encuentran en la sección de apéndices.

Las variables que se muestran en esta sección corresponden a las de mayor relevancia como el coeficiente de rendimiento (COP) a lo largo del año para el EST. Además, se muestra el trabajo eléctrico realizado por el compresor a lo largo del año, el calor disponible para 1 PST en la zona y cuanto calor es generado en el condensador del EST, con 1 PST impulsando dicho sistema. Todas las gráficas se encuentran en función de la instalación de los PST de manera horizontal o inclinada, esto dado que la instalación vertical se utiliza principalmente para casas que no tiene techos bien orientados, colocando el PST en paredes. Otro ejemplo de este tipo de instalación son las instalaciones interiores, por ejemplo, en las salas de máquinas. Se debe tomar en cuenta que con esta instalación se sacrifica una cara del PST.

Finalmente, cabe mencionar que los códigos siguieron la metodología mostrada en la sección anterior.

Parte I

Resultados Código SRAO

5.1. Resultados: Mina Enterprise

En esta sección se muestran los resultados obtenidos para el dimensionamiento de un SRAO de 34 MW de refrigeración, en la Mina Enterprise.

El cuadro 6.1 permite apreciar las características propias del sistema, en función de la figura 5.2.

Punto	$h[kJ/kg]$	$T[^\circ C]$	$P[kPa]$	$\dot{m}[kg/s]$	$C(\%)$
1	2.650	80	5,63	14,33	0.00
2	147	35	5,63	14,33	0.00
3	147	10	1,23	14,33	0.00
4	2.519	10	1,23	14,33	0.00
5	217,42	80	5,63	26,17	65
6	217,42	80	1,23	26,17	65
7	145,82	40	1,23	26,17	65
8	50,67	36	1,23	1.038,9	42,58
9	161,52	40	1,23	40,51	42
10	161,52	73,5	5,63	40,51	42
11	81,18	40	1,23	1.012,72	42
12	81,18	40	1,23	1.012,72	42
13	48,21	35	1,23	1.012,72	42

TABLA 5.1: Parámetros óptimos de diseño de un SRAO (Li+Br)

El COP para dicho sistema, operando en el límite permisible de concentración en mezcla de bromuro de litio con agua (prevención de la cristalización), corresponde a 0,9156. Para impulsar dicho sistema se requerirían 37,1 MW en el generador, lo que se traduce en un flujo másico de agua a $90^\circ C$ de 884,1 $[kg/s]$.

$COP[\%]$	$\dot{Q}_{eva}[kW]$	$\dot{Q}_{gen}[kW]$	$\dot{Q}_{cond}[kW]$	$\dot{Q}_{sub1}[kW]$	$\dot{Q}_{sub2}[kW]$
91,6	34.000	37.132,85	35.877,74	1.874,07	33.381,04

TABLA 5.2: Transferencia de calor en cada uno de los componentes del SRAO (Li+Br)

El flujo de agua para generar 34 MW de refrigeración al interior de los túneles de la mina son 1.350 $[kg/s]$, mientras que para el condensador del SRAO, se requieren 2.770 $[kg/s]$.

$\dot{m}_{a,gen}[kg/s]$	$\dot{Q}_{cw}[kW]$	$\dot{m}_{a,cond}[kg/s]$	$\dot{m}_{a,ref}[kg/s]$
884,12	69.258,78	2.770,35	1.349,21

TABLA 5.3: Flujos másicos de agua en la generación, condensación y refrigeración del SRAO (Li+Br)

Finalmente, se cumple el balance de energía del sistema y se estable en 71,13 MW.

5.2. Resultados: Mina El Teniente

En esta sección se muestran los resultados obtenidos para el dimensionamiento de un SRAO de 1 MW de refrigeración, en la Mina El Teniente.

El cuadro 6.4 permite apreciar las características propias del sistema, en función de la figura 5.2.

Punto	$h[kJ/kg]$	$T[^\circ C]$	$P[kPa]$	$\dot{m}[kg/s]$	$C(\%)$
1	2.650	80	5,63	0,42	0.00
2	147	35	5,63	0,42	0.00
3	147	10	1,23	0,42	0.00
4	2.519	10	1,23	0,42	0.00
5	217,42	80	5,63	0,77	65
6	217,42	80	1,23	0,77	65
7	145,82	40	1,23	0,77	65
8	50,67	36	1,23	30,56	42,58
9	161,52	40	1,23	1,19	42,00
10	161,52	73	5,63	1,19	42,00
11	81,18	40	1,23	29,79	42,00
12	81,18	40	1,23	29,79	42,00
13	48,21	35	1,23	29,79	42,00

TABLA 5.4: Parámetros óptimos de diseño de un SRAO (Li+Br)

El COP para dicho sistema, es igual al de la simulación anterior. Para impulsar dicho sistema se requerirían 1.1 MW en el generador, lo que se traduce en un flujo másico de agua a $90^\circ C$ de $26 [kg/s]$.

$COP[\%]$	$\dot{Q}_{eva}[kW]$	$\dot{Q}_{gen}[kW]$	$\dot{Q}_{cond}[kW]$	$\dot{Q}_{sub1}[kW]$	$\dot{Q}_{sub2}[kW]$
91,56	1.000	1.092,14	1.055,23	55,12	981,8

TABLA 5.5: Transferencia de calor en cada uno de los componentes del SRAO (Li+Br)

El flujo de agua para generar 1 MW de refrigeración al interior de los túneles de la mina son $39,7 [kg/s]$, mientras que para el condensador del SRAO se requieren $81,5 [kg/s]$.

$\dot{m}_{a,gen}[kg/s]$	$\dot{Q}_{cw}[kW]$	$\dot{m}_{a,cond}[kg/s]$	$\dot{m}_{a,ref}[kg/s]$
26,0	2.037,02	81,48	39,68

TABLA 5.6: Flujos másicos de agua en la generación, condensación y refrigeración del SRAO (Li+Br)

Finalmente, se cumple el balance de energía del sistema y se establece en los 2,1 MW.

Parte II

Resultados Código EST

5.3. Resultados: Mina Enterprise

5.3.1. Caso 1: Sin radiación, temperatura ambiente mínima y velocidad de viento promedio

*Los puntos en las magnitudes de los gráficos corresponden a comas (notación norteamericana obtenida del código Phytton).

En esta sección se exponen los resultados obtenidos con el código EST, bajo las condiciones ambientales para el Caso 1.

El COP anual del EST simulado para el Caso 1, se muestran a continuación.

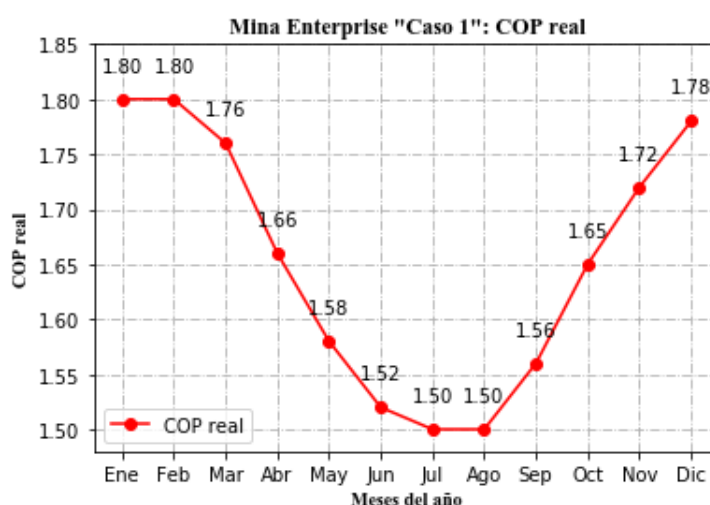


FIGURA 5.1: COP real anual: PST horizontal y verticalmente instalados

Como es posible observar, el COP está directamente relacionado en este caso con la temperatura ambiente, ya que prácticamente se replica la curva observada en esta variable.

Con relación a la magnitud, el COP es bajo y esto se debe a la falta de radiación y las bajas velocidades del viento. Lo anterior implica un elevado consumo eléctrico del compresor para compensar las condiciones ambientales desfavorables y lograr el objetivo de mantener el agua a 90°C .

PST horizontal

En esta sección se muestran los resultados obtenidos para el Caso 1, con paneles solares instalados de manera horizontal o inclinada.

Es posible mencionar que el número necesario de PST para impulsar el SRAO de 34 MW, bajo estas condiciones es de 37.360, los cuales utilizarían una superficie (área) de 59.776 m^2 .

El consumo real producido por el compresor a lo largo del año se muestra a continuación.

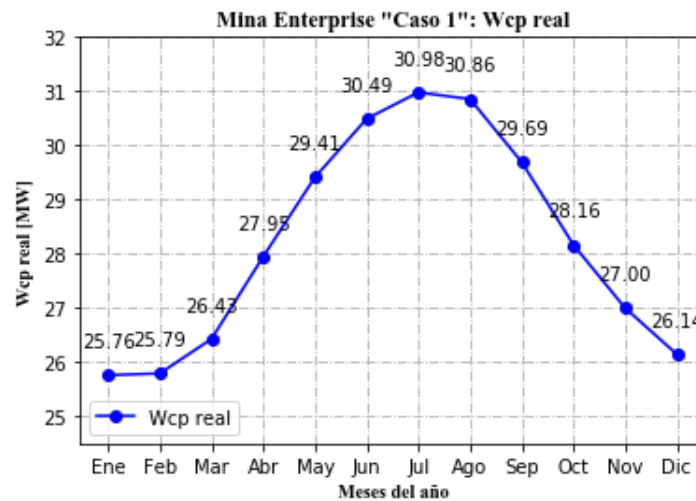


FIGURA 5.2: Trabajo real del compresor anual

Como muestra la figura anterior, el consumo eléctrico del EST es alto llegando en el mes de julio (menos favorable) a 31 MW.

El calor disponible con un solo PST a lo largo del año, también se pudo determinar y los resultados obtenidos muestran una curva anual que se ajusta a la de la temperatura ambiental mínima de la zona.

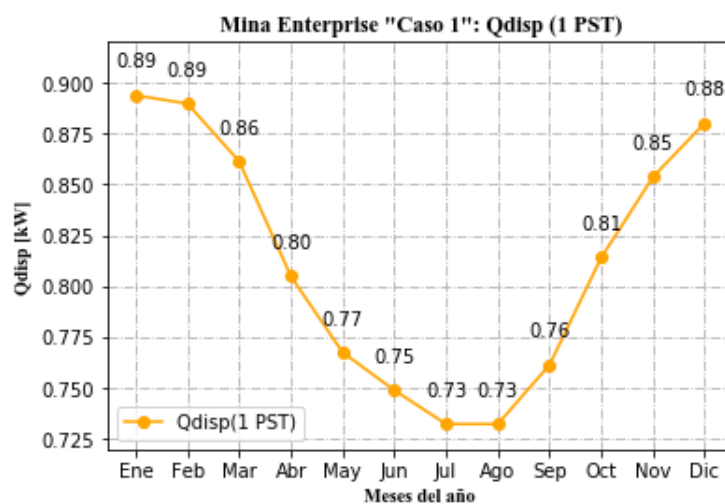


FIGURA 5.3: Calor disponible anual con un PST

Esto indicaría que los PST se encuentran adquiriendo el calor del potencial ambiental de la zona, siendo ayudados por la convección generada por el viento.

Finalmente, para el Caso 1 horizontal es posible observar la generación de calor en el condensador del EST, equipo encargado de la generación de agua a 90°C.

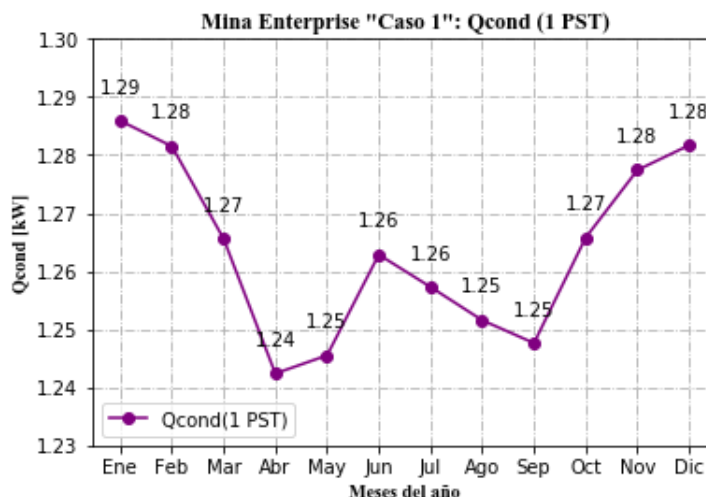


FIGURA 5.4: Calor producido en el condensador anual con un PST

De este gráfico se desprende que incluso con las condiciones ambientales más adversas en la zona de la Mina Enterprise, los PST lograrían elevar la temperatura del refrigerante lo suficiente para hacer que este ingrese al compresor y luego al condensador, permitiendo la generación del agua caliente a 90°C .

En segundo lugar, observando las magnitudes a grandes rasgos, estas varían en la centésima y, por lo tanto, el calor cedido por el condensador sería constante a lo largo del año. Esto concuerda con los resultados obtenidos por José Fernández-Seara en el estudio *"Experimental analysis of a direct expansion solar assisted heat pump with integral storage tank for domestic water heating under zero solar radiation conditions"*, donde al poner a prueba un EST sin radiación solar y a una temperatura ambiente constante para producir agua a 55°C [65], el condensador mantiene constante el calor que cede al agua y es el compresor quien compensa los cambios. En este caso, la variación en el calor cedido durante el mes más caluroso (enero) y el más frío (julio) es de 0,05 kW.

PST vertical

Si bien no se utilizaría este tipo de instalación, se logró determinar que se requerirían 38.883 PST para alimentar el SRAO de 34 MW bajo las condiciones ambientales del Caso 1. Esta cantidad de PST es mayor que los 37.360 requeridos para una instalación de tipo horizontal o inclinada y utilizarían una superficie de 62.213 m^2 . Esta superficie comparada con el caso horizontal es mayor en 2.437 m^2 .

5.3.2. Caso 2: Con radiación, temperatura ambiente máxima y velocidad de viento promedio

El Caso 2, sometiendo los PST a las mejores condiciones ambientales, se observan los siguientes resultados.

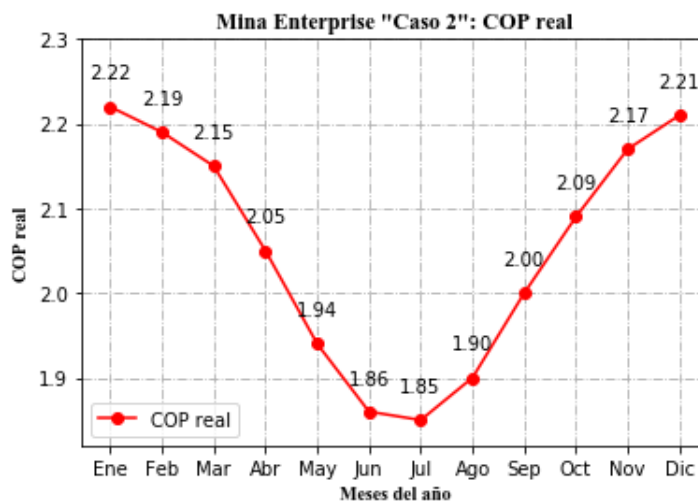


FIGURA 5.5: COP real anual: PST horizontal y verticalmente instalados

Las magnitudes del COP corresponden a valores aceptables y esto se sitúan dentro de los estándares de eficiencia de los EST. Si bien los COP en los meses de primavera y verano sobrepasan el 200 %, en los meses otoño e invierno rondan un 180 %.

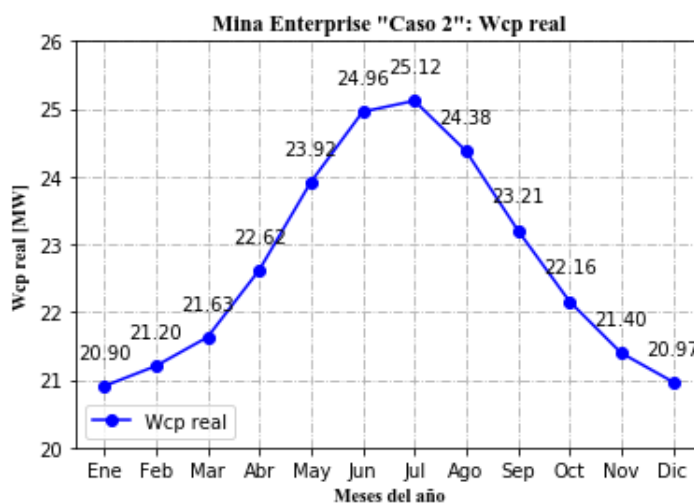


FIGURA 5.6: Trabajo real del compresor anual: PST horizontal y verticalmente instalados

El trabajo del compresor en este caso muestra una disminución aproximada de 5 MW con relación al caso anterior (Caso 1).

Esto evidencia el aporte que puede realizar la radiación solar tanto de manera directa, como también indirectamente (elevando la temperatura del ambiente durante el día).

PST horizontal

El número necesario de PST para impulsar el SRAO bajo estas condiciones es de 12.942, los cuales ocuparían una área de 20.707 $[m^2]$.

Con relación al calor disponible en la zona para un PST, es posible observar que la curva sigue la curva de radiación, influida en mayor medida en los meses de invierno por la temperatura ambiental.

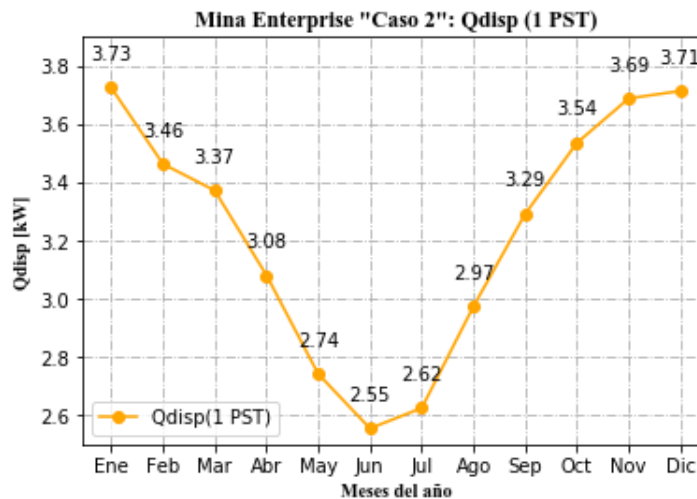


FIGURA 5.7: Calor disponible anual con un PST

Los resultados obtenidos para el calor cedido por el condensador siguen la curva del calor disponible (radiación solar). Con relación a las magnitudes, podemos encontrar diferencias entre estos valores y los obtenidos en la figura 5.4. La variación global del calor cedido por el condensador producto de la radiación es de 2,94 $[kW]$.

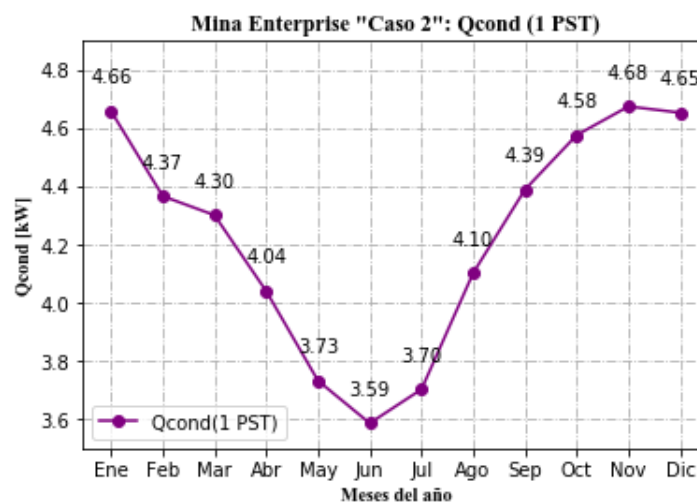


FIGURA 5.8: Calor disponible anual con un PST

PST vertical

Para este caso con una instalación del tipo vertical, se requerirían 13.103 PST, los cuales ocuparían una superficie de 20.965 $[m^2]$.

5.4. Resultados: Mina El Teniente

5.4.1. Caso 1: Sin radiación, temperatura ambiente mínima y velocidad de viento mínima

El COP real anual obtenido en la simulación bajo las condiciones del Caso 1, muestran magnitudes menores a las obtenidas en la Mina Enterprise, ambas bajo las condiciones menos favorables para los PST. Esto se debe a la diferencia en las temperaturas ambientales entre una mina y la otra, siendo la Mina El Teniente, la que presenta temperaturas ambientales menores.

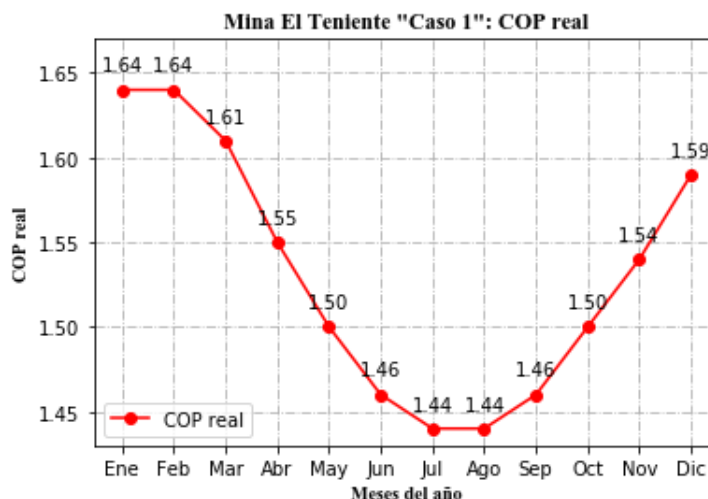


FIGURA 5.9: COP real anual: PST horizontal y verticalmente instalados

El consumo eléctrico del compresor operando bajo las peores circunstancias (julio), presenta que, para generar 1 MWR, se requiere de 0,95 MWe. Esto se debe al exigente trabajo que debe realizar el compresor para elevar el refrigerante a temperaturas cercanas a los 100°C].

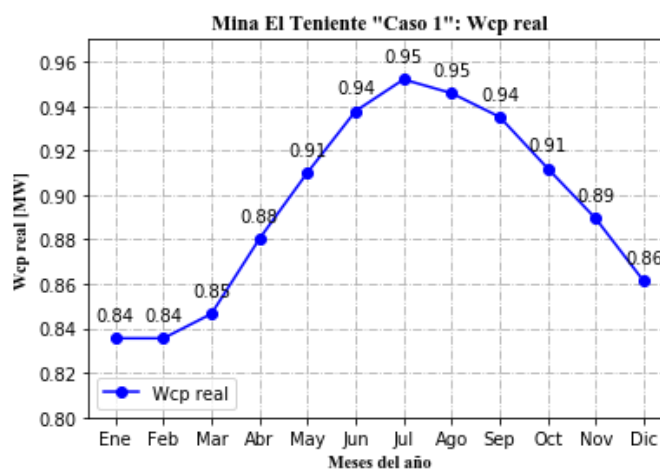


FIGURA 5.10: Trabajo real del compresor anual: PST horizontal y verticalmente instalados

PST horizontal

Generando 1 MWR en el SRAO, se requerirían 1.216 PST, los cuales ocuparían una superficie de 1.946 $[m^2]$.

El calor disponible se ajusta de manera combinada a la curva de la temperatura ambiente y velocidad del viento. Durante gran parte del año predomina la primera curva, mientras que, en los meses de junio, julio y agosto, predomina la segunda. En el mes de agosto la influencia de la velocidad del viento ayuda captar una mayor cantidad energía al PST y la diferencias con otros meses se encuentra en la centésima del $[kW]$. Por otra parte, las magnitudes concuerdan con las instalaciones horizontales o inclinadas para proyectos domiciliarios e industriales.

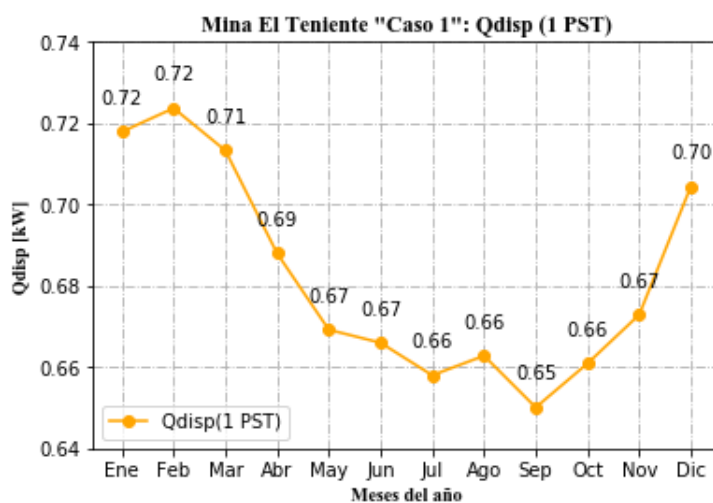


FIGURA 5.11: Calor disponible anual con un PST

Al igual que lo observado en el Caso 1 de la Mina Enterprise (sin radiación), el calor cedido por el condensador muestra una tendencia constante a lo largo del año con poca variabilidad (máximo 0,07 $[kWh]$ entre el mes más caluroso y el más frío).

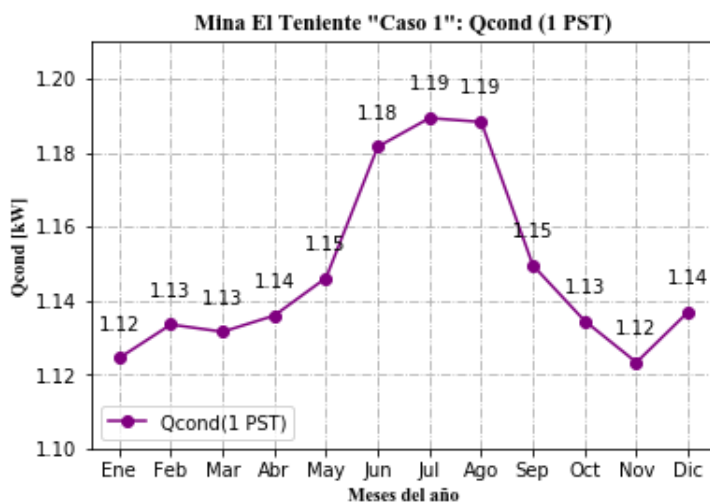


FIGURA 5.12: Calor disponible anual con un PST

PST vertical

Con relación a la simulación de una instalación de tipo vertical, podemos decir que se requerirían 1.269 PST, los cuales ocuparían una superficie de 2.030 $[m^2]$.

5.4.2. Caso 2: Sin radiación, temperatura ambiente mínima y velocidad de viento máxima

Este caso se plantea para observar la influencia del viento en la eficiencia del PST para absorber calor y los resultados se muestran a continuación.

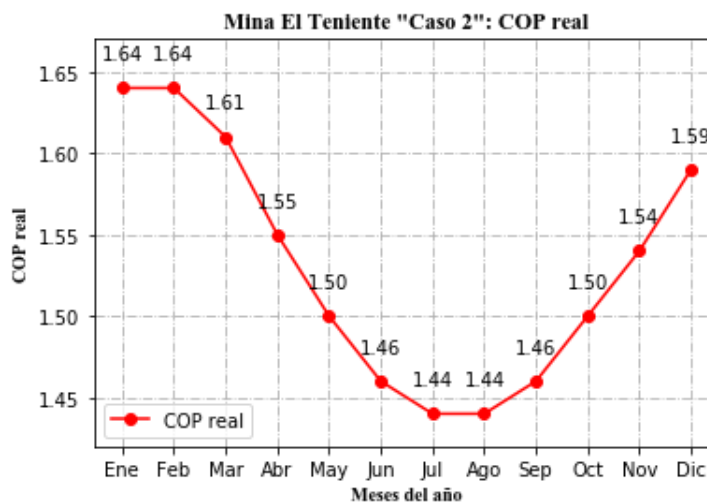


FIGURA 5.13: COP real anual: PST horizontal y verticalmente instalados

El COP real de este caso comparado con el obtenido en el Caso 1, no muestran diferencias sustantivas. Las posibles explicaciones para este fenómeno es que el COP real se obtiene a partir del calor necesario en el condensador del EST para impulsar la necesidad de calor del SRAO y el consumo eléctrico del compresor, componentes que no se ven afectados de manera directa por la velocidad del viento.

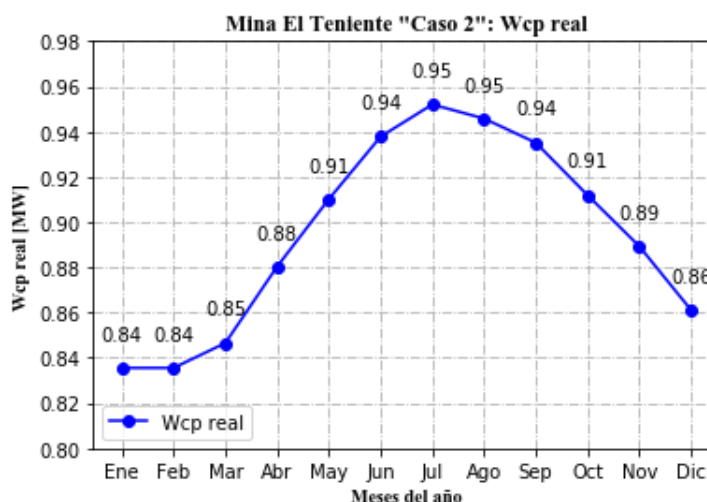


FIGURA 5.14: Trabajo real del compresor anual: PST horizontal y verticalmente instalados

Si bien el COP real o consumo eléctrico del compresor no presenta mejoras con el viento, se debería esperar una disminución en la cantidad de PST para impulsar el sistema.

PST horizontal

En la instalación de tipo horizontal el número necesario de PST para impulsar el SRAO bajo estas condiciones es de 1.048, los cuales ocuparían un área de 1.677 m^2 .

Como se postuló con anterioridad, un aumento en la velocidad del viento implica un menor número de PST para impulsar el SRAO. Específicamente comparando el Caso 1 y el 2, se requieren 168 PST menos para impulsar el sistema.

La explicación para este fenómeno se basa en el fundamento de transferencia de calor por convección, donde el viento ayuda al PST a captar una mayor cantidad de energía presente en el potencial atmosférico.

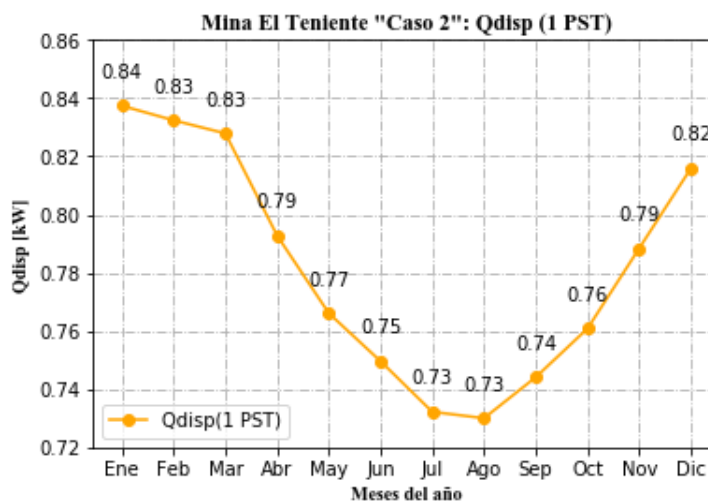


FIGURA 5.15: Calor disponible anual con un PST

Esto se demuestra realizando una comparación entre la Figura 5.15 y la Figura 5.11, donde se observa una diferencia relevante en el calor disponible para ser captada por el PST.

Finalmente, esto se traduce en una mayor cantidad de calor cedido en el condensador del EST, como lo corrobora la comparación entre las figuras 5.16 y 5.12, sin alterar la continuidad y poca variabilidad (variación de $0,03 \text{ kW}$) observada en los casos sin radiación global.

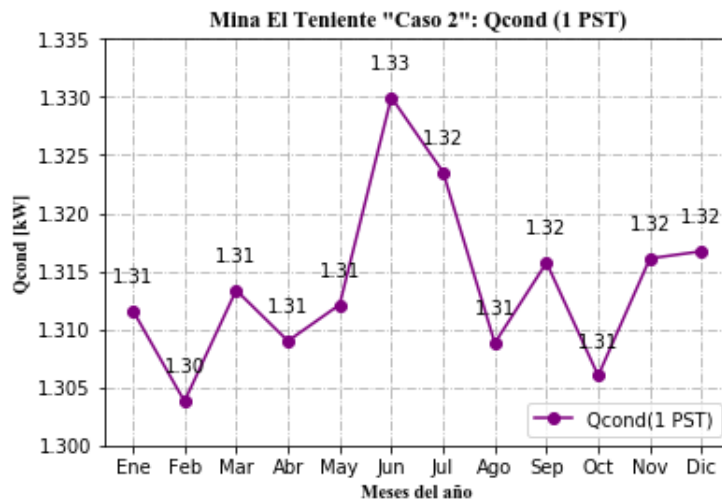


FIGURA 5.16: Calor disponible anual con un PST

Las mayores magnitudes de las velocidades del viento en los meses de invierno (junio y julio), pueden explicar la particularidad de la curva en el gráfico anterior, donde se logra ceder más calor en invierno que en verano. Esto muestra el protagonismo que puede tomar el viento en los sistemas EST.

PST vertical

En la simulación realizada bajo el supuesto de las condiciones ambientales del Caso 2, con una instalación de tipo vertical, se obtiene una necesidad de 1.086 PST, los cuales ocuparían una superficie de $1.738 \text{ [m}^2\text{]}$. Este número de PST también es menor que en el Caso 1 para una instalación vertical. (183 PST menos que el Caso 1: vertical)

5.4.3. Caso 3: Con radiación, temperatura ambiente máxima y velocidad de viento mínima

En este caso es posible observar un aumento en el COP del EST, debido a la mejora de las condiciones ambientales.

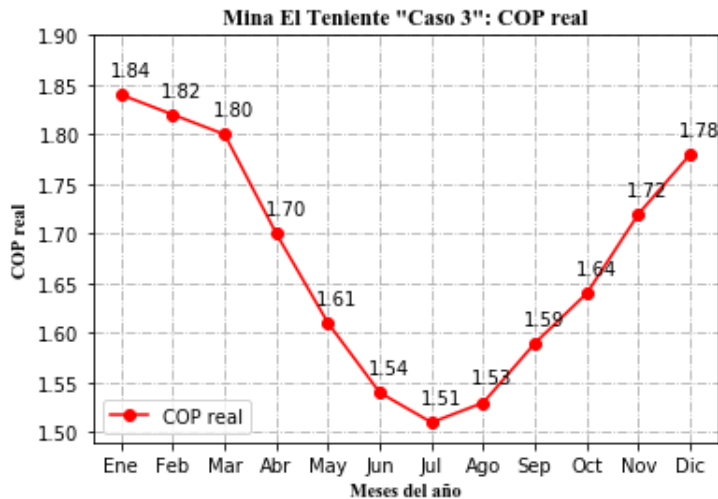


FIGURA 5.17: COP real anual: PST horizontal y verticalmente instalados

El consumo eléctrico del compresor también se ve disminuido y es posible observar que en los meses de verano el ahorro es mayor que en los meses de invierno, en comparación con el Caso 2 y el Caso 1.

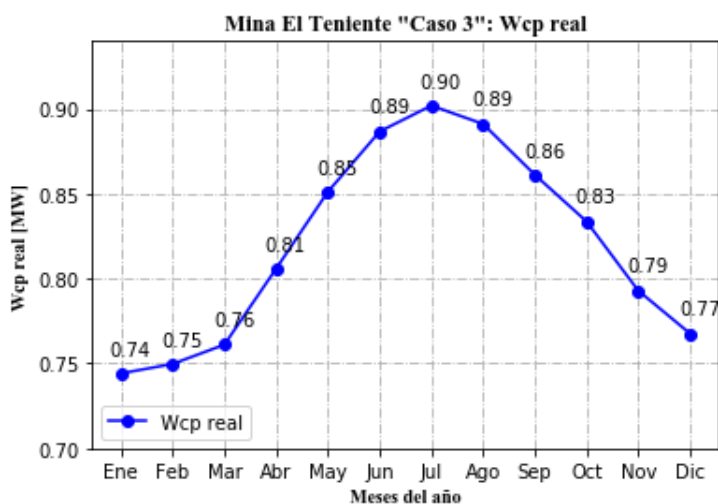


FIGURA 5.18: Trabajo real del compresor anual: PST horizontal y verticalmente instalados

PST horizontal

En una instalación de tipo horizontal, se requerirían 487 PST, los cuales ocuparían una superficie de 780 m^2 .

Los resultados obtenidos para el calor disponible de un PST bajo estas condiciones ambientales muestran una clara relación con la radiación, al igual que lo observado en el Caso 2 de la Mina Enterprise.

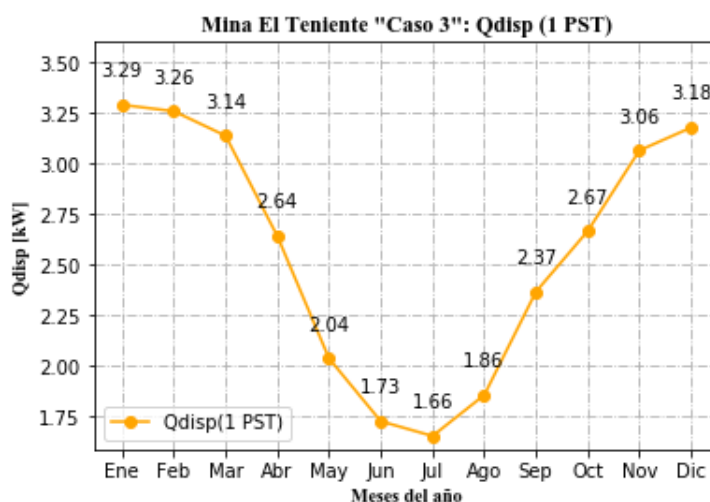


FIGURA 5.19: Calor disponible anual con un PST

El calor cedido por el condensador del EST con 1 PST, muestra una clara relación con la curva del calor disponible para un PST. Este fenómeno se da en el Caso 2 de la Mina Enterprise, lo que sugiere una fuerte influencia de la radiación solar en los EST.

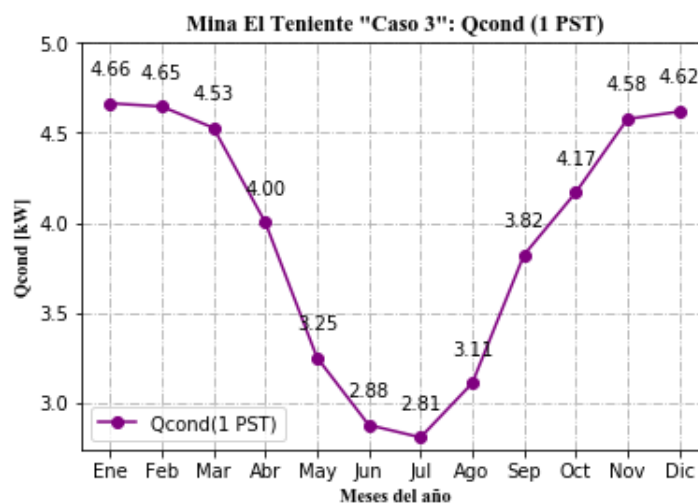


FIGURA 5.20: Calor disponible anual con un PST

PST vertical

En una hipotética instalación de tipo vertical, se requerirían de 495 PST, los cuales ocuparían un área de 792 [m²].

5.4.4. Caso 4: Con radiación, temperatura ambiente máxima y velocidad de viento máxima

Al igual que lo observado en el Caso 1 y 2, no se ve una influencia importante de la velocidad del viento en el COP y el consumo eléctrico del compresor.

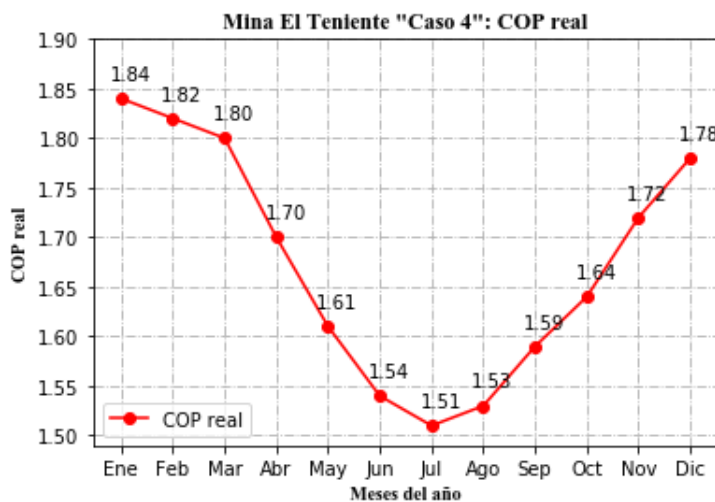


FIGURA 5.21: COP real anual: PST horizontal y verticalmente instalados

Estos resultados se mantienen constantes con relación al Caso 3.

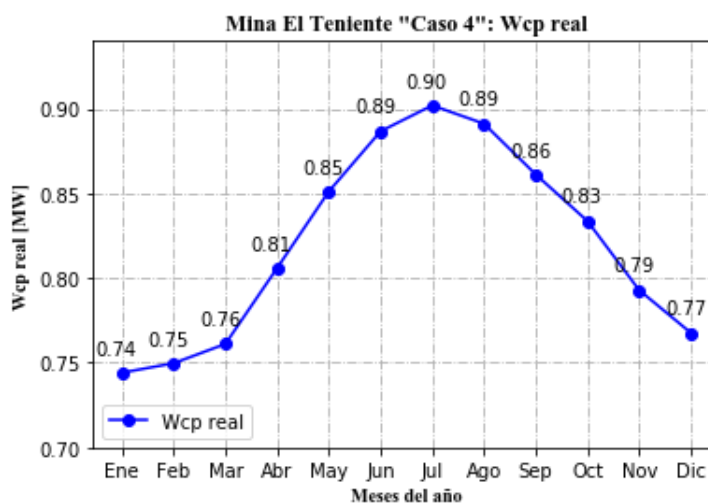


FIGURA 5.22: Trabajo real del compresor anual: PST horizontal y verticalmente instalados

PST horizontal

Al igual que en el Caso 2, se puede observar una disminución importante en el número de PST y para lograr impulsar el sistema de 1 MW de refrigeración, se requerirían 466 de ellos. La superficie de instalación serían 746 $[m^2]$.

El calor disponible en este caso, al igual que en el caso anterior, se ve relacionado con la radiación solar, siendo esto una tendencia en los casos donde se presenta

esta variable ambiental. En este caso también es posible observar el efecto positivo generado por un aumento en la velocidad del viento, con relación al Caso 3.

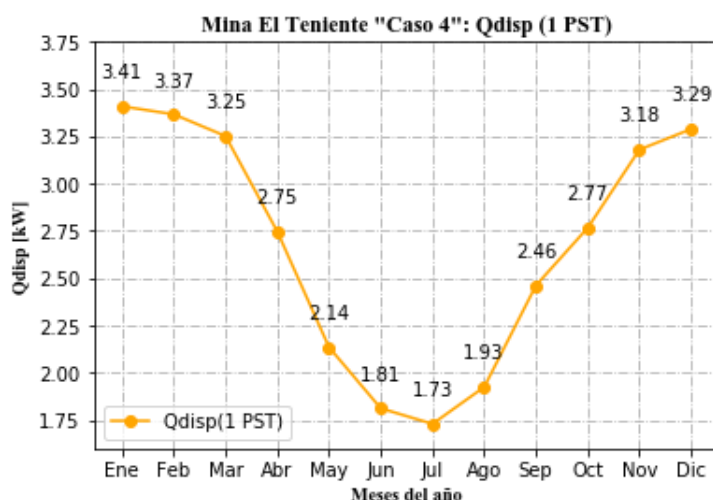


FIGURA 5.23: Calor disponible anual con un PST

Con relación al calor del condensador podemos observar que la curva se ajusta de manera precisa al calor disponible al igual que en Caso 3. Este fenómeno se observó en los casos anteriores que presentaron la variable de la radiación solar. Además, se observa un aumento en la magnitud del calor cedido por el condensador, nuevamente en comparación con el Caso 3, lo que se explica por el aumento en la velocidad del viento.

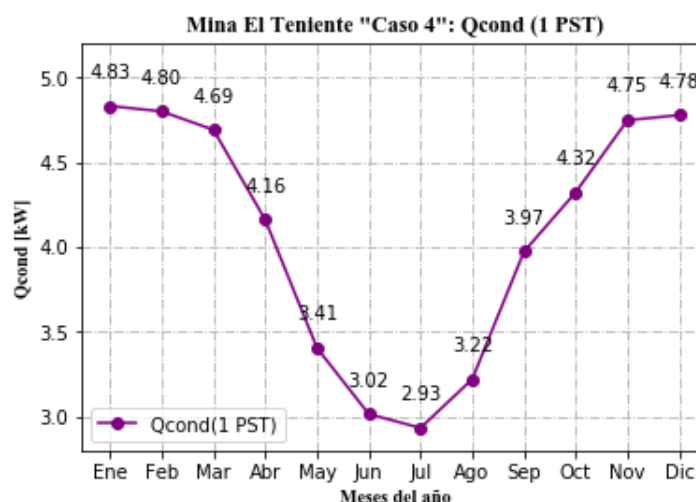


FIGURA 5.24: Calor disponible anual con un PST

PST vertical

En el caso de la instalación de tipo vertical, podemos observar que la cantidad de PST para impulsar el SRAO de 1 MW correspondería a 473 PST, los cuales utilizarían una superficie de 757 $[m^2]$.

Capítulo 6

Discusión de los resultados

6.1. Configuración del sistema de refrigeración planteado

El sistema de refrigeración planteado fue un SRAO impulsado por un EST. Este tipo de configuración no se ha observado en otros análisis y logra dar resultados interesantes con relación al sistema simulado por Simon Greig, especialmente en la reducción de superficies y acumulación de agua caliente para impulsar el SRAO.

Este tipo de configuración y su simulación son importantes para comparar los sistemas de refrigeración, ayudando a realizar mejores decisiones desde el punto de vista técnico, económico y ambiental.

6.2. Metodología de cálculo

Las metodologías utilizadas en los códigos SRAO y EST, se encuentran científicamente probadas, permitiendo simular de manera muy precisa el comportamiento de dichas tecnologías bajo las diferentes condiciones ambientales y de operación.

6.3. Eficiencia del sistema SRAO-EST

A partir de los resultados obtenidos en los códigos utilizados, se puede concluir lo siguiente con relación al sistema de refrigeración SRAO-EST:

- El SRAO corresponde a un sistema confiable, que para ambas minas podría proporcionar la refrigeración suficiente. En el caso de la Mina Enterprise se requerirían de 37.133 MWt para impulsar el sistema, generando 34 MWR con un COP del 91,6 %. Para la Mina El Teniente son necesarios 1093 MWt para generar el MWR de refrigeración, con una eficiencia idéntica a la del sistema anterior.
- Los flujos másicos, temperaturas y presiones obtenidos para el SRAO de la Mina Enterprise, concuerdan con los utilizados hoy en el sistema BAC.
- El flujo másico de agua de generación no es elevado para ambas simulaciones, mientras que el flujo másico de agua de condensación del SRAO es aproximadamente 3 veces el de generación. Este flujo no representa una problemática, ya que se ajusta a lo observado en el sistema BAC instalado en la Mina Enterprise [35].
- En las simulaciones realizadas para los EST, en ningún caso se supera el 250 % de eficiencia (mejor caso en Mina Enterprise), pero tampoco caen más allá de

144 % (peor caso en Mina El Teniente). Se debe tomar en cuenta que, las condiciones ambientales más favorables se encuentran en la Mina Enterprise.

- En el peor caso de la Mina Enterprise, se requerirían 30,98 MWe, para generar 34 MWR, mientras que para el caso más favorable se requerirían 20,97 MWe para generar los mismos 34 MWR.
- En el peor caso de la Mina El Teniente, se requerirían 0,95 MWe, para generar 1 MWR, mientras que para el caso más favorable se requerirían 0,74 MWe para generar el mismo MWR.
- El consumo eléctrico del compresor en el EST es elevado, ya que se debe calentar agua a los 90°C.
- El calor disponible para un PST depende de las condiciones ambientales y los resultados obtenidos se encuentran dentro de los parámetros establecidos por otros estudios y empresas, que han realizado instalaciones con esta tecnología [66].
- El calor cedido por el condensador (EST) aumenta de manera significativa durante el día con el aporte de la radiación solar, siguiendo las curvas del calor disponible para los PST. Durante la noche, el PST se encuentra sometido a menor calor disponible (no hay radiación y menores temperaturas ambientales), disminuyendo su capacidad de ceder calor en el condensador.
- Una mayor velocidad de viento, dentro de las magnitudes simuladas, ayuda a los PST a captar más calor del ambiente y, por lo tanto, se requerirían menos de ellos para impulsar un SRAO bajo esas condiciones.

6.4. Comparación técnica SRAO-CS y SRAO-EST

El sistema SRAO-CS corresponde a un sistema de refrigeración factible desde el punto de vista técnico, donde los colectores solares permitirían impulsar el SRAO y así satisfacer las necesidades de refrigeración de la Mina Enterprise, como lo ha demostrado Simon Greig en su tesis. Si bien, el SRAO-CS permite refrigerar, es posible determinar que, bajo las peores condiciones de operación, un EST sería capaz de impulsar el mismo SRAO, con 55.695 paneles menos y bajo las mejores condiciones, se utilizarían 80.133 paneles menos. Esta información es relevante y se debe tomar en consideración para futuros estudios económicos y ambientales.

Por otra parte, el SRAO-CS requiere de un tanque acumulador de grandes dimensiones, que elevaría los costos de inversión inicial, mientras que el sistema SRAO-EST, opera de manera continua. Con relación al costo de operación de ambos sistemas debemos recalcar que, los consumos eléctricos realizados por el compresor del EST son importantes y mayores que los realizados por las bombas de agua de los CS.

En resumen, podemos decir que un SRAO-EST, desde el punto de vista técnico podría refrigerar las minas subterráneas. Desde el punto de vista ambiental, las superficies utilizadas por los PST serían menores que las utilizadas por los colectores solares impulsando el mismo sistema y no tienen la necesidad de utilizar un estanque de acumulación de agua, ya que operan de manera continua. El costo eléctrico del compresor es elevado y se requiere un análisis económico para poder plantear si es más conveniente un sistema SRAO-CS o un SRAO-EST.

6.5. Comparación técnica BAC con un SRAO-EST

Las minas subterráneas utilizan sistemas BAC, los cuales, como se mencionó con anterioridad, tienen COP elevados (4-6). Al comparar el sistema BAC con el sistema SRAO-EST, podemos observar que las eficiencias obtenidas por el sistema impulsor (EST) es muy bajo en comparación a las obtenidas por el BAC, además de requerir mayor superficie por el uso de los PST.

El BAC es un sistema simple, que opera de manera continua al igual que el EST, pero no se encuentra sometido a las condiciones climáticas cambiantes y, por lo tanto, su COP es mayor. EL COP del sistema BAC es en promedio 5,6, mientras que el COP obtenido para el sistema de refrigeración planteado (SRAO-EST) bajo las peores condiciones para la Mina Enterprise es de 1,1 (34 MWt/30,9 MWe). En el mejor de los casos, este podría aumentar a 1,6 (34 MWt/20,9 MWe).

En conclusión, podemos decir que el sistema BAC es un sistema confiable, que permite refrigerar sin problemas los túneles mineros y desde el punto de vista técnico se recomendaría el uso de esta tecnología sobre las configuraciones SRAO-CS y SRAO-EST.

6.6. Validación de los resultados

En esta sección se realiza una comparación entre los resultados obtenidos y una publicación científica de la revista SSRN Electronic Journal. El artículo "Modelling Simulation of a Direct-Expansion Solar Assisted Heat Pump for Water Heating Application in South Africa" fue publicado por Matthew Schouw y Atanda Raji en el 2019 y muestra la influencia de la radiación global [W/m^2], temperatura ambiental $^{\circ}C$ y velocidad del viento [m/s] sobre el COP del EST. Por último, se muestra el COP y la eficiencia del PST durante un año [27].

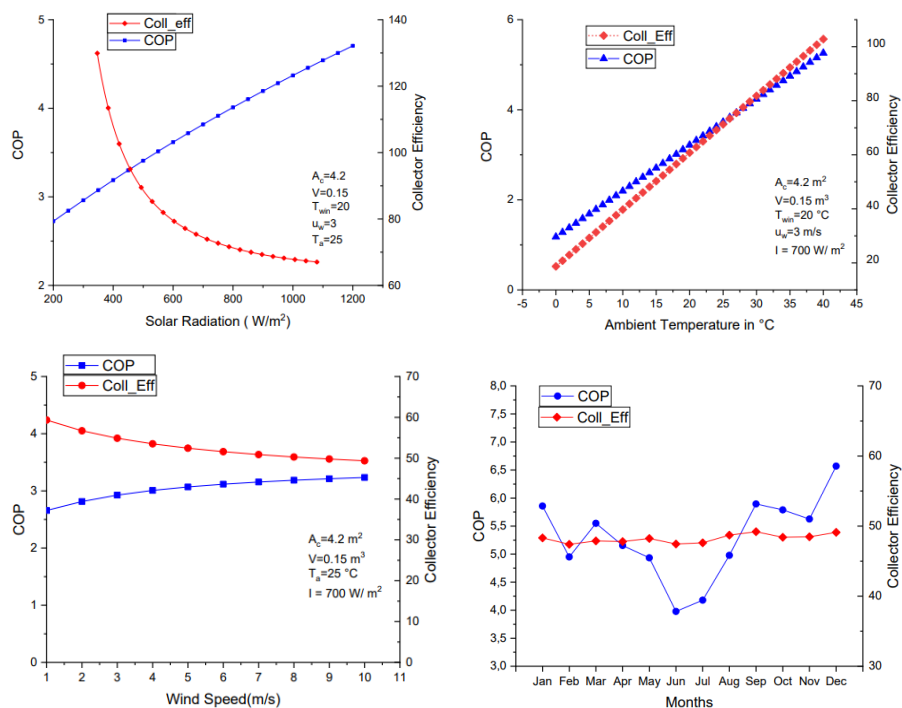


FIGURA 6.1: Gráficos COP vs $[R_g, T_{amb}, V_w]$; COP & η_{PST} anual [27]

A continuación, se realiza una comparación entre el comportamiento de las variables ambientales muestra el análisis y la conclusión para la validación de los resultados, a partir de la comparación del artículo científico con los resultados obtenidos.

6.6.1. Influencia de la radiación global sobre el COP real

En el gráfico 1 de la Figura 6.1 se muestra la relación de proporcionalidad directa que se establece entre la radiación global y el COP del EST (línea azul), obtenidos en el artículo antes mencionado.

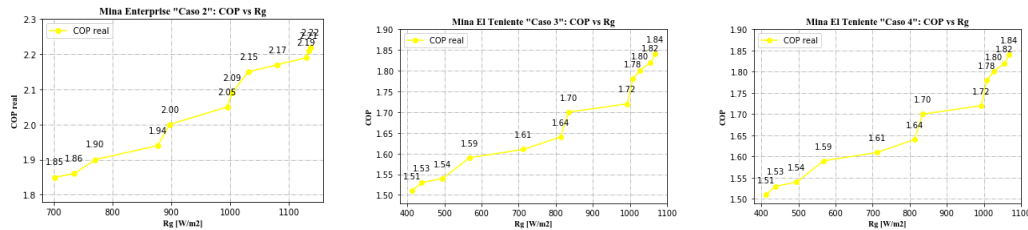


FIGURA 6.2: Influencia de la radiación solar sobre el COP real para los resultados obtenidos

En función de los resultados obtenidos, se desarrollaron los gráficos mostrados en la Figura 6.2, los cuales muestran la relación que se establece entre la radiación global y el COP real del EST simulado. Como es posible observar, la relación establecida es la misma que la observada por Schouw y Raji, donde a mayor radiación global, existe un COP más elevado (línea recta amarilla).

6.6.2. Influencia de la temperatura ambiente sobre el COP real

La temperatura ambiente también muestra una relación de proporcionalidad directa con relación al COP [27], esto es observable en el gráfico 2 de la Figura 6.1. Para los resultados obtenidos en cada uno de los casos esta tendencia también es observable y los gráficos se muestran a continuación.

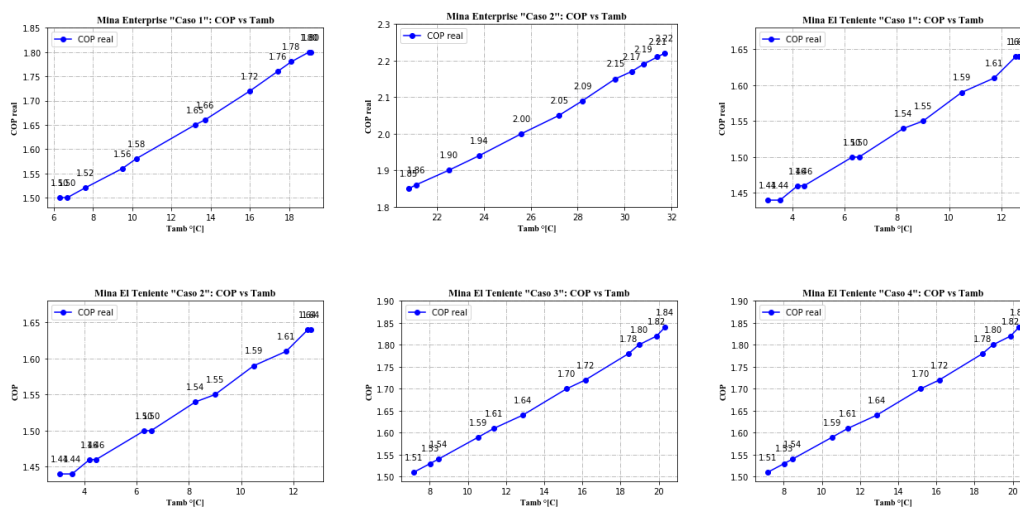


FIGURA 6.3: Influencia de la temperatura ambiente sobre el COP real para los resultados obtenidos

6.6.3. Influencia de la velocidad del viento sobre el COP real

El viento muestra una relación diferente a las observadas por las otras dos variables ambientales frente al COP. El comportamiento en este caso es asintótico-creciente, explicable como una relación donde al aumentar un parámetro (velocidad del viento), el otro recibe cada vez menos beneficio (COP). Este fenómeno es observable en el gráfico 3 de la Figura 6.1 (línea azul).

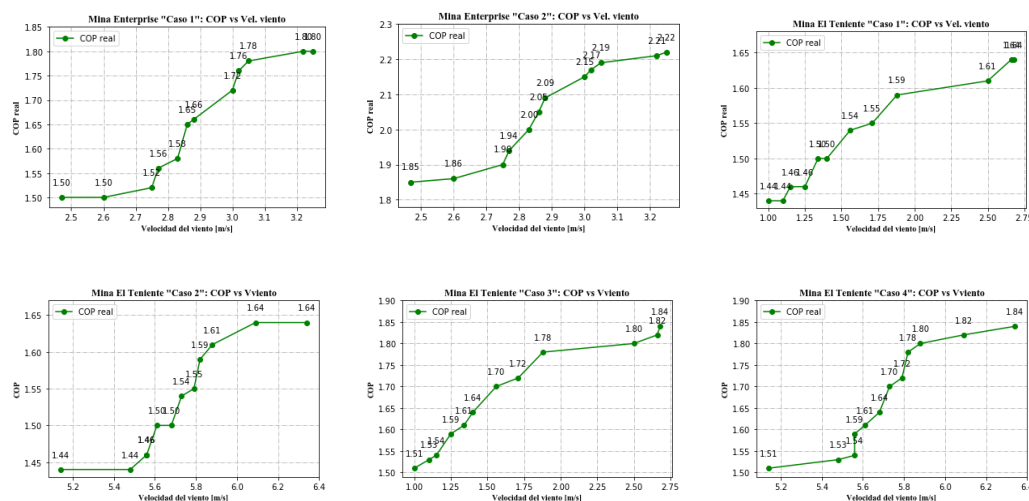


FIGURA 6.4: Influencia de la velocidad del viento sobre el COP real para los resultados obtenidos

En los gráficos resultantes de las simulaciones, es posible notar que, si bien las magnitudes del viento en las minas simuladas no contemplan un espectro tan amplio como el del artículo científico, si se logra identificar la forma asintótica creciente de la curva, demostrando el mismo comportamiento observado por los investigadores en Sudáfrica.

6.6.4. COP real y eficiencia del PST anual

La curva del COP anual obtenida por Schouw y Raji muestra sus mayores magnitudes para los meses de verano (valores atípicos en febrero y noviembre), decreciendo en los meses de otoño y llegando a su magnitud mínima en los meses de invierno. Luego se presenta un incremento en los meses de primavera repitiendo el ciclo al entrar al verano. Esta información es verificable en el gráfico 4 de la Figura 6.1, donde también es posible observar el comportamiento anual de la eficiencia del PST.

En todas las simulaciones realizadas, el COP real presenta las características antes descritas, cumpliendo con la forma que presenta esta variable durante el año.

Con relación a la eficiencia del PST durante el año, se puede observar un comportamiento constante, otra justificación para utilizar una magnitud constante en las simulaciones.

6.6.5. Conclusión de validación

Las simulaciones realizadas y sus resultados si se ajustan a la realidad, ya que la relación del COP frente a las variables ambientales refleja comportamientos similitudes al estudio antes mencionado.

Capítulo 7

Conclusiones

En función de la información recabada, los resultados de las simulaciones realizadas y sus posteriores análisis, es posible concluir lo siguiente:

Toda la información disponible sobre las tecnologías de refrigeración permitió desarrollar una nueva configuración para sistemas de refrigeración de minas subterráneas, con el objetivo de disminuir la temperatura al interior de los túneles mineros. El análisis se focalizó en las tecnologías disponibles para generar agua fría, que al ser bombeada al interior de los túneles, permite por medio de un ventilador, extraer el calor presente en el aire.

Las tecnologías comparadas fueron 3, el sistema BAC, el SRAO-CS y el SRAO-EST. Se estudio la posibilidad de reemplazar el sistema BAC con el SRAO-EST en la Mina Enterprise, concluyendo que, al menos desde un punto de vista técnico, es preferible no realizar dicho reemplazo. Esto se debe a que los PST, al igual que los CS, se encuentran sometidos a la variabilidad climática, acción que hace variable sus COP.

En función de las simulaciones realizadas para la Mina El Teniente, se observo que los COP obtenidos en los diferentes escenarios climáticos, muestran menores eficiencias en comparación al SRAO-EST simulado para la Mina Enterprise. A pesar de lo anterior, se puede concluir que es técnicamente factible instalar uno de estos equipos en esta mina subterránea y los equipos podrían refrigerar los túneles de la mina.

El sistema BAC, gracias a que no se encuentra expuesto a la variabilidad climática para su funcionamiento, presenta un COP alto, permitiendo así refrigerar de manera eficiente, grandes cantidades de aire al interior de los túneles mineros.

Si bien la configuración propuesta, no permitió alcanzar o mejorar los rendimientos del BAC, posibilito la comparación de esta configuración con el SRAO-CS, donde se pudo observar que el sistema propuesto no requeriría de un estanque acumulador de agua caliente de grandes proporciones, además de requerir menos superficies para llevar a cabo la instalación de los PST. En contra parte, el gasto eléctrico del SRAO-EST sería mayor que el SRAO-CS y por lo tanto, tendría mayores costos de operación.

Para determinar cuál sistema es preferible entre las tecnologías de refrigeración termo solares, se requeriría de un estudio económico y ambiental, ya que ambos sistemas son capaces de generar agua fría para disminuir la temperatura del aire al interior de los túneles mineros.

Capítulo 8

Proyecciones

En este capítulo se busca proyectar el trabajo realizado, así como también plantear ideas para futuras investigaciones. Bajo este foco, se plantea mejorar el código EST, el cual podría trabajar con las variables ambientales obtenidas directamente de las bases de datos del explorador solar del Ministerio de Energía o con otras fuentes. Esto permitiría obtener una simulación más ajustada a la realidad, potenciando el uso de este tipo de tecnología en la industria, así como en instalaciones domiciliarias.

Realizar una investigación sobre las necesidades futuras de refrigeración de las minas subterráneas chilenas y el impacto económico en el uso de estos sistemas.

Se plantea realizar un análisis económico, ambiental y social para la Mina Enterprise, con relación a los sistemas de refrigeración termosolar, discutidos en esta tesis.

Con relación al SRAO, es posible aplicar el código a otras industrias donde se requiera de refrigeración, aprovechando fuentes térmicas residuales.

Por otra parte, se plantea realizar un estudio de una nueva configuración termosolar. Un sistema combinado entre bomba de calor con colector solar que permitiría generar agua caliente entre 60-90°C, con grandes flujos de operación y mayor COP, para impulsar un SRAO. Esta tecnología fue estudiada en 2008, por S.K. Chaturvedi y T.M. Abdel-Salam, en su publicación *"Two-stage direct expansion solar-assisted heat pump for high temperature applications"* [67].

Finalmente, se plantea investigar sobre el uso de los EST en otros procesos de las minas, donde se podría generar ahorros económicos y minimizar impactos ambientales, proporcionando agua caliente sustentable de manera eficiente. Algunos procesos para realizar estos estudios son las pilas de lixiviación, duchas del personal, calefacción central, entre otros.

Bibliografía

- [1] F. P. Incropera, T. L. Bergman, A. S. Lavine, and D. P. Dewitt, *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*, 7th ed., L. Ratts, Ed. Hoboken, NJ: John Wiley & Sons, 2011.
- [2] R. Lindsey, *Climate and Earth's Energy Budget*. Greenbelt, MD: Nasa - Earth observatory, 2009. [Online]. Available: <https://earthobservatory.nasa.gov/features/EnergyBalance>
- [3] Metso, *Chancadores primarios giratorios*. Helsinki, Finland: Metso Outotec, 2021. [Online]. Available: <https://www.metso.com/cl/productos/chancadores/chancadores-primarios-giratorios/>
- [4] Imscoint, *Molinos SAG/AG nuevos*. El Paso, TX: International Mine Supply Company INC (Imscoint), 2021. [Online]. Available: <http://www.imscoint.com/molinosagagnuevos.html>
- [5] A. H. López, *Detección de anomalías en molinos de bolas usando modelos no-perimétricos*. Santiago, Chile: Universidad de Chile, 2013. [Online]. Available: <https://repositorio.uchile.cl/handle/2250/114567>
- [6] B. A. Wills and J. Finch, *Will's Mineral Processing Technology: An introduction to the practical aspects of ore treatment and mineral recovery*, 8th ed. Oxford, UK: Butterworth-Heinemann, 2015. [Online]. Available: <https://www.sciencedirect.com/book/9780080970530/wills-mineral-processing-technology>
- [7] Endress+Hauser, *Optimización del espesador para reducir los costos de producción*. Santiago, Chile: Revista Electroindustria, 2018. [Online]. Available: <http://www.emb.cl/electroindustria/articulo.mvc?xid=2491>
- [8] G. M. Aracena, *Estudio del relave abandonado Anita, comunidad de Til Til y sus posibles implicancias a la comunidad*, Santiago, Chile, 2017. [Online]. Available: <http://repositorio.unab.cl/xmlui/handle/ria/5716>
- [9] G. Bertola, *¿Qué es una Planta de Tratamiento de Efluentes Líquidos?*. Buenos Aires, Argentina: Bioingepro, 2021. [Online]. Available: <https://bioingepro.com.ar/que-es-una-planta-de-tratamiento-de-efluentes-liquidos/>
- [10] J. Kim, K. Park, D. R. Yang, and S. Hong, *A comprehensive review of energy consumption of seawater reverse osmosis desalination plants*. Seoul, Republic of Korea: Applied Energy and Elsevier Ltd, 2019. [Online]. Available: <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2019.113652>
- [11] D. Taieb and A. Ben Brahim, *Electrochemical method for sulphur dioxide removal from flue gases: Application on sulphuric acid plant in Tunisia*. Gabès, Tunisia: Comptes Rendus Chimie and Elsevier Ltd, 2013. [Online]. Available: <https://doi.org/10.1016/j.crci.2012.08.009>

- [12] D. Brake, *The application of refrigeration in mechanised mines*. Proceedings of the Australasian Institute of Mining and Metallurgy, 2001, vol. 306, no. 1. [Online]. Available: <https://www.scopus.com/record/display.uri?eid=2-s2.0-0035410824&origin=resultslist>
- [13] E. A. Rossello, *Influencia del soterramiento en la calidad de los reservorios de hidrocarburos: metodologías prácticas de reconocimiento e interpretación*. Buenos Aires, Argentina: Universidad de Buenos Aires, 2018. [Online]. Available: <https://revista.geologica.org.ar/raga/article/view/181>
- [14] A. Tan, T. X. Zhang, and S. T. Wu, *Pressure and density of air in mines*. Alabama, USA: Indian Journal of Radio and Space Physics, 2008, vol. 37. [Online]. Available: <http://nopr.niscair.res.in/handle/123456789/2506>
- [15] A. Kamyar, S. M. Aminossadati, C. Leonardi, and A. Sasmito, *Current Developments and Challenges of Underground Mine Ventilation and Cooling Methods*. Wollongong, Australia: Proceedings of the 2016 Coal Operators' Conference and University of Wollongong, 2019. [Online]. Available: <https://ro.uow.edu.au/coal/615/>
- [16] Y. A. Cengel and M. A. Boles, *Termodinámica*, séptima ed., M. Á. T. Castellanos, Ed. Ciudad de México, México: McGraw-Hill, 2012.
- [17] M. H. Moreno, *Estado del arte de la producción de frío a partir de energía solar*. Sevilla, España: Universidad de Sevilla, 2010. [Online]. Available: <https://biblus.us.es/bibing/proyectos/abreproy/70166/>
- [18] S. Greig, *Analysis on Solar Powered Cooling Systems for Queensland Underground Mines*. Queensland, Australia: The University of Queensland, Faculty of Engineering, Architecture and Information Technology, 2018. [Online]. Available: <https://doi.org/10.14264/4579869>
- [19] C. Solar, *Solar cooling*. Skopje, Republic of Macedonia: Camel Solar Ltd, 2021. [Online]. Available: <http://www.camel-solar.com/cs/solar-cooling/>
- [20] A. K. Sleiti, Mohammed Al-Khawaja, and Wahib A. Al-Ammari, *A combined thermo-mechanical refrigeration system with isobaric expander-compressor unit powered by low grade heat – Design and analysis*. Doha, Qatar: Qatar University and Elsevier Ltd, 2020. [Online]. Available: <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2020.08.017>
- [21] D. C. Traverso, *Estimación Del Potencial Geotérmico De Baja Entalpía Para Implementar Bombas De Calor Geotérmicas En La Ciudad De Temuco, Región De La Araucanía*. Santiago, Chile: Universidad de Chile, 2011. [Online]. Available: <https://repositorio.uchile.cl/handle/2250/146802>
- [22] S. Ormeño, *Aplicación de paneles solares termodinámicos en sistemas solares térmicos*. Santiago, Chile: Universidad de Chile, 2016. [Online]. Available: <https://repositorio.uchile.cl/handle/2250/143132>
- [23] Gamma Ingenieros S.A, *Análisis de los Consumos Energéticos para Aplicaciones CSP/CST y PV en la Minería Chilena*. Santiago, Chile: GIZ y Ministerio de Energía de Chile, 2014. [Online]. Available: <https://www.4echile.cl/tag/fomento-de-la-energia-solar/>
- [24] Ministerio de Energía, *Explorador Solar*. Gobierno de Chile, 2021. [Online]. Available: <http://solar.minenergia.cl/exploracion>

- [25] A. Geoscience, *Australian Mines Atlas*. Australian Government, 2017. [Online]. Available: <https://portal.ga.gov.au/persona/minesatlas>
- [26] S. M. Osta-Omar and C. Micallef, *Mathematical model of a Lithium-Bromide/water absorption refrigeration system equipped with an adiabatic absorber*. Msida, Malta: University of Malta, 2016. [Online]. Available: <https://doi.org/10.3390/computation4040044>
- [27] M. Schouw and A. Raji, *Modelling Simulation of a Direct-Expansion Solar Assisted Heat Pump for Water Heating Application in South Africa*. Cape Town, South Africa: SSRN, 2019. [Online]. Available: <https://dx.doi.org/10.2139/ssrn.3659004>
- [28] M. Bascompta, A. M. Castañón, L. Sanmiquel, and J. Oliva, *Evaluación de los flujos de calor en una mina subterránea y enfoque para mejorar sus condiciones ambientales*. Medellín, Colombia: DYNA, Universidad Nacional de Colombia, 2016. [Online]. Available: <https://doi.org/10.15446/dyna.v83n197.52182>
- [29] A. Auliciems and S. V. Szokolay, *Thermal comfort*. Queensland, Australia: PLEA and University of Queensland, 2007. [Online]. Available: <http://www.plea-arch.org/index.php/plea-publications/>
- [30] Bureau of Meteorology, *Climate statistics for Australian locations*. Australian Government, 2021. [Online]. Available: http://www.bom.gov.au/climate/averages/tables/cw_040913.shtml
- [31] S. F. I. of Intellectual Property, *Patent Landscape Report on Solar Cooling Technologies*. Berna, Switzerland: World Intellectual Property Organization (WIPO), 2012. [Online]. Available: <https://www.wipo.int/publications/es/details.jsp?id=263>
- [32] S. Zhu, S. Wu, J. Cheng, S. Li, and M. Li, *An underground air-route temperature prediction model for ultra-deep coal mines*. Basel, Switzerland: Minerals, 2015. [Online]. Available: <https://www.mdpi.com/2075-163X/5/3/508>
- [33] C. Garín, *Túneles y obras subterráneas: Operaciones mineras bajo tierra*. Santiago, Chile: Diario Financiero y Cámara Minera de Chile, 2020. [Online]. Available: <https://camaraminera.cl/director-luigi-pisani-en-especial-df-sobre-tuneles-y-obras-subterraneas/>
- [34] R. M. Lazzarin, *Solar cooling: PV or thermal? A thermodynamic and economical analysis*. Vicenza, Italy: International Journal of Refrigeration and Elsevier Ltd, 2014. [Online]. Available: <http://dx.doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2013.05.012>
- [35] D. Brake, *Design of the world's largest bulk air cooler for the Enterprise mine in northern Australia*. Mine Ventilation: Proceedings of the North American/Ninth US Mine Ventilation Symposium, 2002.
- [36] M. de Minería, *Guía de operación para la pequeña minería: Perforación y tronadura*. SONAMI, SERNAGEOMIN y ENAMI, 2014. [Online]. Available: <https://www.sonami.cl/v2/publicaciones/guia-de-operacion-para-la-pequena-mineria-4/>
- [37] Codelco, *Chancado: Reduciendo la roca*. Santiago, Chile: Codelco Educa, 2018. [Online]. Available: <https://www.codelcoeduca.cl/codelcoeduca/site/edic/base/port/chancado.html>

- [38] —, *Molienda: Todo a la juguera*. Santiago, Chile: Codelco Educa, 2019. [Online]. Available: <https://www.codelcoeduca.cl/codelcoeduca/site/edic/base/port/molienda.html>
- [39] —, *Flotación: Burbujas de cobre*. Santiago, Chile: Codelco Educa, 2019. [Online]. Available: <https://www.codelcoeduca.cl/codelcoeduca/site/edic/base/port/flotacion.html>
- [40] C. Contreras, *Elaboración de balance de masa y energía del sistema de manejo de gases para la construcción de un modelo predictivo que permita mejorar la captura de azufre y arsénico en la planta de fundición Caltones, Codelco división El Teniente*. Valparaíso, Chile: Universidad Técnica Federico Santa María, 2019. [Online]. Available: <https://repositorio.usm.cl/handle/11673/47328>
- [41] Cochilco, *Consumo de agua en la minería del cobre al 2019*. Santiago, Chile: Ministerio de Minería, Gobierno de Chile, 2020. [Online]. Available: <https://www.cochilco.cl/Paginas/Estudios/Listado%20Tem%C3%A1tico/Agua.aspx>
- [42] Ecopreneur Chile S.A., *Ecopreneur suministrará plantas de tratamiento para proyecto Quebrada Blanca Fase 2 de la compañía Teck*. Santiago, Chile: Ecopreneur, 2019. [Online]. Available: <https://www.ecopreneur.cl/?s=teck>
- [43] Karen Peña, *Industria minera sumará 15 plantas desaladoras de aquí 2028*. Santiago, Chile: Diario Financiero, 2021. [Online]. Available: <https://www.df.cl/noticias/empresas/mineria/industria-minera-sumara-15-plantas-desaladoras-de-aqui-a-2028/2021-01-31/231405.html>
- [44] C. L. Yoman, *Estudio de ventilación e implementación de mejoras en el circuito de ventilación de minería Sotrami S.A.-UEA Santa Filomena-Aplicando el software Ventsim*. Arequipa, Perú: Universidad Nacional de San Agustín de Arequipa, 2018. [Online]. Available: <http://repositorio.unsa.edu.pe/handle/UNSA/3095>
- [45] J. de la Vergne, *Hard Rock Miner's Handbook*, 5th ed. Ontario, Canada: McIntosh Engineering, 2003, vol. 15.
- [46] R. Anderson and E. D. Souza, *Heat stress management in underground mines*. Canada: International Journal of Mining Science and Technology and Elsevier Ltd, 2017. [Online]. Available: <http://dx.doi.org/10.1016/j.ijmst.2017.05.020>
- [47] S. Eiamsa-ard and P. Promvonge, *Review of Ranque-Hilsch effects in vortex tubes*. Bangkok, Thailand: Renewable and Sustainable Energy Reviews and Elsevier Ltd, 2008. [Online]. Available: <https://doi.org/10.1016/j.rser.2007.03.006>
- [48] J. R. Armstrong and R. Menon, *Enciclopedia de seguridad y salud en el trabajo: Parte XI: Minas y canteras*. España: Ministerio de Trabajo y Asuntos Sociales, SEAS y O.I.T, 2001. [Online]. Available: <https://www.insst.es/documents/94886/161958/Sumario+del+Volumen+I/18ea3013-6f64-4997-88a1-0aadd719faac>
- [49] A. S. Gaur, D. Z. Fitiwi, and J. Curtis, *Heat pumps and our low-carbon future: A comprehensive review*. Dublin, Ireland: Energy Research and Social Science and Elsevier Ltd, 2021. [Online]. Available: <https://doi.org/10.1016/j.erss.2020.101764>
- [50] CNE, *Gobierno y empresas logran precio promedio de 23,78 USD/MWh con energías renovables y almacenamiento*. Santiago, Chile: Ministerio de Energía, Gobierno de Chile, 2021.

- [51] I. de Ingenieros de Minas del Perú, *Finlandia: Líder en minería sustentable*. Lima, Perú: Revista Minería, 2017.
- [52] Cochilco, *Importancia y oportunidades de la minería en Chile en el escenario global*. Santiago, Chile: CONFEMIN, 2016. [Online]. Available: <https://www.cochilco.cl/Paginas/Presentaciones/Presentaciones.aspx>
- [53] —, *Proyección de la producción de cobre en Chile 2019-2030*. Santiago, Chile: Ministerio de Minería, Gobierno de Chile, 2018. [Online]. Available: <https://www.cochilco.cl/Paginas/Estudios/Listado%20Tem%C3%A1tico/Econom%C3%ADa-y-Miner%C3%ADa.aspx>
- [54] S. Nasirov, C. Agostini, C. Silva, and G. Caceres, *Renewable energy transition: a market-driven solution for the energy and environmental concerns in Chile*. Santiago, Chile: Clean Technologies and Environmental Policy and Springer, 2017. [Online]. Available: <https://doi.org/10.1007/s10098-017-1434-x>
- [55] Sernageomin, *Mapa geológico de Chile: Versión digital*. Santiago, Chile: Subdirección Nacional de Geología, Gobierno de Chile, 2003. [Online]. Available: <http://bibliotecadigital.ciren.cl/handle/123456789/16327>
- [56] Codelco, *División El Teniente*. Santiago, Chile: Codelco Chile, 2021. [Online]. Available: <https://www.codelco.com/elteniente>
- [57] A. Geoscience, *Australia Mineral Facts*. Australian Government, 2021. [Online]. Available: <https://www.ga.gov.au/education/classroom-resources/minerals-energy/australian-mineral-facts>
- [58] K. Moffat, A. Zhang, and N. Boughen, *Australian attitudes toward mining Citizen Survey – 2014 Results*. Australia: CSIRO, 2014. [Online]. Available: <https://doi.org/10.4225/08/584ee6f6e15ff>
- [59] O. Ellabban and A. Alassi, *Optimal hybrid microgrid sizing framework for the mining industry with three case studies from Australia*. Newport, UK: IET Renewable Power Generation, 2021. [Online]. Available: <https://doi.org/10.1049/rpg2.12038>
- [60] Australian Trade Commission, *Underground mining Industry Capability Report*. Australian Government, 2016. [Online]. Available: <https://www.austrade.gov.au/international/buy/australian-industry-capabilities/mining>
- [61] J. C. P. Mayorga, *Coletores solares térmicos frente a paneles solares termodinámicos. Aplicación para ACS*. Leganés, España: Universidad Carlos III de Madrid, 2012. [Online]. Available: <http://hdl.handle.net/10016/17877>
- [62] Ministerio de Minería, *Normativa Minera*. Santiago, Chile: Gobierno de Chile, 2021. [Online]. Available: <https://www.minmineria.cl/normativa-legal/#>
- [63] Y. W. Li, R. Z. Wang, J. Y. Wu, and Y. X. Xu, *Experimental performance analysis and optimization of a direct expansion solar-assisted heat pump water heater*. Shanghai, China: Energy and Elsevier Ltd, 2007. [Online]. Available: <https://doi.org/10.1016/j.energy.2006.11.003>
- [64] B. J. Huang and J. P. Chyng, *Performance characteristics of integral type solar-assisted heat pump*. Taipei, Taiwan: National Taiwan University and Elsevier Ltd, 2001. [Online]. Available: [https://doi.org/10.1016/S0038-092X\(01\)00076-7](https://doi.org/10.1016/S0038-092X(01)00076-7)

- [65] J. Fernández-Seara, C. Piñeiro, J. A. Dopazo, F. Fernandes, and P. X. Sousa, *Experimental analysis of a direct expansion solar assisted heat pump with integral storage tank for domestic water heating under zero solar radiation conditions*. Vigo, España: Energy Conversion and Management y Elsevier Ltd, 2012. [Online]. Available: <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2012.01.018>
- [66] G. Energy, *Fichas técnicas: Paneles solares termodinámicos Solar PST*. Santiago, Chile: Especificar CDT y Cámara Chilena de la Construcción (CCHC), 2021. [Online]. Available: <http://www.especificar.cl/fichas/paneles-solares-termodinamicos-solar-pst->
- [67] S. Chaturvedi, T. Abdel-Salam, S. Sreedharan, and F. Gorozabel, *Two-stage direct expansion solar-assisted heat pump for high temperature applications*. USA: Applied Thermal Engineering and Elsevier Ltd., 2009. [Online]. Available: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2008.10.010>

Apéndice A

Simulación SRAO (Li+Br)

A.1. Código Phytton

```
# -*- coding: utf-8 -*-
"""
@Autor: Simon Greig #THE UNIVERSITY OF QUEENSLAND
Usado por: José Ignacio Raccoursier Izquierdo #UNIVERSIDAD ADOLFO IBÁÑEZ
Sistema Refrigeración por Absorción (LiBr) de efecto simple Optimizado (SRAO)
"""
import pandas as pd
import numpy as np
import math

#Función que calcula la entalpia de la mezcla de LiBr con agua:
A=[-2024.33, 163.309, -4.88161, 6.302948e-2, -2.913705e-4]
B=[18.2829, -1.1691757, 3.248041e-2, -4.034184e-4, 1.8520569e-6]
C=[-3.7008214e-2, 2.8877666e-3, -8.1313015e-5, 9.9116628e-7, -4.4441207e-9]

lA=[]
lB=[]
lC=[]

def entalpia(Tm,Cm):
    lA.clear()
    lB.clear()
    lC.clear()
    for i in A:
        z=i*Cm**(A.index(i))
        lA.append(z)
    for i in B:
        y=i*Cm**(B.index(i))
        lB.append(y)
    for i in C:
        x=(i*Cm**(C.index(i)))
        lC.append(x)
    return sum(lA)+Tm*sum(lB)+(Tm**2)*sum(lC)

#Necesidad de refrigeración de la mina subterránea:
Qeva=float(input("Ingrese la necesidad de refrigeración en [kW]:"))
#Horas diarias que el SRAO estará funcionando
Tiempo=float(input("Ingrese el tiempo de operación diario deseado [hrs]:"))
#Altura del contenedor, encaso de necesario:
h_contenedor=float(input("Ingrese la altura deseada del contenedor en [m]:"))

#Variables en cada uno de los puntos del SRAO:
T2=35
T4=10
T1=80
T5=80
T11=40
T7=40
T9=40
X=25

C5=65
C6=65
C7=65
C10=42
C11=42
```

FIGURA A.1: Código SRAO 1

```

P1=5.63
P2=P5=P10=P1
P3=1.23
P4=P6=P7=P8=P9=P11=P12=P13=P3

h2=147
h5=entalpia(T5,C5)
h7=entalpia(T7,C7)
h11=entalpia(T11,C11)

h1=2650
h4=2519

T3=T4
T6=80
T10=73.5
T12=40
T13=35
T8=36

h3=h2
h6=h5
h10=entalpia(T10,C10)
h12=h11
h9=h10

#Flujo másico en el punto 4:
m4=Qeva/(h4-h3)
m1=m2=m3=m4

#Calor en el condensador del SRAO:
Qcond=m1*h1-m2*h2

C1=C2=C3=C4=0
C6=C7=C5
C9=C10
C11=C10
C12=C11
C13=C12

#Matriz utilizada para la resolución en simultaneo:
DX=np.matrix([[m1],[0],[m1*h1],[0],[0],[0],[-m4],[-m4*h4]])
EX=np.matrix([
    [-1, 0, 0, 0, 1, 0, 0, 0],
    [-C5, 0, 0, 0, C10, 0, 0, 0],
    [-h5, 0, 0, 0, h10, 0, 0, 1],
    [1, -1, 0, 0, 0, 0, 0, 0],
    [0, 0, 0, 1, -1, 0, 0, 0],
    [0, h6, -h7, 0, 0, -1, 0, 0],
    [0, 0, 1, -1, 0, 0, 0, 0],
    [0, 0, h7, -h9, 0, 0, -1, 0]
])
FX=np.matrix(np.linalg.inv(EX))
M=FX*DX

#Valores obtenidos de la resolución de la matriz:
m5=M[0,0]

```

FIGURA A.2: Código SRAO 2

```

m6=M[1,0]
m7=M[2,0]
m9=M[3,0]
m10=M[4,0]
Qsub1=M[5,0]
Qsub2=M[6,0]
Qgen=M[7,0]

#Flujo másico en el punto 11:
m11=X*m9
m12=m11
m13=m12

#Cálculo de la entalpía 13 & flujo másico en el punto 8:
h13=(m12*h12-Qsub2)/m13
m8=m7+m13

#Concentración y entalpía en el punto 8:
C8=(C7*m7+C13*m13)/m8
h8=(m7*h7+m13*h13)/m8

#Coeficiente de rendimiento (COP) del SRAO:
COP=Qeva/Qgen

#Cálculo del flujo másico de agua de generación
h14=377 #T=90°C & X=0
h15=335 #T=80°C & P14=P15
ma_gen=-Qgen/(h15-h14)

#Cálculo del flujo másico del agua del condensador
h16=121.6 #T=29°C & P16=P17
h17=146.6 #T=35°C & X=0
Qcw=Qcond+Qsub2
ma_cond=Qcw/(h17-h16)

#Cálculo del flujo másico del agua de refrigeración
h18=50.4 #T=12°C & X=0
h19=25.2 #T=6°C & P19=P18
ma_ref=Qeva/(h18-h19)

h=np.array([h1,h2,h3,h4,h5,h6,h7,h8,h9,h10,h11,h12,h13])
T=np.array([T1,T2,T3,T4,T5,T6,T7,T8,T9,T10,T11,T12,T13])
P=np.array([P1,P2,P3,P4,P5,P6,P7,P8,P9,P10,P11,P12,P13])
m=np.array([m1,m2,m3,m4,m5,m6,m7,m8,m9,m10,m11,m12,m13])
C=np.array([C1,C2,C3,C4,C5,C6,C7,C8,C9,C10,C11,C12,C13])

print("\n")
print("1.SRA de estado simple con intercambiador de calor:")
print("-Refrigeración de:",Qeva,"[kW]")
print("-Tiempo funcionamiento diario:",Tiempo,"[hrs]")
print("\n")
Punto=['1','2','3','4','5','6','7','8','9','10','11','12','13']
Resultados=pd.DataFrame({'h[kJ/kg]':np.round(h,2),'T°C':np.round(T,2),
                          'P[kPa]':np.round(P,2),'m[kg/s]':np.round(m,2),
                          'C(%)':np.round(C,2)}, index=Punto)

print(Resultados)

```

FIGURA A.3: Código SRAO 3

```

#Función que determina si existe un balance energético:
def balance_energia():
    if float(round(Qeva+Qgen,4))==float(round(Qsub1+Qsub2+Qcond,4)):
        return "SI"
    else:
        return "NO"

def contenedor():
    return math.sqrt(Qgen*Tiempo/(math.pi*h_contenedor))

#Impresión de Los resultados en La pantalla
print("\n")
Puntos=['SRA:']
Resultados1=pd.DataFrame({'COP[%]':round(COP,4)*100,'Qeva[kW]':Qeva,
                           'Qgen[kW]':round(Qgen,2),'Qcond[kW]':round(Qcond,2),
                           'Qsub1[kW]':round(Qsub1,2),
                           'Qsub2[kW]':round(Qsub2,2)},index=Puntos)
Resultados2=pd.DataFrame({'ma_gen[kg/s]':round(ma_gen,2),
                           'Qcw[kW]':round(Qcw,2),
                           'ma_cond[kg/s]':round(ma_cond,2),
                           'ma_ref[kg/s]':round(ma_ref,2)},index=Puntos)

print(Resultados1)
print(Resultados2)

print("\n")
print("-El balance de energía",balance_energia(),"se cumple en:",
      round(Qeva+Qgen,2),"[kW]")
print("-Diametro del contenedor (Con colector solar):",round(2*contenedor(),2))
print("-Altura del contenedor (con colector solar)",h_contenedor,"[m]")

#Tablas obtenidas en Lenguaje LATEX
with open(("Resultados.tex"),"w") as tf:tf.write(Resultados.to_latex())
with open(("Resultados1.tex"),"w") as tf:tf.write(Resultados1.to_latex())
with open(("Resultados2.tex"),"w") as tf:tf.write(Resultados2.to_latex())

```

FIGURA A.4: Código SRAO 4

Apéndice B

Simulación EST

B.1. Código Phyton

En este apéndice se muestra el código desarrollado en Phyton para determinar el COP, calor disponible con los PST, el calor generado en el condensador del EST, etc. bajo las condiciones del Caso 1 en la Mina Enterprise. El mismo código fue utilizado para cada una de las simulaciones, cambiando las respectivas variables ambientales.

```
# -*- coding: utf-8 -*-
"""
@Autor: José Ignacio Raccoursier Izquierdo #UNIVERSIDAD ADOLFO IBÁÑEZ
CÓDIGO: MINA ENTERPRISE: CASO 1
"""
import numpy as np
import pandas as pd
import matplotlib.pyplot as plt

#Data ambiental de la zona:
meses=['Enero','Febrero','Marzo','Abril','Mayo','Junio','Julio','Agosto',
        'Septiembre','Octubre','Noviembre','Diciembre']
#Temperatura ambiental de la zona [°K]:
Tamb=np.array([19.1,19.0,17.4,13.7,10.2,7.6,6.3,
        6.7,9.5,13.2,16,18.1])+273.15
#Radiación global [W/m2]:
Rg=np.array([0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0])
#Velocidad del viento [m/s]:
Vviento=np.array([2.83,2.75,2.6,2.47,2.77,3.25,
        3.22,3.05,2.86,3,3.02,2.88])

#Cálculo de la Temperatura de evaporación & Temperatura del refrigerante:
Teva=Tamb-5 #[°K]
Tr=Teva-0.4 #[°K]
#####
#Estados Termodinámicos del R134a en un ciclo EST:
#Datos obtenidos con el software: Engineering Equation Solver (EES)
#Unidades:
#Temperatura: T [°C]
#Presión: P [kPa]
#Entalpía: h [kJ/kg]
#Entropía: s[kJ/kg°C]
#Calidad: x

#Estado 1: Salida del PST, ingreso al compresor (gas saturado)
T1=Tr-273.15
x1=100
P1=np.array([468.6,467.1,443.3,391.8,347.5,317.1,
        302.7,307.1,339.1,385.3,423.3,453.6])
h1=np.array([258.2,258.2,257.3,255.2,253.2,251.7,
        251,251.2,252.8,254.9,256.5,257.7])
s1=np.array([0.9248,0.9249,0.9255,0.9272,0.9289,0.9302,
        0.9309,0.9307,0.9292,0.9274,0.9261,0.9252])

#Estado 2: Salida del compresor, ingreso al condensador (gas sobrecalentado)
T2=np.array([104.9,104.9,105,105.4,105.7,106,
        106.1,106.1,105.8,105.4,105.2,105])
P2=np.array([3594,3594,3594,3594,3594,3594,3594,3594,3594,3594,3594,3594])
h2=np.array([299,299.1,299.3,299.9,300.6,301.1,
        301.3,301.3,300.7,300,299.5,299.2])
s2=s1
x2=""

#Estado 3:Salida del condensador,ingreso válvula de expansión(líquido saturado)
T3=95
P3=P2
x3=0
```

1

FIGURA B.1: Código EST Mina Enterprise: Caso 1


```

h3=207.1
s3=0.6758

#Estado 4: Salida de la válvula de expansión, ingreso al PST (mezcla (liq-gas))
T4=T1
P4=P1
s4=np.array([0.7465,0.7467,0.7494,0.7561,0.7628,0.768,
             0.7706,0.7698,0.7641,0.757,0.7519,0.7482])
h4=h3
x4=np.array([0.7274,0.7278,0.7344,0.7493,0.7631,0.7731,
             0.7781,0.7765,0.7658,0.7513,0.7401,0.7315])
#####
#Características del PST:
α=0.9 #Absorptividad
ε=0.15 #Emisividad
Area=1.6 #Área [m2]
Perimetro=5.6 #Perímetro [m]
N_PST=1 #Número de PST
Su=1.6 #Superficie útil

##Cálculo Resistencia Térmica de Radiación:
#Constante de Stefan Boltzmann [W/m2°K4]:
σ=pow(10,-8)*5.6704
#Temperatura del cielo [°K]:
Tsky=np.round(pow(Tamb,1.5)*0.0552,2)
#Resistencia térmica por radiación:
Rrad=(Tamb-Tr)/((α*Rg+σ*(pow(Tsky,4)-ε*pow(Tr,4)))*Area)

##Cálculo de resistencia térmica por convección forzada:
#Largo característico [m]:
Lc=Area/Perimetro
#Viscosidad cinemática [m2/s]:
Vc_aire=np.array([15.08,15.07,14.93,14.59,14.28,14.05,
                  13.94,13.97,14.22,14.55,14.8,14.99])/pow(10,6)
#Número de Reynolds:
Re=(Vviento*Lc)/Vc_aire
#Conductividad Térmica [W/m2°K]:
k_aire=np.array([25.07,25.06,24.94,24.67,24.4,24.21,
                 24.11,24.14,24.35,24.63,24.84,25])/pow(10,3)
#Número de Prandtl:
Pr=np.array([0.7296,0.7296,0.73,0.7309,0.7318,0.7324,
             0.7328,0.7327,0.732,0.731,0.7303,0.7298])
#Número de Nusselt:
Nu_a=0.664*pow(Re,0.5)*pow(Pr,1/3)
#Coeficiente convectivo promedio [W/m2°K]:
hcc=(Nu_a*k_aire)/Lc
#Resistencia térmica por convección forzada [°K/W]:
Rconvf=1/(hcc*Area)

##Cálculo de la resistencia térmica por convección natural:
#Temperatura en la capa límite [°K]:
Tl=(Tr+Tamb)/2
#Temperatura en la capa límite [°C]:
Tl_c=Tl-273.15
#Coeficiente de expansión térmica del aire:
β=1/Tl
#Aceleración de la gravedad [m2/s]:

```

```

g=9.81
#Densidad del aire en la capa límite [kg/m3]:
rho_Tl=np.array([1.219,1.219,1.226,1.242,1.257,1.269,
                 1.275,1.273,1.261,1.244,1.232,1.223])
#Calor específico del aire en la capa límite:
Cp_Tl=np.array([1.004,1.004,1.004,1.004,1.004,1.004,
                 1.004,1.004,1.004,1.004,1.004,1.004])*pow(10,3)
#Viscosidad dinámica del aire en la capa límite:
u_Tl=np.array([18.08,18.08,18,17.82,17.66,17.53,
                17.47,17.49,17.62,17.8,17.93,18.03])/pow(10,6)
#Conductividad térmica del aire en la capa límite:
k_Tl=np.array([24.87,24.86,24.74,24.46,24.2,24.01,
                23.91,23.94,24.15,24.43,24.64,24.79])/pow(10,3)
#Número de Prandtl en la capa límite:
Pr_Tl=np.array([0.7302,0.7303,0.7307,0.7316,0.7325,0.7331,
                0.7335,0.7334,0.7326,0.7317,0.731,0.7305])
#Número de Rayleigh:
Ra=(g*Cp_Tl*beta*pow(rho_Tl,2)*(Tamb-Tl)*pow(Lc,3))/(u_Tl*k_Tl)

##Cálculo con un PST instalado de manera vertical:
#Número de Nusselt PST vertical:
Nu_v=(0.825+((0.387*pow(Ra,1/6))/(1+(0.492/Pr_Tl)**(9/16))**(8/27))))**2
#Coeficiente convectivo vertical:
hcc_v=(Nu_v*k_Tl)/Lc
#Resistencia térmica convección natural:
Rconv_v=1/(hcc_v*Area)
#Resistencia térmica equivalente vertical:
Req_v=1/((1/Rrad)+(1/Rconvf)+(Rconv_v))

##Cálculo PST instalado de manera horizontal o inclinado:
#Función que discrimina el valor del número de Rayleigh:
def funh(Ra,k_Tl):
    if pow(10,4)<Ra<pow(10,7):
        x=0.54*Ra**(1/4)
    elif pow(10,7)<Ra<pow(10,11):
        x=0.15*Ra**(1/3)
    else:
        print("no es posible determinar el número de Nusselt")
    return x

#Número de Nusselt PST horizontal:
Nu_h = np.array(list(map(lambda Ra,k_Tl: funh(Ra,k_Tl), Ra, k_Tl)))
#Coeficiente convectivo horizontal:
hcc_h=(Nu_h*k_Tl)/Lc
#Resistencia convección natural con PST horizontal:
Rconv_h=1/(hcc_h*Area)
#Resistencia térmica equivalente horizontal:
Req_h=1/((1/Rrad)+(1/Rconvf)+(1/Rconv_h))

##Cálculo del PST según tipo de intalación del PST:
PST=float(input("PST vertical ingrese 1; PST horizontal/inclinado ingrese 2:"))
###Cálculo PST vertical:
if PST==1:
    #Calor disponible en la mina con 1 PST vertical [kW]:
    Qdisp_V=np.round((N_PST*Su*(Tamb-Tr))/Req_v,1)/1000
    #Calor evaporación con la respectiva eficiencia del PST [kW]:

```

```

Qeva_V=(Qdisp_V*0.8)
#Flujo másico de refrigerante [kg/s]:
mr_V=Qeva_V/(h1-h4)
#Calor producido en el condensador con 1 PST vertical:
Qcond_V=-mr_V*(h3-h2)

#Calor necesario para impulsar el SRA:
Qgen=float(input("Ingrese el calor de generación en [kW]:"))
#Calor necesario en el condensador del EST para impulsar SRAO [kW]:
Qcond=round(Qgen/0.8,4) # 0.8 corresponde a la eficiencia condensador
#Flujo másico a ser impulsado por el EST [kg/s]:
mr=np.round((-1*Qcond/(h3-h2)),3)
#Calor evaporación necesario en PST para impulsar el condensador EST [kW]:
Qeva=np.round(mr*(h1-h4),3)
#Potencia del compresor ideal [kW]:
Wcp_i=np.round(mr*(h1-h2),3)
#Potencia del compresor real [kW]:
Wcp_r=np.round(Wcp_i/0.8,3)
#Coeficiente de rendimeinto ideal del EST:
COP_i=np.round(Qcond/(Wcp_i-1),2)
#Coeficiente de rendimeinto real del EST:
COP_r=np.round(Qcond/(Wcp_r-1),2)
#Número de PST necesarios para impulsar el SRAO:
NPSTs=np.round(Qcond/Qcond_V)

Data_v=pd.DataFrame({'Rrad[°K/W]':Rrad, 'Rconvf[°K/W]':Rconvf,
                    'Rconvn V[°K/W]':Rconv_V, 'Req V[°K/W]':Req_v,
                    'Qdisp V(1)[kW]':Qdisp_V}, index=meses)
Data3=pd.DataFrame({'Qdisp V(1)[kW]':Qdisp_V, 'Qeva V(1)[kW]':Qeva_V,
                    'mr_V(1) [kg/s]':mr_V, 'Qcond V(1) [kW]':Qcond_V},
                    index=meses)
Data4=pd.DataFrame({'Qgen[kW]':Qgen, 'Qcond[kW]':Qcond, 'mr[kg/s]':mr,
                    'Qeva[kW]':Qeva, 'Wcp,i':Wcp_i, 'Wcp,r':Wcp_r},
                    index=meses)
Data5=pd.DataFrame({'COP,i':COP_i, 'COP,r':COP_r,
                    'N°PSTs':NPSTs}, index=meses)

###Cálculo PST horizontal o inclinado:
elif PST==2:
    #Calor disponible en la mina con 1 PST horizontal [kW]:
    Qdisp_H=np.round((N_PST*Su*(Tamb-Tr))/Req_h,2)/1000
    #Calor evaporación con la respectiva eficiencia del PST [kW]:
    Qeva_H=(Qdisp_H*0.8)
    #Flujo másico de refrigerante [kg/s]:
    mr_H=Qeva_H/(h1-h4)
    #Calor producido en el condensador con 1 PST vertical:
    Qcond_H=-mr_H*(h3-h2)

    #Calor necesario para impulsar el SRA:
    Qgen=float(input("Ingrese el calor de generación en [kW]:"))
    #Calor necesario en el condensador del EST para impulsar SRAO [kW]:
    Qcond=round(Qgen/0.8,4) # 0.8 corresponde a la eficiencia condensador
    #Flujo másico a ser impulsado por el EST [kg/s]:
    mr=np.round((-1*Qcond/(h3-h2)),1)
    #Calor evaporación necesario en PST para impulsar el condensador EST [kW]:
    Qeva=np.round(mr*(h1-h4),1)
    #Potencia del compresor ideal [kW]:

```

FIGURA B.4: Código EST Mina Enterprise: Caso 1

```

Wcp_i=np.round(mr*(h1-h2),1)
#Potencia del compresor real [kW]:
Wcp_r=np.round(Wcp_i/0.8,1)
#Coeficiente de rendimeinto ideal del EST:
COP_i=np.round(Qcond/(Wcp_i*-1),2)
#Coeficiente de rendimeinto real del EST:
COP_r=np.round(Qcond/(Wcp_r*-1),2)
#Número de PST necesarios para impulsar el SRAO:
NPSTs=np.round(Qcond/Qcond_H)

Data_v=pd.DataFrame({'Rrad[°K/W]':Rrad, 'Rconvf[°K/W]':Rconvf,
                    'Rconvn H[°K/W]':Rconv_h, 'Req H[°K/W]':Req_h,
                    'Qdisp H(1)[kW]':Qdisp_H}, index=meses)
Data3=pd.DataFrame({'Qdisp H(1)[kW]':Qdisp_H, 'Qeva H(1)[kW]':Qeva_H,
                    'mr_H(1) [kg/s]':mr_H, 'Qcond H(1) [kW]':Qcond_H},
                    index=meses)
Data4=pd.DataFrame({'Qgen[kW]':Qgen, 'Qcond[kW]':Qcond, 'mr[kg/s]':mr,
                    'Qeva[kW]':Qeva, 'Wcp,i':Wcp_i, 'Wcp,r':Wcp_r},
                    index=meses)
Data5=pd.DataFrame({'COP,i':COP_i, 'COP,r':COP_r,
                    'N°PSTs':NPSTs}, index=meses)

#Impresión por pantalla de los resultados obtenidos:
print("\n")
print("1.Datos ambientales:")
Data_amb=pd.DataFrame({'Tamb[°C]':Tamb-273.15, 'RadGlob[W/m2]':Rg,
                    'V.viento[m/s]':Vviento, 'Teva[°C]':Teva-273.15,
                    'Tr(1)[°C]':Tr-273.15}, index=meses)

print(Data_amb)

print("\n")
print("2.Propiedades del aire:")
Data_input2=pd.DataFrame({'visc cin[m2/s]':Vc_aire, 'K[W/m°K]':k_aire,
                    'Pr':Pr}, index=meses)

print(Data_input2)

print("\n")
print("3.Propiedades del aire a la T° capa límite:")
Data_input3=pd.DataFrame({'T1[°K]':T1, 'rho[kg/m3]':rho_T1, 'Cp[J/kg°K]':Cp_T1,
                    'u[kg/ms]':u_T1, 'K[W/m°K]':k_T1,
                    'Pr':Pr_T1 }, index=meses)

print(Data_input3)

print("\n")
print("4.Estados Termodiámicos del R134a en un EST:")
Data1=pd.DataFrame({'T1[°C]':T1, 'T2[°C]':T2, 'T3[°C]':T3, 'T4[°C]':T4,
                    'P1[kPa]':P1, 'P2[kPa]':P2, 'P3[kPa]':P3, 'P4[kPa]':P4},
                    index=meses)

print(Data1)
print("\n")
Data2=pd.DataFrame({'h1[kJ/kg]':h1, 'h2':h2, 'h3':h3, 'h4':h4,
                    's1[kJ/kg°K]':s1, 's2':s2, 's3':s3, 's4':s4,
                    'x1[%]':x1, 'x2[%]':x2, 'x3[%]':x3, 'x4[%]':x4*100},
                    index=meses)

print(Data2)
print("\n")

```



```

print("\n")
print("5.Resistencias Térmicas:")
print(Data_v)

print("\n")
print("6.Calor producido en el condensador con 1 PST:")
print(Data3)

print("\n")
print("7.SRA-EST:")
print(Data4)

print("\n")
print("8.COP y Npst:")
print(Data5)

print("\n")
print("-El número requerido de PSTs es:",max(NPSTs))

#Exportar las tablas a código LATEX:
with open(("Data_amb_Q_0Rg_MinT.tex"),"w") as tf:tf.write(Data_amb.to_latex())
with open(("Data_input2.tex"),"w") as tf:tf.write(Data_input2.to_latex())
with open(("Data_input3.tex"),"w") as tf:tf.write(Data_input3.to_latex())
with open(("Data1.tex"),"w") as tf:tf.write(Data1.to_latex())
with open(("Data2.tex"),"w") as tf:tf.write(Data2.to_latex())
with open(("Data3.tex"),"w") as tf:tf.write(Data3.to_latex())
with open(("Data_v.tex"),"w") as tf:tf.write(Data_v.to_latex())
with open(("Data4.tex"),"w") as tf:tf.write(Data4.to_latex())
with open(("Data5.tex"),"w") as tf:tf.write(Data5.to_latex())

#Gráficos
csfont = {'fontname':'Times New Roman'}
x1=(['Ene','Feb','Mar','Abr','May','Jun','Jul','Ago','Sep','Oct','Nov','Dic'])
y1=Vviento
y2=COP_r
y3=-Wcp_r/1000
y4=Qdisp_H
y5=Qcond_H

#Gráfico Velicidad del viento:
plt.plot(x1,y1, color='g', linestyle='-', marker='o', label='Vel. viento')
plt.title('Velocidad del viento: Mina Enterprise', **csfont)
plt.xlabel('Meses del año', **csfont)
plt.ylabel('Vel. Viento [m/s]', **csfont)
plt.ylim(2.4,3.4)
plt.legend(loc="lower right")
plt.grid(linestyle='-.')

for x,y in zip(x1,y1):
    label = "{:.2f}".format(y)
    plt.annotate(label,
                (x,y),
                textcoords="offset points",
                xytext=(0,15),
                ha='center')

plt.show()

```

FIGURA B.6: Código EST Mina Enterprise: Caso 1

```
#Gráfico COP real:
plt.plot(x1,y2, color='r', linestyle='-', marker='o', label='COP real')
plt.title('Mina Enterprise "Caso 1": COP real', **csfont)
plt.xlabel('Meses del año', **csfont)
plt.ylabel('COP real', **csfont)
plt.legend(loc = "lower left")
plt.grid(linestyle='-.')
plt.ylim(1.48,1.85)

for x,y in zip(x1,y2):
    label = "{:.2f}".format(y)
    plt.annotate(label,
                 (x,y),
                 textcoords="offset points",
                 xytext=(0,15),
                 ha='center')

plt.show()

#Gráfico Trabajo del compresor:
plt.plot(x1,y3, color='b', linestyle='-', marker='o', label='Wcp real')
plt.title('Mina Enterprise "Caso 1": Wcp real', **csfont)
plt.xlabel('Meses del año', **csfont)
plt.ylabel('Wcp real [MW]', **csfont)
plt.legend(loc = "lower left")
plt.grid(linestyle='-.')
plt.ylim(24.5,32)

for x,y in zip(x1,y3):
    label = "{:.2f}".format(y)
    plt.annotate(label,
                 (x,y),
                 textcoords="offset points",
                 xytext=(0,15),
                 ha='center')

plt.show()

#Gráfico Qdisp:
plt.plot(x1,y4, color='orange',linestyle='-',marker='o', label='Qdisp(1 PST)')
plt.title('Mina Enterprise "Caso 1": Qdisp (1 PST)', **csfont)
plt.xlabel('Meses del año', **csfont)
plt.ylabel('Qdisp [kW]', **csfont)
plt.legend(loc = "lower left")
plt.grid(linestyle='-.')
plt.ylim(0.72,0.92)

for x,y in zip(x1,y4):
    label = "{:.2f}".format(y)
    plt.annotate(label,
                 (x,y),
                 textcoords="offset points",
                 xytext=(0,15),
                 ha='center')

plt.show()

#Gráfico Qcond (1PST):
plt.plot(x1,y5, color='purple',linestyle='-',marker='o', label='Qcond(1 PST)')
plt.title('Mina Enterprise "Caso 1": Qcond (1 PST)', **csfont)
```

```
plt.xlabel('Meses del año', **csfont)
plt.ylabel('Qcond [kW]', **csfont)
plt.legend(loc = "lower left")
plt.grid(linestyle='-.')
plt.ylim(1.23,1.30)

for x,y in zip(x1,y5):
    label = "{:.2f}".format(y)
    plt.annotate(label,
                 (x,y),
                 textcoords="offset points",
                 xytext=(0,15),
                 ha='center')

plt.show()
```

B.2. Mina Enterprise: EST impulsando un SRAO de 34 MWR

La necesidad de calor del SRAO de 34 MWR funcionando las 24hrs del día es de 37132 kW. (calor de generación)

Para la siguiente simulación se utilizaron los datos de la tablas 2.12, 2.13 y 2.14.

B.2.1. Caso 1: Sin radiación, temperatura ambiente mínima y velocidad de viento promedio

Mes	$T_{amb}[C]$	$R_g[W/m^2]$	$V_w[m/s]$	$T_{eva}[C]$	$T_r(1)[C]$
Enero	19.1	0	2.83	14.1	13.7
Febrero	19.0	0	2.75	14.0	13.6
Marzo	17.4	0	2.60	12.4	12.0
Abril	13.7	0	2.47	8.7	8.3
Mayo	10.2	0	2.77	5.2	4.8
Junio	7.6	0	3.25	2.6	2.2
Julio	6.3	0	3.22	1.3	0.9
Agosto	6.7	0	3.05	1.7	1.3
Septiembre	9.5	0	2.86	4.5	4.1
Octubre	13.2	0	3.00	8.2	7.8
Noviembre	16.0	0	3.02	11.0	10.6
Diciembre	18.1	0	2.88	13.1	12.7

TABLA B.1: Datos ambientales, temperatura de evaporación y del refrigerante en el PST

Mes	$v_c[m^2/s]$	$K[W/mK]$	Pr
Enero	0.000015	0.02507	0.7296
Febrero	0.000015	0.02506	0.7296
Marzo	0.000015	0.02494	0.7300
Abril	0.000015	0.02467	0.7309
Mayo	0.000014	0.02440	0.7318
Junio	0.000014	0.02421	0.7324
Julio	0.000014	0.02411	0.7328
Agosto	0.000014	0.02414	0.7327
Septiembre	0.000014	0.02435	0.7320
Octubre	0.000015	0.02463	0.7310
Noviembre	0.000015	0.02484	0.7303
Diciembre	0.000015	0.02500	0.7298

TABLA B.2: Propiedades del aire

Mes	$T_l [K]$	$\rho_{T_l} [kg/m^3]$	$Cp_{T_l} [J/kgK]$	$\mu_{T_l} [kg/ms]$	$K_{T_l} [W/mK]$	Pr_{T_l}
Enero	289.55	1.219	1004.0	0.000018	0.02487	0.7302
Febrero	289.45	1.219	1004.0	0.000018	0.02486	0.7303
Marzo	287.85	1.226	1004.0	0.000018	0.02474	0.7307
Abril	284.15	1.242	1004.0	0.000018	0.02446	0.7316
Mayo	280.65	1.257	1004.0	0.000018	0.02420	0.7325
Junio	278.05	1.269	1004.0	0.000018	0.02401	0.7331
Julio	276.75	1.275	1004.0	0.000017	0.02391	0.7335
Agosto	277.15	1.273	1004.0	0.000017	0.02394	0.7334
Septiembre	279.95	1.261	1004.0	0.000018	0.02415	0.7326
Octubre	283.65	1.244	1004.0	0.000018	0.02443	0.7317
Noviembre	286.45	1.232	1004.0	0.000018	0.02464	0.7310
Diciembre	288.55	1.223	1004.0	0.000018	0.02479	0.7305

TABLA B.3: Propiedades del aire en la capa límite

Mes	T_1	T_2	T_3	$T_4 [C]$	P_1	P_2	P_3	$P_4 [kPa]$
Enero	13.7	104.9	95	13.7	468.6	3594	3594	468.6
Febrero	13.6	104.9	95	13.6	467.1	3594	3594	467.1
Marzo	12.0	105.0	95	12.0	443.3	3594	3594	443.3
Abril	8.3	105.4	95	8.3	391.8	3594	3594	391.8
Mayo	4.8	105.7	95	4.8	347.5	3594	3594	347.5
Junio	2.2	106.0	95	2.2	317.1	3594	3594	317.1
Julio	0.9	106.1	95	0.9	302.7	3594	3594	302.7
Agosto	1.3	106.1	95	1.3	307.1	3594	3594	307.1
Septiembre	4.1	105.8	95	4.1	339.1	3594	3594	339.1
Octubre	7.8	105.4	95	7.8	385.3	3594	3594	385.3
Noviembre	10.6	105.2	95	10.6	423.3	3594	3594	423.3
Diciembre	12.7	105.0	95	12.7	453.6	3594	3594	453.6

TABLA B.4: Estados termodinámicos del R134a en el EST (1)

h_1	h_2	h_3	$h_4 [kJ/kg]$	s_1	s_2	s_3	$s_4 [kJ/kgK]$	x_1	x_2	x_3	$x_4 [\%]$
258.2	299.0	207.1	207.1	0.9248	0.9248	0.6758	0.7465	100	-	0	72.74
258.2	299.1	207.1	207.1	0.9249	0.9249	0.6758	0.7467	100	-	0	72.78
257.3	299.3	207.1	207.1	0.9255	0.9255	0.6758	0.7494	100	-	0	73.44
255.2	299.9	207.1	207.1	0.9272	0.9272	0.6758	0.7561	100	-	0	74.93
253.2	300.6	207.1	207.1	0.9289	0.9289	0.6758	0.7628	100	-	0	76.31
251.7	301.1	207.1	207.1	0.9302	0.9302	0.6758	0.7680	100	-	0	77.31
251.0	301.3	207.1	207.1	0.9309	0.9309	0.6758	0.7706	100	-	0	77.81
251.2	301.3	207.1	207.1	0.9307	0.9307	0.6758	0.7698	100	-	0	77.65
252.8	300.7	207.1	207.1	0.9292	0.9292	0.6758	0.7641	100	-	0	76.58
254.9	300.0	207.1	207.1	0.9274	0.9274	0.6758	0.7570	100	-	0	75.13
256.5	299.5	207.1	207.1	0.9261	0.9261	0.6758	0.7519	100	-	0	74.01
257.7	299.2	207.1	207.1	0.9252	0.9252	0.6758	0.7482	100	-	0	73.15

TABLA B.5: Estados termodinámicos del R134a en el EST (2)

PST instalados horizontalmente (inclinados)

Mes	R_{rad}	$R_{conv,f}$	$R_{conv,n}$	$R_{eq}[K/W]$	$Q_{disp(PST=1)}[kW]$
Enero	0.012479	0.051460	0.257780	0.009667	0.89378
Febrero	0.012508	0.052207	0.257836	0.009711	0.88975
Marzo	0.012956	0.053689	0.257390	0.010031	0.86135
Abril	0.014066	0.055026	0.256442	0.010734	0.80494
Mayo	0.015224	0.051954	0.255586	0.011256	0.76762
Junio	0.016155	0.047936	0.254817	0.011536	0.74898
Julio	0.016645	0.048160	0.254497	0.011797	0.73242
Agosto	0.016494	0.049478	0.254622	0.011797	0.73240
Septiembre	0.015467	0.051122	0.255272	0.011347	0.76144
Octubre	0.014225	0.049940	0.256286	0.010613	0.81411
Noviembre	0.013363	0.049791	0.256980	0.010121	0.85369
Diciembre	0.012758	0.050997	0.257579	0.009816	0.88021

TABLA B.6: Resistencia térmica de radiación, convección forzada, convección natural y calor disponible con un PST

Mes	$Q_{disp(PST=1)}[kW]$	$Q_{eva(PST=1)}[kW]$	$m_{r(PST=1)}[kg/s]$	$Q_{cond(PST=1)}[kW]$
Enero	0.89378	0.715024	0.013993	1.285924
Febrero	0.88975	0.711800	0.013930	1.281519
Marzo	0.86135	0.689080	0.013727	1.265601
Abril	0.80494	0.643952	0.013388	1.242386
Mayo	0.76762	0.614096	0.013321	1.245509
Junio	0.74898	0.599184	0.013435	1.262854
Julio	0.73242	0.585936	0.013347	1.257293
Agosto	0.73240	0.585920	0.013286	1.251557
Septiembre	0.76144	0.609152	0.013329	1.247629
Octubre	0.81411	0.651288	0.013625	1.265788
Noviembre	0.85369	0.682952	0.013825	1.277424
Diciembre	0.88021	0.704168	0.013916	1.281697

TABLA B.7: Calor disponible y generado en el condensador por un PST

Mes	$Q_{gen,SRAO}[kW]$	$Q_{cond,EST}[kW]$	$m_r[kg/s]$	$Q_{eva,EST}[kW]$	$W_{cp,i}[kW]$	$W_{cp,r}[kW]$
Enero	37132.0	46415.0	505.1	25810.6	-20608.1	-25760.1
Febrero	37132.0	46415.0	504.5	25779.9	-20634.1	-25792.6
Marzo	37132.0	46415.0	503.4	25270.7	-21142.8	-26428.5
Abril	37132.0	46415.0	500.2	24059.6	-22358.9	-27948.6
Mayo	37132.0	46415.0	496.4	22884.0	-23529.4	-29411.8
Junio	37132.0	46415.0	493.8	22023.5	-24393.7	-30492.1
Julio	37132.0	46415.0	492.7	21629.5	-24782.8	-30978.5
Agosto	37132.0	46415.0	492.7	21728.1	-24684.3	-30855.4
Septiembre	37132.0	46415.0	495.9	22662.6	-23753.6	-29692.0
Octubre	37132.0	46415.0	499.6	23880.9	-22532.0	-28165.0
Noviembre	37132.0	46415.0	502.3	24813.6	-21598.9	-26998.6
Diciembre	37132.0	46415.0	504.0	25502.4	-20916.0	-26145.0

TABLA B.8: Calor generación del SRAO y calor en el condensador y evaporador, flujo másico, potencia compresor ideal y real del EST

Mes	$COP_{ideal,EST}$	$COP_{real,EST}$	NºPST
Enero	2.25	1.80	36095.0
Febrero	2.25	1.80	36219.0
Marzo	2.20	1.76	36674.0
Abril	2.08	1.66	37360.0
Mayo	1.97	1.58	37266.0
Junio	1.90	1.52	36754.0
Julio	1.87	1.50	36917.0
Agosto	1.88	1.50	37086.0
Septiembre	1.95	1.56	37203.0
Octubre	2.06	1.65	36669.0
Noviembre	2.15	1.72	36335.0
Diciembre	2.22	1.78	36214.0

TABLA B.9: COP ideal y real número de Paneles solares termo-dinámicos

PST instalados verticalmente

Con condiciones ambientales idénticas a las de la simulación anterior, cambiando la instalación del PST de horizontal a vertical se observan los siguientes resultados. (Los valores no cambian desde la tabla 6.1 hasta la 6.5, ya que estas representan las variables ambientales.)

Mes	R_{rad}	$R_{conv,f}$	$R_{conv,n}$	$R_{eq}[K/W]$	$Q_{disp(PST=1)}[kW]$
Enero	0.012479	0.051460	0.252762	0.010018	0.8624
Febrero	0.012508	0.052207	0.252806	0.010065	0.8584
Marzo	0.012956	0.053689	0.252141	0.010410	0.8300
Abril	0.014066	0.055026	0.250687	0.011171	0.7734
Mayo	0.015224	0.051954	0.249356	0.011740	0.7360
Junio	0.016155	0.047936	0.248223	0.012047	0.7172
Julio	0.016645	0.048160	0.247716	0.012332	0.7006
Agosto	0.016494	0.049478	0.247900	0.012332	0.7006
Septiembre	0.015467	0.051122	0.248937	0.011840	0.7297
Octubre	0.014225	0.049940	0.250471	0.011041	0.7826
Noviembre	0.013363	0.049791	0.251544	0.010508	0.8222
Diciembre	0.012758	0.050997	0.252424	0.010179	0.8488

TABLA B.10: Resistencia térmica de radiación, convección forzada, convección natural y calor disponible con un PST

Mes	$Q_{disp(PST=1)}[kW]$	$Q_{eva(PST=1)}[kW]$	$m_{r(PST=1)}[kg/s]$	$Q_{cond(PST=1)}[kW]$
Enero	0.8624	0.68992	0.013501	1.240776
Febrero	0.8584	0.68672	0.013439	1.236365
Marzo	0.8300	0.66400	0.013227	1.219538
Abril	0.7734	0.61872	0.012863	1.193705
Mayo	0.7360	0.58880	0.012772	1.194204
Junio	0.7172	0.57376	0.012865	1.209270
Julio	0.7006	0.56048	0.012767	1.202670
Agosto	0.7006	0.56048	0.012709	1.197216
Septiembre	0.7297	0.58376	0.012774	1.195622
Octubre	0.7826	0.62608	0.013098	1.216796
Noviembre	0.8222	0.65776	0.013315	1.230304
Diciembre	0.8488	0.67904	0.013420	1.235960

TABLA B.11: Calor disponible y generado en el condensador por un PST

	$Q_{gen,SRAO} [kW]$	$Q_{cond,EST} [kW]$	$m_r [kg/s]$	$Q_{eva,EST} [kW]$	$W_{cp,i} [kW]$	$W_{cp,r} [kW]$
Enero	37132.0	46415.0	505.060	25808.566	-20606.448	-25758.060
Febrero	37132.0	46415.0	504.511	25780.512	-20634.500	-25793.125
Marzo	37132.0	46415.0	503.416	25271.483	-21143.472	-26429.340
Abril	37132.0	46415.0	500.162	24057.792	-22357.241	-27946.551
Mayo	37132.0	46415.0	496.417	22884.824	-23530.166	-29412.708
Junio	37132.0	46415.0	493.777	22022.454	-24392.584	-30490.730
Julio	37132.0	46415.0	492.728	21630.759	-24784.218	-30980.272
Agosto	37132.0	46415.0	492.728	21729.305	-24685.673	-30857.091
Septiembre	37132.0	46415.0	495.887	22662.036	-23752.987	-29691.234
Octubre	37132.0	46415.0	499.623	23881.979	-22532.997	-28166.246
Noviembre	37132.0	46415.0	502.327	24814.954	-21600.061	-27000.076
Diciembre	37132.0	46415.0	503.963	25500.528	-20914.464	-26143.080

TABLA B.12: Calor generación del SRAO y calor en el condensador y evaporador, flujo másico, potencia compresor ideal y real del EST

Mes	$COP_{ideal,EST}$	$COP_{real,EST}$	N°PST
Enero	2.25	1.80	37408.0
Febrero	2.25	1.80	37542.0
Marzo	2.20	1.76	38059.0
Abril	2.08	1.66	38883.0
Mayo	1.97	1.58	38867.0
Junio	1.90	1.52	38383.0
Julio	1.87	1.50	38593.0
Agosto	1.88	1.50	38769.0
Septiembre	1.95	1.56	38821.0
Octubre	2.06	1.65	38145.0
Noviembre	2.15	1.72	37726.0
Diciembre	2.22	1.78	37554.0

TABLA B.13: COP ideal y real número de Paneles solares termo-dinámicos

B.2.2. Caso 2: Con radiación, temperatura ambiente máxima y velocidad de viento promedio

Mes	$T_{amb}[C]$	$R_g[W/m^2]$	$V_w[m/s]$	$T_{eva}[C]$	$T_r(1)[C]$
Enero	31.7	1136.4	2.83	26.7	26.3
Febrero	30.8	1031.1	2.75	25.8	25.4
Marzo	29.6	1003.0	2.60	24.6	24.2
Abril	27.2	897.0	2.47	22.2	21.8
Mayo	23.8	770.8	2.77	18.8	18.4
Junio	21.1	702.3	3.25	16.1	15.7
Julio	20.8	735.1	3.22	15.8	15.4
Agosto	22.5	877.1	3.05	17.5	17.1
Septiembre	25.6	995.3	2.86	20.6	20.2
Octubre	28.2	1079.8	3.00	23.2	22.8
Noviembre	30.3	1129.4	3.02	25.3	24.9
Diciembre	31.4	1133.4	2.88	26.4	26.0

TABLA B.14: Datos ambientales, temperatura de evaporación y del refrigerante en el PST

Mes	$v_c[m^2/s]$	$K[W/mK]$	Pr
Enero	0.000016	0.02601	0.7265
Febrero	0.000016	0.02594	0.7267
Marzo	0.000016	0.02585	0.7270
Abril	0.000016	0.02567	0.7276
Mayo	0.000016	0.02542	0.7284
Junio	0.000015	0.02522	0.7291
Julio	0.000015	0.02520	0.7291
Agosto	0.000015	0.02532	0.7287
Septiembre	0.000016	0.02555	0.7280
Octubre	0.000016	0.02575	0.7273
Noviembre	0.000016	0.02590	0.7268
Diciembre	0.000016	0.02599	0.7265

TABLA B.15: Propiedades del aire

Mes	$T_l [K]$	$\rho_{T_l} [kg/m^3]$	$Cp_{T_l} [J/kgK]$	$\mu_{T_l} [kg/ms]$	$K_{T_l} [W/mK]$	Pr_{T_l}
Enero	302.15	1.168	1005.0	0.000019	0.02581	0.7271
Febrero	301.25	1.171	1005.0	0.000019	0.02574	0.7273
Marzo	300.05	1.176	1005.0	0.000019	0.02565	0.7276
Abril	297.65	1.186	1005.0	0.000018	0.02547	0.7282
Mayo	294.25	1.199	1005.0	0.000018	0.02522	0.7291
Junio	291.55	1.210	1004.0	0.000018	0.02502	0.7297
Julio	291.25	1.212	1004.0	0.000018	0.02500	0.7298
Agosto	292.95	1.205	1004.0	0.000018	0.02512	0.7294
Septiembre	296.05	1.192	1005.0	0.000018	0.02535	0.7286
Octubre	298.65	1.182	1005.0	0.000019	0.02555	0.7280
Noviembre	300.75	1.173	1005.0	0.000019	0.02570	0.7275
Diciembre	301.85	1.169	1005.0	0.000019	0.02578	0.7272

TABLA B.16: Propiedades del aire en la capa límite

Mes	T_1	T_2	T_3	$T_4 [C]$	P_1	P_2	P_3	$P_4 [kPa]$
Enero	26.3	104.0	95	26.3	691.9	3594	3594	691.9
Febrero	25.4	104.0	95	25.4	673.8	3594	3594	673.8
Marzo	24.2	104.1	95	24.2	650.1	3594	3594	650.1
Abril	21.8	104.3	95	21.8	604.6	3594	3594	604.6
Mayo	18.4	104.5	95	18.4	544.3	3594	3594	544.3
Junio	15.7	104.7	95	15.7	499.8	3594	3594	499.8
Julio	15.4	104.8	95	15.4	495.0	3594	3594	495.0
Agosto	17.1	104.6	95	17.1	522.5	3594	3594	522.5
Septiembre	20.2	104.4	95	20.2	575.6	3594	3594	575.6
Octubre	22.8	104.2	95	22.8	623.2	3594	3594	623.2
Noviembre	24.9	104.1	95	24.9	663.8	3594	3594	663.8
Diciembre	26.0	104.0	95	26.0	685.8	3594	3594	685.8

TABLA B.17: Estados termodinámicos del R134a en el EST (1)

h_1	h_2	h_3	$h_4 [kJ/kg]$	s_1	s_2	s_3	$s_4 [kJ/kgK]$	x_1	x_2	x_3	$x_4 [\%]$
264.8	297.3	207.1	207.1	0.9201	0.9201	0.6758	0.7271	100	-	0	67.25
264.4	297.4	207.1	207.1	0.9204	0.9204	0.6758	0.7284	100	-	0	67.69
263.8	297.5	207.1	207.1	0.9208	0.9208	0.6758	0.7301	100	-	0	68.23
262.5	297.9	207.1	207.1	0.9217	0.9217	0.6758	0.7336	100	-	0	69.29
260.7	298.3	207.1	207.1	0.9229	0.9229	0.6758	0.7388	100	-	0	70.77
259.3	298.7	207.1	207.1	0.9240	0.9240	0.6758	0.7431	100	-	0	71.91
259.1	298.8	207.1	207.1	0.9241	0.9241	0.6758	0.7436	100	-	0	72.04
260.1	298.5	207.1	207.1	0.9235	0.9235	0.6758	0.7409	100	-	0	71.32
261.7	298.1	207.1	207.1	0.9223	0.9223	0.6758	0.7360	100	-	0	69.99
263.1	297.7	207.1	207.1	0.9213	0.9213	0.6758	0.7321	100	-	0	68.85
264.1	297.4	207.1	207.1	0.9206	0.9206	0.6758	0.7291	100	-	0	67.91
264.7	297.3	207.1	207.1	0.9202	0.9202	0.6758	0.7275	100	-	0	67.41

TABLA B.18: Estados termodinámicos del R134a en el EST (2)

PST instalados horizontalmente (inclinados)

Mes	R_{rad}	$R_{conv,f}$	$R_{conv,n}$	$R_{eq}[K/W]$	$Q_{disp(PST=1)}[kW]$
Enero	0.002451	0.051546	0.260885	0.002319	3.72565
Febrero	0.002646	0.052297	0.260747	0.002494	3.46373
Marzo	0.002718	0.053764	0.260441	0.002562	3.37236
Abril	0.002988	0.055150	0.259771	0.002804	3.08123
Mayo	0.003398	0.052053	0.258966	0.003151	2.74197
Junio	0.003690	0.048029	0.258372	0.003382	2.55464
Julio	0.003582	0.048243	0.258177	0.003292	2.62468
Agosto	0.003123	0.049602	0.258657	0.002905	2.97394
Septiembre	0.002796	0.051238	0.259439	0.002624	3.29210
Octubre	0.002594	0.050035	0.259992	0.002443	3.53613
Noviembre	0.002481	0.049902	0.260651	0.002342	3.68888
Diciembre	0.002460	0.051088	0.260901	0.002326	3.71462

TABLA B.19: Resistencia térmica de radiación, convección forzada, convección natural y calor disponible con un PST

Mes	$Q_{disp(PST=1)}[kW]$	$Q_{eva(PST=1)}[kW]$	$m_{r(PST=1)}[kg/s]$	$Q_{cond(PST=1)}[kW]$
Enero	3.72565	2.980520	0.051655	4.659322
Febrero	3.46373	2.770984	0.048359	4.366839
Marzo	3.37236	2.697888	0.047582	4.301395
Abril	3.08123	2.464984	0.044494	4.040082
Mayo	2.74197	2.193576	0.040925	3.732353
Junio	2.55464	2.043712	0.039152	3.586284
Julio	2.62468	2.099744	0.040380	3.702818
Agosto	2.97394	2.379152	0.044890	4.102915
Septiembre	3.29210	2.633680	0.048236	4.389467
Octubre	3.53613	2.828904	0.050516	4.576763
Noviembre	3.68888	2.951104	0.051774	4.675170
Diciembre	3.71462	2.971696	0.051592	4.653593

TABLA B.20: Calor disponible y generado en el condensador por un PST

Mes	$Q_{gen,SRAO}[kW]$	$Q_{cond,EST}[kW]$	$m_r[kg/s]$	$Q_{eva,EST}[kW]$	$W_{cp,i}[kW]$	$W_{cp,r}[kW]$
Enero	37132.0	46415.0	514.579	29691.208	-16723.817	-20904.771
Febrero	37132.0	46415.0	514.009	29452.716	-16962.297	-21202.871
Marzo	37132.0	46415.0	513.440	29112.048	-17302.928	-21628.660
Abril	37132.0	46415.0	511.178	28319.261	-18095.701	-22619.626
Mayo	37132.0	46415.0	508.936	27278.970	-19135.994	-23919.992
Junio	37132.0	46415.0	506.714	26450.471	-19964.532	-24955.665
Julio	37132.0	46415.0	506.161	26320.372	-20094.592	-25118.240
Agosto	37132.0	46415.0	507.823	26914.619	-19500.403	-24375.504
Septiembre	37132.0	46415.0	510.055	27849.003	-18566.002	-23207.502
Octubre	37132.0	46415.0	512.307	28689.192	-17725.822	-22157.278
Noviembre	37132.0	46415.0	514.009	29298.513	-17116.500	-21395.625
Diciembre	37132.0	46415.0	514.579	29639.750	-16775.275	-20969.094

TABLA B.21: Calor generación del SRAO y calor en el condensador y evaporador, flujo másico, potencia compresor ideal y real del EST

Mes	$COP_{ideal,EST}$	$COP_{real,EST}$	N°PST
Enero	2.78	2.22	9962.0
Febrero	2.74	2.19	10629.0
Marzo	2.68	2.15	10791.0
Abril	2.56	2.05	11489.0
Mayo	2.43	1.94	12436.0
Junio	2.32	1.86	12942.0
Julio	2.31	1.85	12535.0
Agosto	2.38	1.90	11313.0
Septiembre	2.50	2.00	10574.0
Octubre	2.62	2.09	10141.0
Noviembre	2.71	2.17	9928.0
Diciembre	2.77	2.21	9974.0

TABLA B.22: COP ideal y real número de Paneles solares termo-dinámicos

PST instalados verticalmente

Mes	R_{rad}	$R_{conv,f}$	$R_{conv,n}$	$R_{eq}[K/W]$	$Q_{disp(PST=1)}[kW]$
Enero	0.002451	0.051546	0.257505	0.002338	3.6948
Febrero	0.002646	0.052297	0.257259	0.002517	3.4328
Marzo	0.002718	0.053764	0.256798	0.002586	3.3414
Abril	0.002988	0.055150	0.255808	0.002833	3.0502
Mayo	0.003398	0.052053	0.254567	0.003187	2.7108
Junio	0.003690	0.048029	0.253631	0.003424	2.5234
Julio	0.003582	0.048243	0.253385	0.003332	2.5934
Agosto	0.003123	0.049602	0.254086	0.002936	2.9427
Septiembre	0.002796	0.051238	0.255275	0.002649	3.2610
Octubre	0.002594	0.050035	0.256161	0.002465	3.5051
Noviembre	0.002481	0.049902	0.257095	0.002362	3.6580
Diciembre	0.002460	0.051088	0.257483	0.002345	3.6837

TABLA B.23: Resistencia térmica de radiación, convección forzada, convección natural y calor disponible con un PST

Mes	$Q_{disp(PST=1)}[kW]$	$Q_{eva(PST=1)}[kW]$	$m_{r(PST=1)}[kg/s]$	$Q_{cond(PST=1)}[kW]$
Enero	3.6948	2.95584	0.051228	4.620741
Febrero	3.4328	2.74624	0.047927	4.327844
Marzo	3.3414	2.67312	0.047145	4.261906
Abril	3.0502	2.44016	0.044046	3.999396
Mayo	2.7108	2.16864	0.040460	3.689925
Junio	2.5234	2.01872	0.038673	3.542428
Julio	2.5934	2.07472	0.039898	3.658689
Agosto	2.9427	2.35416	0.044418	4.059816
Septiembre	3.2610	2.60880	0.047780	4.348000
Octubre	3.5051	2.80408	0.050073	4.536601
Noviembre	3.6580	2.92640	0.051340	4.636034
Diciembre	3.6837	2.94696	0.051163	4.614858

TABLA B.24: Calor disponible y generado en el condensador por un PST

Mes	$Q_{gen,SRAO} [kW]$	$Q_{cond,EST} [kW]$	$m_r [kg/s]$	$Q_{eva,EST} [kW]$	$W_{cp,i} [kW]$	$W_{cp,r} [kW]$
Enero	37132.0	46415.0	514.579	29691.208	-16723.817	-20904.771
Febrero	37132.0	46415.0	514.009	29452.716	-16962.297	-21202.871
Marzo	37132.0	46415.0	513.440	29112.048	-17302.928	-21628.660
Abril	37132.0	46415.0	511.178	28319.261	-18095.701	-22619.626
Mayo	37132.0	46415.0	508.936	27278.970	-19135.994	-23919.992
Junio	37132.0	46415.0	506.714	26450.471	-19964.532	-24955.665
Julio	37132.0	46415.0	506.161	26320.372	-20094.592	-25118.240
Agosto	37132.0	46415.0	507.823	26914.619	-19500.403	-24375.504
Septiembre	37132.0	46415.0	510.055	27849.003	-18566.002	-23207.502
Octubre	37132.0	46415.0	512.307	28689.192	-17725.822	-22157.278
Noviembre	37132.0	46415.0	514.009	29298.513	-17116.500	-21395.625
Diciembre	37132.0	46415.0	514.579	29639.750	-16775.275	-20969.094

TABLA B.25: Calor generación del SRAO y calor en el condensador y evaporador, flujo másico, potencia compresor ideal y real del EST

Mes	$COP_{ideal,EST}$	$COP_{real,EST}$	N°PST
Enero	2.78	2.22	10045.0
Febrero	2.74	2.19	10725.0
Marzo	2.68	2.15	10891.0
Abril	2.56	2.05	11606.0
Mayo	2.43	1.94	12579.0
Junio	2.32	1.86	13103.0
Julio	2.31	1.85	12686.0
Agosto	2.38	1.90	11433.0
Septiembre	2.50	2.00	10675.0
Octubre	2.62	2.09	10231.0
Noviembre	2.71	2.17	10012.0
Diciembre	2.77	2.21	10058.0

TABLA B.26: COP ideal y real número de Paneles solares termo-dinámicos

B.3. Mina El Teniente: EST impulsando un SRAO de 1 MWR

La necesidad de un SRAO de 1 MWR son 1093[kW].

B.3.1. Caso 1: Sin radiación, temperatura ambiente mínima y velocidad de viento mínima

Mes	$T_{amb}[C]$	$R_g[W/m^2]$	$V_w[m/s]$	$T_{eva}[C]$	$T_r(1)[C]$
Enero	12.55	0	1.00	7.55	7.15
Febrero	12.67	0	1.10	7.67	7.27
Marzo	11.72	0	1.15	6.72	6.32
Abril	9.00	0	1.40	4.00	3.60
Mayo	6.56	0	1.71	1.56	1.16
Junio	4.21	0	2.50	-0.79	-1.19
Julio	3.06	0	2.68	-1.94	-2.34
Agosto	3.54	0	2.66	-1.46	-1.86
Septiembre	4.46	0	1.88	-0.54	-0.94
Octubre	6.30	0	1.56	1.30	0.90
Noviembre	8.26	0	1.25	3.26	2.86
Diciembre	10.48	0	1.34	5.48	5.08

TABLA B.27: Datos ambientales, temperatura de evaporación y del refrigerante en el PST

Mes	$v_c[m^2/s]$	$K[W/mK]$	Pr
Enero	0.000018	0.02458	0.7312
Febrero	0.000018	0.02459	0.7312
Marzo	0.000018	0.02452	0.7314
Abril	0.000018	0.02431	0.7321
Mayo	0.000018	0.02413	0.7327
Junio	0.000017	0.02395	0.7333
Julio	0.000017	0.02387	0.7336
Agosto	0.000017	0.02390	0.7335
Septiembre	0.000017	0.02397	0.7332
Octubre	0.000017	0.02411	0.7328
Noviembre	0.000018	0.02426	0.7323
Diciembre	0.000018	0.02442	0.7317

TABLA B.28: Propiedades del aire

Mes	$T_l[K]$	$\rho_{T_l}[kg/m^3]$	$Cp_{T_l}[J/kgK]$	$\mu_{T_l}[kg/ms]$	$K_{T_l}[W/mK]$	Pr_{T_l}
Enero	283.00	0.9934	1004.0	0.000018	0.02438	0.7319
Febrero	283.12	0.9930	1004.0	0.000018	0.02436	0.7318
Marzo	282.17	0.9963	1004.0	0.000018	0.02432	0.7321
Abril	279.45	1.0060	1004.0	0.000018	0.02411	0.7328
Mayo	277.01	1.0150	1004.0	0.000017	0.02393	0.7334
Junio	274.66	1.0240	1004.0	0.000017	0.02375	0.7340
Julio	273.51	1.0280	1004.0	0.000017	0.02366	0.7343
Agosto	273.99	1.0260	1004.0	0.000017	0.02370	0.7342
Septiembre	274.91	1.0230	1004.0	0.000017	0.02377	0.7339
Octubre	276.75	1.0160	1004.0	0.000017	0.02391	0.7335
Noviembre	278.71	1.0090	1004.0	0.000018	0.02405	0.7330
Diciembre	280.93	1.0010	1004.0	0.000018	0.02422	0.7324

TABLA B.29: Propiedades del aire en la capa límite

Mes	T_1	T_2	T_3	$T_4[^\circ C]$	P_1	P_2	P_3	$P_4[kPa]$
Enero	7.15	105.5	95	7.15	376.8	3594	3594	376.8
Febrero	7.27	105.5	95	7.27	378.4	3594	3594	378.4
Marzo	6.32	105.5	95	6.32	366.2	3594	3594	366.2
Abril	3.60	105.8	95	3.60	333.2	3594	3594	333.2
Mayo	1.16	106.1	95	1.16	305.5	3594	3594	305.5
Junio	-1.19	106.3	95	-1.19	280.6	3594	3594	280.6
Julio	-2.34	106.5	95	-2.34	269.0	3594	3594	269.0
Agosto	-1.86	106.4	95	-1.86	273.8	3594	3594	273.8
Septiembre	-0.94	106.3	95	-0.94	283.2	3594	3594	283.2
Octubre	0.90	106.1	95	0.90	302.7	3594	3594	302.7
Noviembre	2.86	105.9	95	2.86	324.6	3594	3594	324.6
Diciembre	5.08	105.7	95	5.08	350.9	3594	3594	350.9

TABLA B.30: Estados termodinámicos del R134a en el EST (1)

h_1	h_2	h_3	$h_4[kJ/kg]$	s_1	s_2	s_3	$s_4[kJ/kgK]$	x_1	x_2	x_3	$x_4[\%]$
254.6	300.1	207.1	207.1	0.9277	0.9277	0.6758	0.7582	100	-	0	75.39
254.6	300.1	207.1	207.1	0.9277	0.9277	0.6758	0.7580	100	-	0	75.34
254.1	300.3	207.1	207.1	0.9281	0.9281	0.6758	0.7598	100	-	0	75.71
252.5	300.8	207.1	207.1	0.9295	0.9295	0.6758	0.7651	100	-	0	76.77
251.1	301.3	207.1	207.1	0.9308	0.9308	0.6758	0.7701	100	-	0	77.71
249.8	301.8	207.1	207.1	0.9321	0.9321	0.6758	0.7751	100	-	0	78.59
249.1	302.0	207.1	207.1	0.9327	0.9327	0.6758	0.7775	100	-	0	79.02
249.4	301.9	207.1	207.1	0.9324	0.9324	0.6758	0.7765	100	-	0	78.85
249.9	301.7	207.1	207.1	0.9319	0.9319	0.6758	0.7745	100	-	0	78.50
251.0	301.3	207.1	207.1	0.9309	0.9309	0.6758	0.7706	100	-	0	77.81
252.1	301.0	207.1	207.1	0.9299	0.9299	0.6758	0.7666	100	-	0	77.06
253.4	300.5	207.1	207.1	0.9287	0.9287	0.6758	0.7622	100	-	0	76.20

TABLA B.31: Estados termodinámicos del R134a en el EST (2)

PST instalados horizontalmente (inclinados)

Mes	R_{rad}	$R_{conv,f}$	$R_{conv,n}$	$R_{eq}[K/W]$	$Q_{disp(PST=1)}[kW]$
Enero	0.014434	0.096902	0.286952	0.012036	0.7179
Febrero	0.014397	0.092380	0.287257	0.011938	0.7237
Marzo	0.014707	0.090350	0.286691	0.012114	0.7133
Abril	0.015646	0.081858	0.285947	0.012559	0.6880
Mayo	0.016546	0.074031	0.285165	0.012911	0.6692
Junio	0.017473	0.061211	0.284465	0.012973	0.6660
Julio	0.017947	0.059103	0.284176	0.013131	0.6580
Agosto	0.017747	0.059339	0.284299	0.013035	0.6628
Septiembre	0.017373	0.070592	0.284530	0.013291	0.6501
Octubre	0.016645	0.077503	0.285096	0.013074	0.6609
Noviembre	0.015914	0.086605	0.285703	0.012839	0.6729
Diciembre	0.015128	0.083706	0.286344	0.012264	0.7045

TABLA B.32: Resistencia térmica de radiación, convección forzada, convección natural y calor disponible con un PST

Mes	$Q_{disp(PST=1)}[kW]$	$Q_{eva(PST=1)}[kW]$	$m_{r(PST=1)}[kg/s]$	$Q_{cond(PST=1)}[kW]$
Enero	0.7179	0.57432	0.012091	1.124458
Febrero	0.7237	0.57896	0.012189	1.133543
Marzo	0.7133	0.57064	0.012141	1.131567
Abril	0.6880	0.55040	0.012123	1.135958
Mayo	0.6692	0.53536	0.012167	1.146157
Junio	0.6660	0.53280	0.012478	1.181643
Julio	0.6580	0.52640	0.012533	1.189413
Agosto	0.6628	0.53024	0.012535	1.188339
Septiembre	0.6501	0.52008	0.012151	1.149523
Octubre	0.6609	0.52872	0.012044	1.134520
Noviembre	0.6729	0.53832	0.011963	1.123294
Diciembre	0.7045	0.56360	0.012173	1.136938

TABLA B.33: Calor disponible y generado en el condensador por un PST

Mes	$Q_{gen,SRAO}[kW]$	$Q_{cond,EST}[kW]$	$m_r[kg/s]$	$Q_{eva,EST}[kW]$	$W_{cp,i}[kW]$	$W_{cp,r}[kW]$
Enero	1093.0	1366.25	14.691	697.822	-668.441	-835.551
Febrero	1093.0	1366.25	14.691	697.822	-668.441	-835.551
Marzo	1093.0	1366.25	14.659	688.973	-677.246	-846.557
Abril	1093.0	1366.25	14.581	661.977	-704.262	-880.327
Mayo	1093.0	1366.25	14.504	638.176	-728.101	-910.126
Junio	1093.0	1366.25	14.427	616.033	-750.204	-937.755
Julio	1093.0	1366.25	14.397	604.674	-761.601	-952.001
Agosto	1093.0	1366.25	14.412	609.628	-756.630	-945.787
Septiembre	1093.0	1366.25	14.442	618.118	-748.096	-935.120
Octubre	1093.0	1366.25	14.504	636.726	-729.551	-911.939
Noviembre	1093.0	1366.25	14.550	654.750	-711.495	-889.369
Diciembre	1093.0	1366.25	14.628	677.276	-688.979	-861.224

TABLA B.34: Calor generación del SRAO y calor en el condensador y evaporador, flujo másico, potencia compresor ideal y real del EST

Mes	$COP_{ideal,EST}$	$COP_{real,EST}$	N°PST
Enero	2.04	1.64	1215.0
Febrero	2.04	1.64	1205.0
Marzo	2.02	1.61	1207.0
Abril	1.94	1.55	1203.0
Mayo	1.88	1.50	1192.0
Junio	1.82	1.46	1156.0
Julio	1.79	1.44	1149.0
Agosto	1.81	1.44	1150.0
Septiembre	1.83	1.46	1189.0
Octubre	1.87	1.50	1204.0
Noviembre	1.92	1.54	1216.0
Diciembre	1.98	1.59	1202.0

TABLA B.35: COP ideal y real número de Paneles solares termo-dinámicos

PST instalados verticalmente

Mes	R_{rad}	$R_{conv,f}$	$R_{conv,n}$	$R_{eq}[K/W]$	$Q_{disp(PST=1)}[kW]$
Enero	0.014434	0.096902	0.284292	0.012518	0.6902
Febrero	0.014397	0.092380	0.284607	0.012412	0.6961
Marzo	0.014707	0.090350	0.283913	0.012603	0.6856
Abril	0.015646	0.081858	0.282766	0.013087	0.6602
Mayo	0.016546	0.074031	0.281622	0.013472	0.6413
Junio	0.017473	0.061211	0.280563	0.013541	0.6381
Julio	0.017947	0.059103	0.280101	0.013714	0.6300
Agosto	0.017747	0.059339	0.280299	0.013609	0.6349
Septiembre	0.017373	0.070592	0.280669	0.013888	0.6221
Octubre	0.016645	0.077503	0.281512	0.013650	0.6330
Noviembre	0.015914	0.086605	0.282404	0.013393	0.6451
Diciembre	0.015128	0.083706	0.283377	0.012766	0.6768

TABLA B.36: Resistencia térmica de radiación, convección forzada, convección natural y calor disponible con un PST

Mes	$Q_{disp(PST=1)}[kW]$	$Q_{eva(PST=1)}[kW]$	$m_{r(PST=1)}[kg/s]$	$Q_{cond(PST=1)}[kW]$
Enero	0.6902	0.55216	0.011624	1.081071
Febrero	0.6961	0.55688	0.011724	1.090312
Marzo	0.6856	0.54848	0.011670	1.087624
Abril	0.6602	0.52816	0.011633	1.090057
Mayo	0.6413	0.51304	0.011660	1.098372
Junio	0.6381	0.51048	0.011955	1.132142
Julio	0.6300	0.50400	0.012000	1.138800
Agosto	0.6349	0.50792	0.012008	1.138317
Septiembre	0.6221	0.49768	0.011628	1.100012
Octubre	0.6330	0.50640	0.011535	1.086626
Noviembre	0.6451	0.51608	0.011468	1.076887
Diciembre	0.6768	0.54144	0.011694	1.092235

TABLA B.37: Calor disponible y generado en el condensador por un PST

Mes	$Q_{gen,SRAO}[kW]$	$Q_{cond,EST}[kW]$	$m_r[kg/s]$	$Q_{eva,EST}[kW]$	$W_{cp,i}[kW]$	$W_{cp,r}[kW]$
Enero	1093.0	1366.25	14.691	697.822	-668.441	-835.551
Febrero	1093.0	1366.25	14.691	697.822	-668.441	-835.551
Marzo	1093.0	1366.25	14.659	688.973	-677.246	-846.557
Abril	1093.0	1366.25	14.581	661.977	-704.262	-880.327
Mayo	1093.0	1366.25	14.504	638.176	-728.101	-910.126
Junio	1093.0	1366.25	14.427	616.033	-750.204	-937.755
Julio	1093.0	1366.25	14.397	604.674	-761.601	-952.001
Agosto	1093.0	1366.25	14.412	609.628	-756.630	-945.787
Septiembre	1093.0	1366.25	14.442	618.118	-748.096	-935.120
Octubre	1093.0	1366.25	14.504	636.726	-729.551	-911.939
Noviembre	1093.0	1366.25	14.550	654.750	-711.495	-889.369
Diciembre	1093.0	1366.25	14.628	677.276	-688.979	-861.224

TABLA B.38: Calor generación del SRAO y calor en el condensador y evaporador, flujo másico, potencia compresor ideal y real del EST

Mes	$COP_{ideal,EST}$	$COP_{real,EST}$	N°PST
Enero	2.04	1.64	1264.0
Febrero	2.04	1.64	1253.0
Marzo	2.02	1.61	1256.0
Abril	1.94	1.55	1253.0
Mayo	1.88	1.50	1244.0
Junio	1.82	1.46	1207.0
Julio	1.79	1.44	1200.0
Agosto	1.81	1.44	1200.0
Septiembre	1.83	1.46	1242.0
Octubre	1.87	1.50	1257.0
Noviembre	1.92	1.54	1269.0
Diciembre	1.98	1.59	1251.0

TABLA B.39: COP ideal y real número de Paneles solares termo-dinámicos

B.3.2. Caso 2: Sin radiación, temperatura ambiente mínima y velocidad de viento máxima

Se simula para una necesidad de refrigeración de 1MWR. Q de generación necesario es de 1093 kW.

Mes	$T_{amb}[C]$	$R_g[W/m^2]$	$V_w[m/s]$	$T_{eva}[C]$	$T_r(1)[C]$
Enero	12.55	0	5.48	7.55	7.15
Febrero	12.67	0	5.14	7.67	7.27
Marzo	11.72	0	5.56	6.72	6.32
Abril	9.00	0	5.56	4.00	3.60
Mayo	6.56	0	5.73	1.56	1.16
Junio	4.21	0	6.34	-0.79	-1.19
Julio	3.06	0	6.09	-1.94	-2.34
Agosto	3.54	0	5.68	-1.46	-1.86
Septiembre	4.46	0	5.88	-0.54	-0.94
Octubre	6.30	0	5.61	1.30	0.90
Noviembre	8.26	0	5.82	3.26	2.86
Diciembre	10.48	0	5.79	5.48	5.08

TABLA B.40: Datos ambientales, temperatura de evaporación y del refrigerante en el PST

Mes	$v_c[m^2/s]$	$K[W/mK]$	Pr
Enero	0.000018	0.02458	0.7312
Febrero	0.000018	0.02459	0.7312
Marzo	0.000018	0.02452	0.7314
Abril	0.000018	0.02431	0.7321
Mayo	0.000018	0.02413	0.7327
Junio	0.000017	0.02395	0.7333
Julio	0.000017	0.02387	0.7336
Agosto	0.000017	0.02390	0.7335
Septiembre	0.000017	0.02397	0.7332
Octubre	0.000017	0.02411	0.7328
Noviembre	0.000018	0.02426	0.7323
Diciembre	0.000018	0.02442	0.7317

TABLA B.41: Propiedades del aire

Mes	$T_l[K]$	$\rho_{T_l}[kg/m^3]$	$Cp_{T_l}[J/kgK]$	$\mu_{T_l}[kg/ms]$	$K_{T_l}[W/mK]$	Pr_{T_l}
Enero	283.00	0.9934	1004.0	0.000018	0.02438	0.7319
Febrero	283.12	0.9930	1004.0	0.000018	0.02436	0.7318
Marzo	282.17	0.9963	1004.0	0.000018	0.02432	0.7321
Abril	279.45	1.0060	1004.0	0.000018	0.02411	0.7328
Mayo	277.01	1.0150	1004.0	0.000017	0.02393	0.7334
Junio	274.66	1.0240	1004.0	0.000017	0.02375	0.7340
Julio	273.51	1.0280	1004.0	0.000017	0.02366	0.7343
Agosto	273.99	1.0260	1004.0	0.000017	0.02370	0.7342
Septiembre	274.91	1.0230	1004.0	0.000017	0.02377	0.7339
Octubre	276.75	1.0160	1004.0	0.000017	0.02391	0.7335
Noviembre	278.71	1.0090	1004.0	0.000018	0.02405	0.7330
Diciembre	280.93	1.0010	1004.0	0.000018	0.02422	0.7324

TABLA B.42: Propiedades del aire en la capa límite

Mes	T_1	T_2	T_3	$T_4[^\circ\text{C}]$	P_1	P_2	P_3	$P_4[\text{kPa}]$
Enero	7.15	105.5	95	7.15	376.8	3594	3594	376.8
Febrero	7.27	105.5	95	7.27	378.4	3594	3594	378.4
Marzo	6.32	105.5	95	6.32	366.2	3594	3594	366.2
Abril	3.60	105.8	95	3.60	333.2	3594	3594	333.2
Mayo	1.16	106.1	95	1.16	305.5	3594	3594	305.5
Junio	-1.19	106.3	95	-1.19	280.6	3594	3594	280.6
Julio	-2.34	106.5	95	-2.34	269.0	3594	3594	269.0
Agosto	-1.86	106.4	95	-1.86	273.8	3594	3594	273.8
Septiembre	-0.94	106.3	95	-0.94	283.2	3594	3594	283.2
Octubre	0.90	106.1	95	0.90	302.7	3594	3594	302.7
Noviembre	2.86	105.9	95	2.86	324.6	3594	3594	324.6
Diciembre	5.08	105.7	95	5.08	350.9	3594	3594	350.9

TABLA B.43: Estados termodinámicos del R134a en el EST (1)

h_1	h_2	h_3	$h_4[\text{kJ/kg}]$	s_1	s_2	s_3	$s_4[\text{kJ/kgK}]$	x_1	x_2	x_3	$x_4[\%]$
254.6	300.1	207.1	207.1	0.9277	0.9277	0.6758	0.7582	100	-	0	75.39
254.6	300.1	207.1	207.1	0.9277	0.9277	0.6758	0.7580	100	-	0	75.34
254.1	300.3	207.1	207.1	0.9281	0.9281	0.6758	0.7598	100	-	0	75.71
252.5	300.8	207.1	207.1	0.9295	0.9295	0.6758	0.7651	100	-	0	76.77
251.1	301.3	207.1	207.1	0.9308	0.9308	0.6758	0.7701	100	-	0	77.71
249.8	301.8	207.1	207.1	0.9321	0.9321	0.6758	0.7751	100	-	0	78.59
249.1	302.0	207.1	207.1	0.9327	0.9327	0.6758	0.7775	100	-	0	79.02
249.4	301.9	207.1	207.1	0.9324	0.9324	0.6758	0.7765	100	-	0	78.85
249.9	301.7	207.1	207.1	0.9319	0.9319	0.6758	0.7745	100	-	0	78.50
251.0	301.3	207.1	207.1	0.9309	0.9309	0.6758	0.7706	100	-	0	77.81
252.1	301.0	207.1	207.1	0.9299	0.9299	0.6758	0.7666	100	-	0	77.06
253.4	300.5	207.1	207.1	0.9287	0.9287	0.6758	0.7622	100	-	0	76.20

TABLA B.44: Estados termodinámicos del R134a en el EST (2)

PST instalados horizontalmente (inclinados)

Mes	R_{rad}	$R_{conv,f}$	$R_{conv,n}$	$R_{eq}[K/W]$	$Q_{disp(PST=1)}[kW]$
Enero	0.014434	0.041395	0.286952	0.010318	0.8374
Febrero	0.014397	0.042736	0.287257	0.010380	0.8324
Marzo	0.014707	0.041090	0.286691	0.010436	0.8279
Abril	0.015646	0.041076	0.285947	0.010899	0.7928
Mayo	0.016546	0.040442	0.285165	0.011277	0.7661
Junio	0.017473	0.038437	0.284465	0.011526	0.7496
Julio	0.017947	0.039208	0.284176	0.011800	0.7322
Agosto	0.017747	0.040608	0.284299	0.011836	0.7300
Septiembre	0.017373	0.039916	0.284530	0.011611	0.7441
Octubre	0.016645	0.040869	0.285096	0.011357	0.7608
Noviembre	0.015914	0.040136	0.285703	0.010958	0.7884
Diciembre	0.015128	0.040269	0.286344	0.010590	0.8159

TABLA B.45: Resistencia térmica de radiación, convección forzada, convección natural y calor disponible con un PST

Mes	$Q_{disp(PST=1)}[kW]$	$Q_{eva(PST=1)}[kW]$	$m_{r(PST=1)}[kg/s]$	$Q_{cond(PST=1)}[kW]$
Enero	0.8374	0.66992	0.014104	1.311633
Febrero	0.8324	0.66592	0.014019	1.303801
Marzo	0.8279	0.66232	0.014092	1.313366
Abril	0.7928	0.63424	0.013970	1.308993
Mayo	0.7661	0.61288	0.013929	1.312120
Junio	0.7496	0.59968	0.014044	1.329969
Julio	0.7322	0.58576	0.013947	1.323539
Agosto	0.7300	0.58400	0.013806	1.308823
Septiembre	0.7441	0.59528	0.013908	1.315736
Octubre	0.7608	0.60864	0.013864	1.306011
Noviembre	0.7884	0.63072	0.014016	1.316102
Diciembre	0.8159	0.65272	0.014098	1.316718

TABLA B.46: Calor disponible y generado en el condensador por un PST

Mes	$Q_{gen,SRAO}[kW]$	$Q_{cond,EST}[kW]$	$m_r[kg/s]$	$Q_{eva,EST}[kW]$	$W_{cp,i}[kW]$	$W_{cp,r}[kW]$
Enero	1093.0	1366.25	14.691	697.822	-668.441	-835.551
Febrero	1093.0	1366.25	14.691	697.822	-668.441	-835.551
Marzo	1093.0	1366.25	14.659	688.973	-677.246	-846.557
Abril	1093.0	1366.25	14.581	661.977	-704.262	-880.327
Mayo	1093.0	1366.25	14.504	638.176	-728.101	-910.126
Junio	1093.0	1366.25	14.427	616.033	-750.204	-937.755
Julio	1093.0	1366.25	14.397	604.674	-761.601	-952.001
Agosto	1093.0	1366.25	14.412	609.628	-756.630	-945.787
Septiembre	1093.0	1366.25	14.442	618.118	-748.096	-935.120
Octubre	1093.0	1366.25	14.504	636.726	-729.551	-911.939
Noviembre	1093.0	1366.25	14.550	654.750	-711.495	-889.369
Diciembre	1093.0	1366.25	14.628	677.276	-688.979	-861.224

TABLA B.47: Calor generación del SRAO y calor en el condensador y evaporador, flujo másico, potencia compresor ideal y real del EST

Mes	$COP_{ideal,EST}$	$COP_{real,EST}$	N°PST
Enero	2.04	1.64	1042.0
Febrero	2.04	1.64	1048.0
Marzo	2.02	1.61	1040.0
Abril	1.94	1.55	1044.0
Mayo	1.88	1.50	1041.0
Junio	1.82	1.46	1027.0
Julio	1.79	1.44	1032.0
Agosto	1.81	1.44	1044.0
Septiembre	1.83	1.46	1038.0
Octubre	1.87	1.50	1046.0
Noviembre	1.92	1.54	1038.0
Diciembre	1.98	1.59	1038.0

TABLA B.48: COP ideal y real número de Paneles solares termo-dinámicos

PST instalados verticalmente

Mes	R_{rad}	$R_{conv,f}$	$R_{conv,n}$	$R_{eq}[K/W]$	$Q_{disp(PST=1)}[kW]$
Enero	0.014434	0.041395	0.284292	0.010670	0.8098
Febrero	0.014397	0.042736	0.284607	0.010736	0.8047
Marzo	0.014707	0.041090	0.283913	0.010797	0.8002
Abril	0.015646	0.041076	0.282766	0.011294	0.7650
Mayo	0.016546	0.040442	0.281622	0.011703	0.7383
Junio	0.017473	0.038437	0.280563	0.011972	0.7217
Julio	0.017947	0.039208	0.280101	0.012269	0.7042
Agosto	0.017747	0.040608	0.280299	0.012307	0.7020
Septiembre	0.017373	0.039916	0.280669	0.012064	0.7162
Octubre	0.016645	0.040869	0.281512	0.011789	0.7329
Noviembre	0.015914	0.040136	0.282404	0.011359	0.7606
Diciembre	0.015128	0.040269	0.283377	0.010963	0.7881

TABLA B.49: Resistencia térmica de radiación, convección forzada, convección natural y calor disponible con un PST

Mes	$Q_{disp(PST=1)}[kW]$	$Q_{eva(PST=1)}[kW]$	$m_{r(PST=1)}[kg/s]$	$Q_{cond(PST=1)}[kW]$
Enero	0.8098	0.64784	0.013639	1.268403
Febrero	0.8047	0.64376	0.013553	1.260414
Marzo	0.8002	0.64016	0.013620	1.269424
Abril	0.7650	0.61200	0.013480	1.263093
Mayo	0.7383	0.59064	0.013424	1.264507
Junio	0.7217	0.57736	0.013521	1.280468
Julio	0.7042	0.56336	0.013413	1.272925
Agosto	0.7020	0.56160	0.013277	1.258621
Septiembre	0.7162	0.57296	0.013387	1.266402
Octubre	0.7329	0.58632	0.013356	1.258117
Noviembre	0.7606	0.60848	0.013522	1.269695
Diciembre	0.7881	0.63048	0.013617	1.271854

TABLA B.50: Calor disponible y generado en el condensador por un PST

Mes	$Q_{gen,SRAO}[kW]$	$Q_{cond,EST}[kW]$	$m_r[kg/s]$	$Q_{eva,EST}[kW]$	$W_{cp,i}[kW]$	$W_{cp,r}[kW]$
Enero	1093.0	1366.25	14.691	697.822	-668.441	-835.551
Febrero	1093.0	1366.25	14.691	697.822	-668.441	-835.551
Marzo	1093.0	1366.25	14.659	688.973	-677.246	-846.557
Abril	1093.0	1366.25	14.581	661.977	-704.262	-880.327
Mayo	1093.0	1366.25	14.504	638.176	-728.101	-910.126
Junio	1093.0	1366.25	14.427	616.033	-750.204	-937.755
Julio	1093.0	1366.25	14.397	604.674	-761.601	-952.001
Agosto	1093.0	1366.25	14.412	609.628	-756.630	-945.787
Septiembre	1093.0	1366.25	14.442	618.118	-748.096	-935.120
Octubre	1093.0	1366.25	14.504	636.726	-729.551	-911.939
Noviembre	1093.0	1366.25	14.550	654.750	-711.495	-889.369
Diciembre	1093.0	1366.25	14.628	677.276	-688.979	-861.224

TABLA B.51: Calor generación del SRAO y calor en el condensador y evaporador, flujo másico, potencia compresor ideal y real del EST

Mes	$COP_{ideal,EST}$	$COP_{real,EST}$	N°PST
Enero	2.04	1.64	1077.0
Febrero	2.04	1.64	1084.0
Marzo	2.02	1.61	1076.0
Abril	1.94	1.55	1082.0
Mayo	1.88	1.50	1080.0
Junio	1.82	1.46	1067.0
Julio	1.79	1.44	1073.0
Agosto	1.81	1.44	1086.0
Septiembre	1.83	1.46	1079.0
Octubre	1.87	1.50	1086.0
Noviembre	1.92	1.54	1076.0
Diciembre	1.98	1.59	1074.0

TABLA B.52: COP ideal y real número de Paneles solares termo-dinámicos

B.3.3. Caso 3: Con radiación, temperatura ambiente máxima y velocidad de viento mínima

Mes	$T_{amb}[C]$	$R_g[W/m^2]$	$V_w[m/s]$	$T_{eva}[C]$	$T_r(1)[C]$
Enero	20.33	1067.63	1.00	15.33	14.93
Febrero	19.89	1055.18	1.10	14.89	14.49
Marzo	18.96	1007.70	1.15	13.96	13.56
Abril	15.17	812.48	1.40	10.17	9.77
Mayo	11.36	568.09	1.71	6.36	5.96
Junio	8.45	439.22	2.50	3.45	3.05
Julio	7.15	412.35	2.68	2.15	1.75
Agosto	8.02	495.68	2.66	3.02	2.62
Septiembre	10.54	713.06	1.88	5.54	5.14
Octubre	12.87	834.49	1.56	7.87	7.47
Noviembre	16.15	992.49	1.25	11.15	10.75
Diciembre	18.42	1025.59	1.34	13.42	13.02

TABLA B.53: Datos ambientales, temperatura de evaporación y del refrigerante en el PST

Mes	$v_c[m^2/s]$	$K[W/mK]$	Pr
Enero	0.000019	0.02516	0.7293
Febrero	0.000019	0.02513	0.7294
Marzo	0.000019	0.02506	0.7296
Abril	0.000018	0.02478	0.7305
Mayo	0.000018	0.02449	0.7315
Junio	0.000018	0.02427	0.7322
Julio	0.000018	0.02417	0.7326
Agosto	0.000018	0.02424	0.7323
Septiembre	0.000018	0.02443	0.7317
Octubre	0.000018	0.02460	0.7311
Noviembre	0.000019	0.02485	0.7303
Diciembre	0.000019	0.02502	0.7297

TABLA B.54: Propiedades del aire

Mes	$T_l [K]$	$\rho_{T_l} [kg/m^3]$	$Cp_{T_l} [J/kgK]$	$\mu_{T_l} [kg/ms]$	$K_{T_l} [W/mK]$	Pr_{T_l}
Enero	290.78	0.9668	1004.0	0.000018	0.02496	0.7299
Febrero	290.34	0.9683	1004.0	0.000019	0.02493	0.7300
Marzo	289.41	0.9714	1004.0	0.000018	0.02486	0.7303
Abril	285.62	0.9843	1004.0	0.000018	0.02457	0.7312
Mayo	281.81	0.9976	1004.0	0.000018	0.02429	0.7322
Junio	278.90	1.0080	1004.0	0.000018	0.02407	0.7329
Julio	277.60	1.0130	1004.0	0.000018	0.02397	0.7332
Agosto	278.47	1.0100	1004.0	0.000018	0.02404	0.7330
Septiembre	280.99	1.0010	1004.0	0.000018	0.02423	0.7324
Octubre	283.32	0.9923	1004.0	0.000018	0.02440	0.7318
Noviembre	286.60	0.9809	1004.0	0.000018	0.02465	0.7310
Diciembre	288.87	0.9732	1004.0	0.000018	0.02482	0.7304

TABLA B.55: Propiedades del aire en la capa límite

Mes	T_1	T_2	T_3	$T_4 [C]$	P_1	P_2	P_3	$P_4 [kPa]$
Enero	14.93	104.8	95	14.93	487.6	3594	3594	487.6
Febrero	14.49	104.8	95	14.49	480.7	3594	3594	480.7
Marzo	13.56	104.9	95	13.56	466.5	3594	3594	466.5
Abril	9.77	105.2	95	9.77	411.7	3594	3594	411.7
Mayo	5.96	105.6	95	5.96	361.7	3594	3594	361.7
Junio	3.05	105.9	95	3.05	326.8	3594	3594	326.8
Julio	1.75	106.0	95	1.75	312.0	3594	3594	312.0
Agosto	2.62	105.9	95	2.62	321.9	3594	3594	321.9
Septiembre	5.14	105.7	95	5.14	351.6	3594	3594	351.6
Octubre	7.47	105.4	95	7.47	380.9	3594	3594	380.9
Noviembre	10.75	105.1	95	10.75	425.4	3594	3594	425.4
Diciembre	13.02	105.0	95	13.02	458.4	3594	3594	458.4

TABLA B.56: Estados termodinámicos del R134a en el EST (1)

h_1	h_2	h_3	$h_4 [kJ/kg]$	s_1	s_2	s_3	$s_4 [kJ/kgK]$	x_1	x_2	x_3	$x_4 [\%]$
258.9	298.9	207.1	207.1	0.9243	0.9243	0.6758	0.7444	100	-	0	72.23
258.6	298.9	207.1	207.1	0.9245	0.9245	0.6758	0.7452	100	-	0	72.41
258.1	299.1	207.1	207.1	0.9249	0.9249	0.6758	0.7467	100	-	0	72.80
256.0	299.7	207.1	207.1	0.9265	0.9265	0.6758	0.7534	100	-	0	74.34
253.9	300.4	207.1	207.1	0.9283	0.9283	0.6758	0.7605	100	-	0	75.86
252.2	300.9	207.1	207.1	0.9298	0.9298	0.6758	0.7662	100	-	0	76.99
251.5	301.2	207.1	207.1	0.9304	0.9304	0.6758	0.7689	100	-	0	77.48
252.0	301.0	207.1	207.1	0.9300	0.9300	0.6758	0.7671	100	-	0	77.15
253.4	300.5	207.1	207.1	0.9287	0.9287	0.6758	0.7621	100	-	0	76.18
254.7	300.1	207.1	207.1	0.9276	0.9276	0.6758	0.7576	100	-	0	75.26
256.6	299.5	207.1	207.1	0.9261	0.9261	0.6758	0.7516	100	-	0	73.95
257.8	299.2	207.1	207.1	0.9251	0.9251	0.6758	0.7477	100	-	0	73.02

TABLA B.57: Estados termodinámicos del R134a en el EST (2)

PST instalados horizontalmente (inclinados)

Mes	R_{rad}	$R_{conv,f}$	$R_{conv,n}$	$R_{eq}[K/W]$	$Q_{disp(PST=1)}[kW]$
Enero	0.002725	0.097015	0.289219	0.002626	3.2900
Febrero	0.002756	0.092485	0.291391	0.002651	3.2585
Marzo	0.002869	0.090434	0.288822	0.002754	3.1374
Abril	0.003447	0.081907	0.287787	0.003270	2.6422
Mayo	0.004568	0.074099	0.286598	0.004239	2.0383
Junio	0.005548	0.061251	0.285756	0.004998	1.7286
Julio	0.005841	0.059158	0.285363	0.005219	1.6556
Agosto	0.005137	0.059368	0.285549	0.004651	1.8578
Septiembre	0.003901	0.070325	0.286271	0.003649	2.3679
Octubre	0.003421	0.077610	0.287096	0.003240	2.6669
Noviembre	0.002943	0.086703	0.287990	0.002819	3.0650
Diciembre	0.002837	0.083775	0.288649	0.002719	3.1780

TABLA B.58: Resistencia térmica de radiación, convección forzada, convección natural y calor disponible con un PST

Mes	$Q_{disp(PST=1)}[kW]$	$Q_{eva(PST=1)}[kW]$	$m_{r(PST=1)}[kg/s]$	$Q_{cond(PST=1)}[kW]$
Enero	3.2900	2.63200	0.050811	4.664432
Febrero	3.2585	2.60680	0.050617	4.646684
Marzo	3.1374	2.50992	0.049214	4.527699
Abril	2.6422	2.11376	0.043226	4.002744
Mayo	2.0383	1.63064	0.034843	3.250827
Junio	1.7286	1.38288	0.030663	2.876145
Julio	1.6556	1.32448	0.029831	2.807062
Agosto	1.8578	1.48624	0.033101	3.108195
Septiembre	2.3679	1.89432	0.040914	3.821371
Octubre	2.6669	2.13352	0.044822	4.168432
Noviembre	3.0650	2.45200	0.049535	4.577067
Diciembre	3.1780	2.54240	0.050146	4.618443

TABLA B.59: Calor disponible y generado en el condensador por un PST

Mes	$Q_{gen,SRAO}[kW]$	$Q_{cond,EST}[kW]$	$m_r[kg/s]$	$Q_{eva,EST}[kW]$	$W_{cp,i}[kW]$	$W_{cp,r}[kW]$
Enero	1093.0	1366.25	14.883	770.939	-595.320	-744.150
Febrero	1093.0	1366.25	14.883	766.475	-599.785	-749.731
Marzo	1093.0	1366.25	14.851	757.401	-608.891	-761.114
Abril	1093.0	1366.25	14.754	721.471	-644.750	-805.938
Mayo	1093.0	1366.25	14.644	685.339	-680.946	-851.182
Junio	1093.0	1366.25	14.566	656.927	-709.364	-886.705
Julio	1093.0	1366.25	14.519	644.644	-721.594	-901.993
Agosto	1093.0	1366.25	14.550	653.295	-712.950	-891.188
Septiembre	1093.0	1366.25	14.628	677.276	-688.979	-861.224
Octubre	1093.0	1366.25	14.691	699.292	-666.971	-833.714
Noviembre	1093.0	1366.25	14.786	731.907	-634.319	-792.899
Diciembre	1093.0	1366.25	14.834	752.084	-614.128	-767.660

TABLA B.60: Calor generación del SRAO y calor en el condensador y evaporador, flujo másico, potencia compresor ideal y real del EST

Mes	$COP_{ideal,EST}$	$COP_{real,EST}$	N°PST
Enero	2.29	1.84	293.0
Febrero	2.28	1.82	294.0
Marzo	2.24	1.80	302.0
Abril	2.12	1.70	341.0
Mayo	2.01	1.61	420.0
Junio	1.93	1.54	475.0
Julio	1.89	1.51	487.0
Agosto	1.92	1.53	440.0
Septiembre	1.98	1.59	358.0
Octubre	2.05	1.64	328.0
Noviembre	2.15	1.72	298.0
Diciembre	2.22	1.78	296.0

TABLA B.61: COP ideal y real número de Paneles solares termo-dinámicos

PST instalados verticalmente

Mes	R_{rad}	$R_{conv,f}$	$R_{conv,n}$	$R_{eq}[K/W]$	$Q_{disp(PST=1)}[kW]$
Enero	0.002725	0.097015	0.287669	0.002648	3.2626
Febrero	0.002756	0.092485	0.290029	0.002674	3.2314
Marzo	0.002869	0.090434	0.287080	0.002778	3.1100
Abril	0.003447	0.081907	0.285506	0.003305	2.6146
Mayo	0.004568	0.074099	0.283763	0.004297	2.0106
Junio	0.005548	0.061251	0.282495	0.005080	1.7008
Julio	0.005841	0.059158	0.281906	0.005308	1.6278
Agosto	0.005137	0.059368	0.282219	0.004721	1.8300
Septiembre	0.003901	0.070325	0.283310	0.003692	2.3402
Octubre	0.003421	0.077610	0.284484	0.003274	2.6393
Noviembre	0.002943	0.086703	0.285847	0.002844	3.0375
Diciembre	0.002837	0.083775	0.286831	0.002742	3.1506

TABLA B.62: Resistencia térmica de radiación, convección forzada, convección natural y calor disponible con un PST

Mes	$Q_{disp(PST=1)}[kW]$	$Q_{eva(PST=1)}[kW]$	$m_{r(PST=1)}[kg/s]$	$Q_{cond(PST=1)}[kW]$
Enero	3.2626	2.61008	0.050388	4.625586
Febrero	3.2314	2.58512	0.050197	4.608039
Marzo	3.1100	2.48800	0.048784	4.488157
Abril	2.6146	2.09168	0.042775	3.960932
Mayo	2.0106	1.60848	0.034369	3.206649
Junio	1.7008	1.36064	0.030169	2.829890
Julio	1.6278	1.30224	0.029330	2.759928
Agosto	1.8300	1.46400	0.032606	3.061684
Septiembre	2.3402	1.87216	0.040435	3.776668
Octubre	2.6393	2.11144	0.044358	4.125292
Noviembre	3.0375	2.43000	0.049091	4.536000
Diciembre	3.1506	2.52048	0.049714	4.578623

TABLA B.63: Calor disponible y generado en el condensador por un PST

Mes	$Q_{gen,SRAO}[kW]$	$Q_{cond,EST}[kW]$	$m_r[kg/s]$	$Q_{eva,EST}[kW]$	$W_{cp,i}[kW]$	$W_{cp,r}[kW]$
Enero	1093.0	1366.25	14.883	770.939	-595.320	-744.150
Febrero	1093.0	1366.25	14.883	766.475	-599.785	-749.731
Marzo	1093.0	1366.25	14.851	757.401	-608.891	-761.114
Abril	1093.0	1366.25	14.754	721.471	-644.750	-805.938
Mayo	1093.0	1366.25	14.644	685.339	-680.946	-851.182
Junio	1093.0	1366.25	14.566	656.927	-709.364	-886.705
Julio	1093.0	1366.25	14.519	644.644	-721.594	-901.993
Agosto	1093.0	1366.25	14.550	653.295	-712.950	-891.188
Septiembre	1093.0	1366.25	14.628	677.276	-688.979	-861.224
Octubre	1093.0	1366.25	14.691	699.292	-666.971	-833.714
Noviembre	1093.0	1366.25	14.786	731.907	-634.319	-792.899
Diciembre	1093.0	1366.25	14.834	752.084	-614.128	-767.660

TABLA B.64: Calor generación del SRAO y calor en el condensador y evaporador, flujo másico, potencia compresor ideal y real del EST

Mes	$COP_{ideal,EST}$	$COP_{real,EST}$	N°PST
Enero	2.29	1.84	295.0
Febrero	2.28	1.82	296.0
Marzo	2.24	1.80	304.0
Abril	2.12	1.70	345.0
Mayo	2.01	1.61	426.0
Junio	1.93	1.54	483.0
Julio	1.89	1.51	495.0
Agosto	1.92	1.53	446.0
Septiembre	1.98	1.59	362.0
Octubre	2.05	1.64	331.0
Noviembre	2.15	1.72	301.0
Diciembre	2.22	1.78	298.0

TABLA B.65: COP ideal y real número de Paneles solares termo-dinámicos

B.3.4. Caso 4: Con radiación, temperatura ambiente máxima y velocidad de viento máxima

Mes	$T_{amb}[C]$	$R_g[W/m^2]$	$V_w[m/s]$	$T_{eva}[C]$	$T_r(1)[C]$
Enero	20.33	1067.63	5.48	15.33	14.93
Febrero	19.89	1055.18	5.14	14.89	14.49
Marzo	18.96	1007.70	5.56	13.96	13.56
Abril	15.17	812.48	5.56	10.17	9.77
Mayo	11.36	568.09	5.73	6.36	5.96
Junio	8.45	439.22	6.34	3.45	3.05
Julio	7.15	412.35	6.09	2.15	1.75
Agosto	8.02	495.68	5.68	3.02	2.62
Septiembre	10.54	713.06	5.88	5.54	5.14
Octubre	12.87	834.49	5.61	7.87	7.47
Noviembre	16.15	992.49	5.82	11.15	10.75
Diciembre	18.42	1025.59	5.79	13.42	13.02

TABLA B.66: Datos ambientales, temperatura de evaporación y del refrigerante en el PST

Mes	$v_c[m^2/s]$	$K[W/mK]$	Pr
Enero	0.000019	0.02516	0.7293
Febrero	0.000019	0.02513	0.7294
Marzo	0.000019	0.02506	0.7296
Abril	0.000018	0.02478	0.7305
Mayo	0.000018	0.02449	0.7315
Junio	0.000018	0.02427	0.7322
Julio	0.000018	0.02417	0.7326
Agosto	0.000018	0.02424	0.7323
Septiembre	0.000018	0.02443	0.7317
Octubre	0.000018	0.02460	0.7311
Noviembre	0.000019	0.02485	0.7303
Diciembre	0.000019	0.02502	0.7297

TABLA B.67: Propiedades del aire

Mes	$T_l [K]$	$\rho_{T_l} [kg/m^3]$	$Cp_{T_l} [J/kgK]$	$\mu_{T_l} [kg/ms]$	$K_{T_l} [W/mK]$	Pr_{T_l}
Enero	290.78	0.9668	1004.0	0.000018	0.02496	0.7299
Febrero	290.34	0.9683	1004.0	0.000019	0.02493	0.7300
Marzo	289.41	0.9714	1004.0	0.000018	0.02486	0.7303
Abril	285.62	0.9843	1004.0	0.000018	0.02457	0.7312
Mayo	281.81	0.9976	1004.0	0.000018	0.02429	0.7322
Junio	278.90	1.0080	1004.0	0.000018	0.02407	0.7329
Julio	277.60	1.0130	1004.0	0.000018	0.02397	0.7332
Agosto	278.47	1.0100	1004.0	0.000018	0.02404	0.7330
Septiembre	280.99	1.0010	1004.0	0.000018	0.02423	0.7324
Octubre	283.32	0.9923	1004.0	0.000018	0.02440	0.7318
Noviembre	286.60	0.9809	1004.0	0.000018	0.02465	0.7310
Diciembre	288.87	0.9732	1004.0	0.000018	0.02482	0.7304

TABLA B.68: Propiedades del aire en la capa límite

Mes	T_1	T_2	T_3	$T_4 [C]$	P_1	P_2	P_3	$P_4 [kPa]$
Enero	14.93	104.8	95	14.93	487.6	3594	3594	487.6
Febrero	14.49	104.8	95	14.49	480.7	3594	3594	480.7
Marzo	13.56	104.9	95	13.56	466.5	3594	3594	466.5
Abril	9.77	105.2	95	9.77	411.7	3594	3594	411.7
Mayo	5.96	105.6	95	5.96	361.7	3594	3594	361.7
Junio	3.05	105.9	95	3.05	326.8	3594	3594	326.8
Julio	1.75	106.0	95	1.75	312.0	3594	3594	312.0
Agosto	2.62	105.9	95	2.62	321.9	3594	3594	321.9
Septiembre	5.14	105.7	95	5.14	351.6	3594	3594	351.6
Octubre	7.47	105.4	95	7.47	380.9	3594	3594	380.9
Noviembre	10.75	105.1	95	10.75	425.4	3594	3594	425.4
Diciembre	13.02	105.0	95	13.02	458.4	3594	3594	458.4

TABLA B.69: Estados termodinámicos del R134a en el EST (1)

h_1	h_2	h_3	$h_4 [kJ/kg]$	s_1	s_2	s_3	$s_4 [kJ/kgK]$	x_1	x_2	x_3	$x_4 [\%]$
258.9	298.9	207.1	207.1	0.9243	0.9243	0.6758	0.7444	100	-	0	72.23
258.6	298.9	207.1	207.1	0.9245	0.9245	0.6758	0.7452	100	-	0	72.41
258.1	299.1	207.1	207.1	0.9249	0.9249	0.6758	0.7467	100	-	0	72.80
256.0	299.7	207.1	207.1	0.9265	0.9265	0.6758	0.7534	100	-	0	74.34
253.9	300.4	207.1	207.1	0.9283	0.9283	0.6758	0.7605	100	-	0	75.86
252.2	300.9	207.1	207.1	0.9298	0.9298	0.6758	0.7662	100	-	0	76.99
251.5	301.2	207.1	207.1	0.9304	0.9304	0.6758	0.7689	100	-	0	77.48
252.0	301.0	207.1	207.1	0.9300	0.9300	0.6758	0.7671	100	-	0	77.15
253.4	300.5	207.1	207.1	0.9287	0.9287	0.6758	0.7621	100	-	0	76.18
254.7	300.1	207.1	207.1	0.9276	0.9276	0.6758	0.7576	100	-	0	75.26
256.6	299.5	207.1	207.1	0.9261	0.9261	0.6758	0.7516	100	-	0	73.95
257.8	299.2	207.1	207.1	0.9251	0.9251	0.6758	0.7477	100	-	0	73.02

TABLA B.70: Estados termodinámicos del R134a en el EST (2)

PST instalados horizontalmente (inclinados)

Mes	R_{rad}	$R_{conv,f}$	$R_{conv,n}$	$R_{eq}[K/W]$	$Q_{disp(PST=1)}[kW]$
Enero	0.002725	0.041443	0.289219	0.002534	3.4094
Febrero	0.002756	0.042785	0.291391	0.002566	3.3671
Marzo	0.002869	0.041129	0.288822	0.002657	3.2519
Abril	0.003447	0.041101	0.287787	0.003145	2.7469
Mayo	0.004568	0.040479	0.286598	0.004047	2.1351
Junio	0.005548	0.038463	0.285756	0.004768	1.8122
Julio	0.005841	0.039244	0.285363	0.004995	1.7298
Agosto	0.005137	0.040627	0.285549	0.004488	1.9250
Septiembre	0.003901	0.039765	0.286271	0.003509	2.4623
Octubre	0.003421	0.040926	0.287096	0.003123	2.7667
Noviembre	0.002943	0.040182	0.287990	0.002717	3.1804
Diciembre	0.002837	0.040302	0.288649	0.002627	3.2893

TABLA B.71: Resistencia térmica de radiación, convección forzada, convección natural y calor disponible con un PST

Mes	$Q_{disp(PST=1)}[kW]$	$Q_{eva(PST=1)}[kW]$	$m_{r(PST=1)}[kg/s]$	$Q_{cond(PST=1)}[kW]$
Enero	3.4094	2.72752	0.052655	4.833713
Febrero	3.3671	2.69368	0.052304	4.801550
Marzo	3.2519	2.60152	0.051010	4.692938
Abril	2.7469	2.19752	0.044939	4.161357
Mayo	2.1351	1.70808	0.036497	3.405211
Junio	1.8122	1.44976	0.032145	3.015244
Julio	1.7298	1.38384	0.031168	2.932868
Agosto	1.9250	1.54000	0.034298	3.220624
Septiembre	2.4623	1.96984	0.042545	3.973716
Octubre	2.7667	2.21336	0.046499	4.324422
Noviembre	3.1804	2.54432	0.051400	4.749397
Diciembre	3.2893	2.63144	0.051902	4.780190

TABLA B.72: Calor disponible y generado en el condensador por un PST

Mes	$Q_{gen,SRAO} [kW]$	$Q_{cond,EST} [kW]$	$m_r [kg/s]$	$Q_{eva,EST} [kW]$	$W_{cp,i} [kW]$	$W_{cp,r} [kW]$
Enero	1093.0	1366.25	14.883	770.939	-595.320	-744.150
Febrero	1093.0	1366.25	14.883	766.475	-599.785	-749.731
Marzo	1093.0	1366.25	14.851	757.401	-608.891	-761.114
Abril	1093.0	1366.25	14.754	721.471	-644.750	-805.938
Mayo	1093.0	1366.25	14.644	685.339	-680.946	-851.182
Junio	1093.0	1366.25	14.566	656.927	-709.364	-886.705
Julio	1093.0	1366.25	14.519	644.644	-721.594	-901.993
Agosto	1093.0	1366.25	14.550	653.295	-712.950	-891.188
Septiembre	1093.0	1366.25	14.628	677.276	-688.979	-861.224
Octubre	1093.0	1366.25	14.691	699.292	-666.971	-833.714
Noviembre	1093.0	1366.25	14.786	731.907	-634.319	-792.899
Diciembre	1093.0	1366.25	14.834	752.084	-614.128	-767.660

TABLA B.73: Calor generación del SRAO y calor en el condensador y evaporador, flujo másico, potencia compresor ideal y real del EST

Mes	$COP_{ideal,EST}$	$COP_{real,EST}$	N°PST
Enero	2.29	1.84	283.0
Febrero	2.28	1.82	285.0
Marzo	2.24	1.80	291.0
Abril	2.12	1.70	328.0
Mayo	2.01	1.61	401.0
Junio	1.93	1.54	453.0
Julio	1.89	1.51	466.0
Agosto	1.92	1.53	424.0
Septiembre	1.98	1.59	344.0
Octubre	2.05	1.64	316.0
Noviembre	2.15	1.72	288.0
Diciembre	2.22	1.78	286.0

TABLA B.74: COP ideal y real número de Paneles solares termo-dinámicos

PST instalados verticalmente

Mes	R_{rad}	$R_{conv,f}$	$R_{conv,n}$	$R_{eq}[K/W]$	$Q_{disp}(PST=1)[kW]$
Enero	0.002725	0.041443	0.287669	0.002555	3.3820
Febrero	0.002756	0.042785	0.290029	0.002587	3.3399
Marzo	0.002869	0.041129	0.287080	0.002679	3.2245
Abril	0.003447	0.041101	0.285506	0.003177	2.7193
Mayo	0.004568	0.040479	0.283763	0.004100	2.1074
Junio	0.005548	0.038463	0.282495	0.004842	1.7844
Julio	0.005841	0.039244	0.281906	0.005077	1.7019
Agosto	0.005137	0.040627	0.282219	0.004554	1.8971
Septiembre	0.003901	0.039765	0.283310	0.003549	2.4346
Octubre	0.003421	0.040926	0.284484	0.003154	2.7391
Noviembre	0.002943	0.040182	0.285847	0.002740	3.1529
Diciembre	0.002837	0.040302	0.286831	0.002649	3.2618

TABLA B.75: Caption

Mes	$Q_{disp}(PST=1)[kW]$	$Q_{eva}(PST=1)[kW]$	$m_r(PST=1)[kg/s]$	$Q_{cond}(PST=1)[kW]$
Enero	3.3820	2.70560	0.052232	4.794866
Febrero	3.3399	2.67192	0.051882	4.762762
Marzo	3.2245	2.57960	0.050580	4.653396
Abril	2.7193	2.17544	0.044488	4.119545
Mayo	2.1074	1.68592	0.036024	3.361033
Junio	1.7844	1.42752	0.031652	2.968988
Julio	1.7019	1.36152	0.030665	2.885564
Agosto	1.8971	1.51768	0.033801	3.173945
Septiembre	2.4346	1.94768	0.042067	3.929013
Octubre	2.7391	2.19128	0.046035	4.281282
Noviembre	3.1529	2.52232	0.050956	4.708331
Diciembre	3.2618	2.60944	0.051468	4.740225

TABLA B.76: Calor disponible y generado en el condensador por un PST

Mes	$Q_{gen,SRAO}[kW]$	$Q_{cond,EST}[kW]$	$m_r[kg/s]$	$Q_{eva,EST}[kW]$	$W_{cp,i}[kW]$	$W_{cp,r}[kW]$
Enero	1093.0	1366.25	14.883	770.939	-595.320	-744.150
Febrero	1093.0	1366.25	14.883	766.475	-599.785	-749.731
Marzo	1093.0	1366.25	14.851	757.401	-608.891	-761.114
Abril	1093.0	1366.25	14.754	721.471	-644.750	-805.938
Mayo	1093.0	1366.25	14.644	685.339	-680.946	-851.182
Junio	1093.0	1366.25	14.566	656.927	-709.364	-886.705
Julio	1093.0	1366.25	14.519	644.644	-721.594	-901.993
Agosto	1093.0	1366.25	14.550	653.295	-712.950	-891.188
Septiembre	1093.0	1366.25	14.628	677.276	-688.979	-861.224
Octubre	1093.0	1366.25	14.691	699.292	-666.971	-833.714
Noviembre	1093.0	1366.25	14.786	731.907	-634.319	-792.899
Diciembre	1093.0	1366.25	14.834	752.084	-614.128	-767.660

TABLA B.77: Calor generación del SRAO y calor en el condensador y evaporador, flujo másico, potencia compresor ideal y real del EST

Mes	$COP_{ideal,EST}$	$COP_{real,EST}$	N°PST
Enero	2.29	1.84	285.0
Febrero	2.28	1.82	287.0
Marzo	2.24	1.80	294.0
Abril	2.12	1.70	332.0
Mayo	2.01	1.61	406.0
Junio	1.93	1.54	460.0
Julio	1.89	1.51	473.0
Agosto	1.92	1.53	430.0
Septiembre	1.98	1.59	348.0
Octubre	2.05	1.64	319.0
Noviembre	2.15	1.72	290.0
Diciembre	2.22	1.78	288.0

TABLA B.78: COP ideal y real número de Paneles solares termo-dinámicos