



UNIVERSIDAD
DE LA REPUBLICA
URUGUAY



Refrigeración mediante sistemas activados con energía solar térmica

Caso de estudio aplicado a Uruguay

Ing. Rafael Lavagna Preziosi

Programa de Posgrado en Ingeniería de la Energía
Facultad de Ingeniería
Universidad de la República

Montevideo – Uruguay
Marzo de 2023



UNIVERSIDAD
DE LA REPUBLICA
URUGUAY



Refrigeración mediante sistemas activados con energía solar térmica

Caso de estudio aplicado a Uruguay

Ing. Rafael Lavagna Preziosi

Tesis de Maestría presentada al Programa de Posgrado en Ingeniería de la Energía, Facultad de Ingeniería de la Universidad de la República, como parte de los requisitos necesarios para la obtención del título de Magíster en Ingeniería de la Energía.

Director:

Dr. Prof. Italo Bove

Montevideo – Uruguay

Marzo de 2023

Lavagna Preziosi, Ing. Rafael

Refrigeración mediante sistemas activados con energía solar térmica / Ing. Rafael Lavagna Preziosi. - Montevideo: Universidad de la República, Facultad de Ingeniería, 2023. XVI, 96 p.: il.; 29,7cm.

Director:

Italo Bove

Tesis de Maestría – Universidad de la República, Programa en Ingeniería de la Energía, 2023.

Referencias bibliográficas: p. 90 – 96.

1. Refrigeración solar, 2. Energía solar térmica, 3. Uruguay, 4. Chiller absorción. I. Bove, Italo, . II. Universidad de la República, Programa de Posgrado en Ingeniería de la Energía. III. Título.

INTEGRANTES DEL TRIBUNAL DE DEFENSA DE TESIS

Dr. Ing. Prof. Rodrigo Alonso-Suárez

Dr. Ing. Prof. Pedro Galione

Dr. Ing. Inv. Wilfrido Rivera Gómez-Franco

Montevideo – Uruguay

Marzo de 2023

Al abuelo Beto

Agradecimientos

A Mariana, por estar siempre.

A Italo, por la guía y por el apoyo.

A la Universidad de la República, por la posibilidad de hacer esta maestría.

RESUMEN

Esta tesis presenta un estudio sobre refrigeración solar, en particular, sobre los sistemas activados mediante energía solar térmica. En la primera parte del trabajo se resume el resultado de la revisión bibliográfica donde se describen las diferentes tecnologías existentes y su estado de desarrollo e investigación actual. En la parte central de la tesis, se desarrolló un caso de estudio para una aplicación concreta utilizando datos locales. Este caso de estudio se estructuró de la siguiente manera: primeramente, utilizando como referencia un artículo donde se detallan las ecuaciones termodinámicas que modelan el comportamiento de un sistema de refrigeración solar térmica, se las reprodujo utilizando el software estadístico R para construir un modelo propio. El sistema considerado es de los denominados *en cascada*, compuesto por un ciclo con un chiller de absorción vinculado a uno convencional de vapor-compresión mediante un intercambiador de calor que funciona como evaporador en el primero y como condensador en el segundo. A continuación, se recopilaron los datos y estudios estadísticos existentes de forma de tener un panorama sobre el consumo energético para refrigeración a nivel nacional. Esto permitió identificar aquellos subsectores de actividad en los cuales éste tiene mayor relevancia. Con el modelo termodinámico construido y validado previamente, se utilizó el año meteorológico típico uruguayo para aplicaciones de energía solar de forma de evaluar su desempeño para las condiciones climáticas locales en los departamentos de Montevideo y de Salto. Finalmente, para completar el trabajo se realizó una evaluación de la viabilidad económica de la instalación del sistema considerado para las condiciones económicas vigentes (tasas, precios, etc.) al momento de realizar este trabajo.

Palabras claves:

Refrigeración solar, Energía solar térmica, Uruguay, Chiller absorción.

ABSTRACT

In this thesis, a study about solar-thermal-assisted refrigeration systems is presented. In the first part of the work, the result of the bibliography review is summarised where different existing technologies are described as well as its development and investigation current status. The fundamental part of this thesis is the development of a case-study which was elaborated using local data. This case-study was built as follows: firstly, a reference paper was selected in which the equations of the thermodynamic model of a solar-assisted refrigeration system were detailed to build our own model using the statistical software R. The selected system is a cascade one, composed of a refrigeration cycle with an absorption chiller interconnected with a conventional vapor-compression one through a heat exchanger that works as an evaporator in the absorption cycle and as a condenser in the conventional one. In the following stage of the study, existent data, statistics and studies were gathered in order to obtain a general picture of how energy for refrigeration purposes is consumed in Uruguay; this enabled the identification of those activity sectors in which that consumption is most relevant. Using the previously tested and validated thermodynamic model, Uruguay's typical meteorological year for solar energy applications was used as input data to evaluate the performance of the modelled system for Uruguay in two different cities: Montevideo and Salto. Finally, the study was completed with an economic assessment of the system installation, considering the current values of electricity prices, equipment costs, discounts rates, etc. in order to evaluate its feasibility.

Keywords:

Solar refrigeration, Solar thermal energy, Uruguay, Absorption chiller.

Lista de figuras

1.1	Evolución de sistemas de refrigeración solar (59)	2
1.2	Publicaciones por año de sistemas de refrigeración solar. 2022 solamente contempla el mes de enero. (3)	3
2.1	Esquema de un sistema de refrigeración solar fotovoltaico para acondicionamiento térmico (40)	6
2.2	Composición del mercado de sistemas de refrigeración solar térmica por tecnología (34)	9
2.3	Esquema de un sistema de acondicionamiento térmico con des- humidificación desecante y enfriamiento evaporativo (39)	10
2.4	Esquema de un sistema con deshumidificación desecante con regeneración solar y calentamiento auxiliar (35)	11
2.5	Funcionamiento de un eyector (12)	13
2.6	Sistema estándar de refrigeración con un eyector (12)	14
2.7	Sistema de refrigeración solar mediante adsorción (4)	15
2.8	Colector solar con lecho adsorbente integrado (4)	16
2.9	Diagrama del ciclo básico de adsorción (49)	17
2.10	Diagrama del ciclo básico de absorción (51)	20
2.11	Sistema de absorción con intercambiador de solución y pre- enfriador (36)	22
2.12	Sistema de absorción con operación continua (49)	23
2.13	Sistema de absorción con operación intermitente (49)	23
2.14	COPs típicos para chillers de absorción de simple, doble y triple efecto ($LiBr - H_2O$) en función de la temperatura de activación (51)	26
2.15	Esquema de chiller de absorción doble efecto (30)	26
2.16	Configuración de Sistema de refrigeración solar con chiller de absorción (51)	27

2.17	Esquema de sistema de refrigeración por cascada: Compresión-Absorción simple efecto (15)	32
2.18	Sistema de refrigeración por cascada utilizando energía solar térmica: Compresión-Absorción simple efecto (11)	33
3.1	Sistema de compresión mecánica (11)	39
3.2	Chiller de absorción (11)	40
3.3	Producción de refrigeración diaria, comparación modelo - referencia, Temp. de condensación 40 °C.	50
3.4	COP del sistema, comparación modelo - referencia, Temp. de condensación 40 °C.	51
3.5	Ahorro de energía eléctrica del sistema completo contra un sistema de compresión mecánica para la temperatura óptima de generación, comparación modelo - referencia, Temperatura de condensación 40 °C.	52
4.1	Picos de demanda eléctrica: Evolución invierno y verano. Elaboración propia en base datos de UTE.	56
4.2	Temperatura óptima de generación por mes para Montevideo y Salto para todas las temperaturas de evaporación estudiadas. Temperatura de condensación 40 °C.	61
4.3	Producción de refrigeración diaria y COP del sistema en función de la temperatura de generación para el mes de enero para todas las temperaturas de evaporación estudiadas. Temperatura de condensación 40 °C.	63
4.4	Producción de refrigeración diaria y COP del sistema en función de la temperatura de generación para el mes de julio para todas las temperaturas de evaporación estudiadas. Temperatura de condensación 40 °C.	64
4.5	Recurso solar disponible diario promedio para cada mes en el plano de colectores (35 grados de inclinación) para Montevideo y Salto.	65
4.6	Producción de refrigeración y consumo de electricidad diarios promedio por mes del sistema para una temperatura de evaporación de 0 °C y una de condensación de 40 °C. Comparación Montevideo Salto.	65

4.7	Producción de refrigeración y consumo de electricidad diarios promedio por mes del sistema para una temperatura de evaporación de $-5\text{ }^{\circ}\text{C}$ y una de condensación de $40\text{ }^{\circ}\text{C}$. Comparación Montevideo Salto.	66
4.8	Producción de refrigeración y consumo de electricidad diarios promedio por mes del sistema para una temperatura de evaporación de $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$ y una de condensación de $40\text{ }^{\circ}\text{C}$. Comparación Montevideo Salto.	66
4.9	Producción de refrigeración y consumo de electricidad diarios promedio por mes del sistema para una temperatura de evaporación de $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$ y una de condensación de $40\text{ }^{\circ}\text{C}$. Comparación Montevideo Salto.	67
4.10	Producción de refrigeración y consumo de electricidad diarios promedio por mes del sistema para una temperatura de evaporación de $-30\text{ }^{\circ}\text{C}$ y una de condensación de $40\text{ }^{\circ}\text{C}$. Comparación Montevideo Salto.	67
4.11	Recurso solar disponible total por mes determinado con datos horarios. Comparación Montevideo Salto.	69
4.12	Producción de refrigeración diaria calculada con datos horarios para una temperatura de evaporación de $-5\text{ }^{\circ}\text{C}$. Comparación Montevideo Salto. Temperatura de condensación $40\text{ }^{\circ}\text{C}$	70
4.13	Producción de refrigeración diaria calculada con datos horarios para una temperatura de evaporación de $-30\text{ }^{\circ}\text{C}$. Comparación Montevideo Salto. Temperatura de condensación $40\text{ }^{\circ}\text{C}$	70
4.14	Producción de refrigeración y consumo eléctrico mensual determinado mediante datos horarios para una temperatura de evaporación de $-5\text{ }^{\circ}\text{C}$ y una de condensación de $40\text{ }^{\circ}\text{C}$. Comparación Montevideo Salto.	71
4.15	Producción de refrigeración y consumo eléctrico mensual determinado mediante datos horarios para una temperatura de evaporación de $-30\text{ }^{\circ}\text{C}$ y una de condensación de $40\text{ }^{\circ}\text{C}$. Comparación Montevideo Salto.	72
4.16	COP mensual promedio calculado mediante datos horarios para una temperatura de evaporación de $-5\text{ }^{\circ}\text{C}$ y una de condensación de $40\text{ }^{\circ}\text{C}$. Comparación Montevideo Salto.	72

4.17	COP mensual promedio calculado mediante datos horarios para una temperatura de evaporación de $-30\text{ }^{\circ}\text{C}$ y una de condensación de $40\text{ }^{\circ}\text{C}$. Comparación Montevideo Salto.	73
4.18	Distribución acumulativa de la potencia instantánea del chiller de absorción determinada mediante datos horarios para una temperatura de evaporación de $-5\text{ }^{\circ}\text{C}$ y una de condensación de $40\text{ }^{\circ}\text{C}$. Comparación Montevideo Salto.	73
4.19	Distribución acumulativa de la potencia instantánea del chiller de absorción determinada mediante datos horarios para una temperatura de evaporación de $-30\text{ }^{\circ}\text{C}$ y una de condensación de $40\text{ }^{\circ}\text{C}$. Comparación Montevideo Salto.	74
4.20	Producción de refrigeración mensual. Comparación entre los 3 métodos estudiados para una temperatura de evaporación de $0\text{ }^{\circ}\text{C}$ y una de condensación de $40\text{ }^{\circ}\text{C}$. Comparación Montevideo Salto.	75
4.21	Producción de refrigeración mensual. Comparación entre los 3 métodos estudiados para una temperatura de evaporación de $-5\text{ }^{\circ}\text{C}$ y una de condensación de $40\text{ }^{\circ}\text{C}$. Comparación Montevideo Salto.	76
4.22	Producción de refrigeración mensual. Comparación entre los 3 métodos estudiados para una temperatura de evaporación de $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$ y una de condensación de $40\text{ }^{\circ}\text{C}$. Comparación Montevideo Salto.	76
4.23	Producción de refrigeración mensual. Comparación entre los 3 métodos estudiados para una temperatura de evaporación de $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$ y una de condensación de $40\text{ }^{\circ}\text{C}$. Comparación Montevideo Salto.	77
4.24	Producción de refrigeración mensual. Comparación entre los 3 métodos estudiados para una temperatura de evaporación de $-30\text{ }^{\circ}\text{C}$ y una de condensación de $40\text{ }^{\circ}\text{C}$. Comparación Montevideo Salto.	77
4.25	Producción de refrigeración anual. Comparación entre los 3 métodos estudiados para una temperatura de condensación de $40\text{ }^{\circ}\text{C}$. Comparación Montevideo Salto.	78

4.26	Valor actual neto (VAN) en función del costo de instalación del equipamiento expresado como porcentaje de su valor. Comparación Montevideo Salto.	84
4.27	Tasa interna de retorno (TIR) en función del costo de instalación del equipamiento expresado como porcentaje de su valor. Comparación Montevideo Salto.	84
4.28	Repago simple (años) en función del costo de instalación del equipamiento expresado como porcentaje de su valor. Comparación Montevideo Salto.	85

Lista de tablas

2.1	Instalaciones de refrigeración solar con chillers de absorción: Características y parámetros de operación (51)	30
3.1	Parámetros de operación del sistema. Referencias: (11), (13) . . .	45
3.2	Validación del modelo sistema en cascada. Resultados	46
3.3	Propiedades termodinámicas de solución de $LiBr - H_2O$	46
3.4	Parámetros constantes del sistema. Referencia (11)	47
3.5	Validación del modelo, sistema completo ($T_c = 40$ °C). Resultados	48
4.1	Parámetros constantes del sistema	60
4.2	Resultados utilizando promedios mensuales de AMTUes diarios. Enero, Temp evaporación = -5 °C	68
4.3	Días «típicos» del mes para Montevideo y Salto	75
4.4	Costos específicos equipamiento	79
4.5	Parámetros para evaluación económica	82
4.6	Indicadores evaluación económica Salto	82
4.7	Indicadores evaluación económica Montevideo	83

Tabla de contenidos

Lista de figuras	IX
Lista de tablas	XIV
1 Introducción	1
2 Sistemas de refrigeración solar	5
2.1 Sistemas de refrigeración solar activados eléctricamente	5
2.2 Sistemas de refrigeración solar activados térmicamente	7
2.2.1 Sistemas de refrigeración con desecantes	9
2.2.2 Sistemas de refrigeración con eyector	12
2.2.3 Sistemas de refrigeración mediante chillers de adsorción .	14
2.2.4 Sistemas de refrigeración solar mediante chillers de ab- sorción	19
3 Caso de Estudio - Implementación y validación del modelo	34
3.1 Funcionamiento del sistema	34
3.1.1 Sistema de colectores solares	35
3.1.2 Sistema de acumulación térmica	36
3.1.3 Sistema de compresión mecánica	38
3.1.4 Chiller de absorción	40
3.1.5 Otras consideraciones del sistema	43
3.1.6 Índices de performance del sistema	44
3.2 Validación del modelo	44
3.2.1 Validación del sistema en cascada	45
3.2.2 Validación del modelo completo	47
4 Aplicación a Uruguay	53
4.1 Refrigeración en Uruguay	53

4.2	Aplicación del modelo a Uruguay	57
4.2.1	Cálculo mediante promedios mensuales de AMTUs diarios	61
4.2.2	Cálculo utilizando AMTUs horarios	69
4.2.3	Cálculo mediante días «típicos» del mes	74
4.2.4	Evaluación económica	78
5	Conclusiones	87
	Referencias bibliográficas	90

Capítulo 1

Introducción

La demanda de energía para refrigeración a nivel global ha crecido de manera sostenida en los últimos años; solamente considerando los sectores residencial y comercial, se ha más que triplicado entre 1990 y 2016, según el reporte de la Agencia Internacional de Energía (IEA) sobre el futuro de la refrigeración publicado en 2018 (31). Los sistemas de refrigeración, compuestos casi exclusivamente por compresores mecánicos alimentados por energía eléctrica, tienen un consumo anual estimado por el informe de 2.000 TWh, lo que significa el 8 % aproximadamente del consumo mundial total de energía eléctrica y el 20 % de la consumida por los sectores residencial y comercial. A esto se debe agregar la demanda de refrigeración del sector industrial, tanto para acondicionamiento térmico como para procesos, la cual no está cuantificada en esos guarismos.

El crecimiento económico y demográfico de las partes más cálidas del planeta hacen que el aumento de esta demanda se acelere aún más, hecho que se ve reforzado por el calentamiento global (37). En el escenario base planteado en el citado informe de la IEA se estima que la demanda de electricidad para refrigeración de ambientes en los sectores residencial y comercial podría alcanzar los 6.200 TWh anuales a 2050.

La energía consumida no es el único inconveniente relacionado con la refrigeración, sino que ésta también tiene efectos sobre todo el sistema eléctrico, aumentando los picos de demanda y la exigencia sobre las líneas de transmisión y distribución. Picos muy elevados de demanda pueden redundar en cortes de suministro o en la necesidad de recurrir al uso de centrales térmicas alimentadas por combustibles fósiles para cubrirlos, con sus correspondientes emisiones de gases de efecto invernadero. Es de destacar la retroalimentación

entre las actividades descritas: la demanda de refrigeración crece (entre otros factores) por efecto del cambio climático lo cuál requiere mayor consumo de energía y de refrigerantes (que también generan emisiones de gases de efecto invernadero) lo cuál impacta en el calentamiento global. En este contexto es de sumo interés evaluar formas alternativas de abastecer la creciente demanda de refrigeración atendiendo los problemas enumerados, y una de ellas son los sistemas de refrigeración solar.

Los sistemas de refrigeración solar son una alternativa a los sistemas convencionales de refrigeración por compresión mecánica, los cuales como ya fue comentado, son altamente intensivos en consumo de energía eléctrica. Una de las grandes ventajas de la utilización de estos sistemas es que la disponibilidad del recurso (radiación solar) es mayor en los momentos en que la demanda de refrigeración también lo es. Si bien en los últimos años el interés en energía solar ha estado mayoritariamente puesto en las tecnologías fotovoltaicas, la energía solar térmica también ha venido desarrollándose - aunque a un menor ritmo - principalmente para el calentamiento de agua. En cuanto a sistemas de refrigeración solar específicamente, en la figura 1.1 se puede apreciar el avance que ha tenido la tecnología en los últimos años a nivel mundial, destacando que si bien el número de instalaciones es todavía modesto, crece año a año.



Figura 1.1: Evolución de sistemas de refrigeración solar (59)

Los sistemas de refrigeración que utilizan energía solar pueden ser tanto activados eléctricamente como térmicamente. En los primeros, paneles fotovoltaicos convierten la radiación solar en energía eléctrica para alimentar un

sistema convencional de vapor-compresión. En los segundos, colectores solares convierten la energía solar en energía térmica en forma de calor que es utilizado para activar alguno de los sistemas de refrigeración que se detallarán en el capítulo 2 para enfriar algún fluido o una corriente de aire.

El creciente interés en investigar sobre esta temática se puede ver en la figura 1.2 donde Al-Yasiri et al. (3) muestran el número anual de publicaciones que la abordan desagregadas por tipo de tecnología.

En cuanto a estudios sobre esta temática en Uruguay, lo único que se encontró en búsquedas en internet fue un trabajo del ingeniero Juan Andrés Míguez titulado *Energía solar térmica para refrigeración* donde se estudia la climatización de una vivienda utilizando colectores de tubos evacuados y un chiller de absorción para refrigeración en verano por una parte y considerando además calentamiento en invierno por otra (45). Dicho trabajo fue elaborado en noviembre de 2010 con motivo de la aprobación del curso de posgrado *Fundamentos de energía solar térmica* de la Facultad de Ingeniería, UdelaR. La escasez detectada de trabajos sobre el tema de estudio a nivel local motivaron, en parte, la decisión de seleccionarlo para este trabajo de tesis, de manera de profundizar la información disponible sobre el mismo.

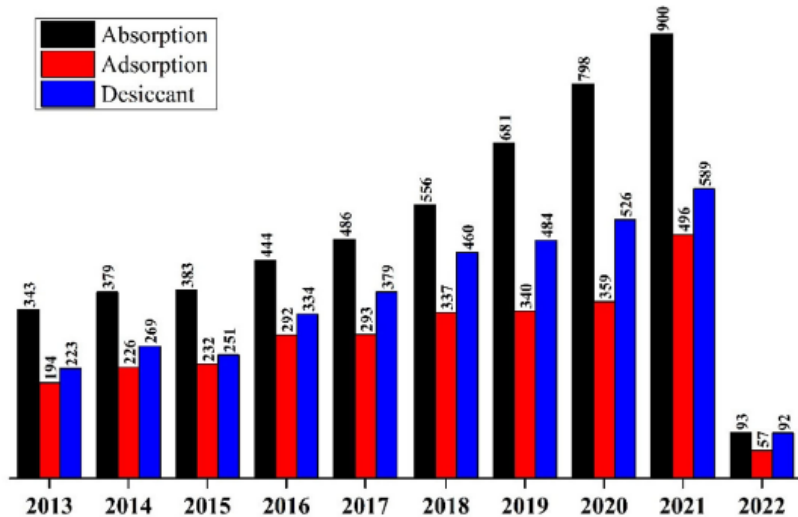


Figura 1.2: Publicaciones por año de sistemas de refrigeración solar. 2022 solamente contempla el mes de enero. (3)

El presente trabajo está organizado de la siguiente manera: en el capítulo 2 se realiza una revisión bibliográfica exploratoria sobre el estado del arte de esta tecnología. En los capítulos 3 y 4 se desarrolla la parte central del trabajo. En

el primero de ellos se selecciona un artículo de referencia en el cual Bellos et al. (11) modelan un sistema de refrigeración solar y evalúan su desempeño para las condiciones meteorológicas de Atenas, Grecia. Éste se reproduce en el software estadístico **R** (R) para comparar los resultados, logrando obtener un modelo termodinámico validado. En el segundo se describe cuál es la situación actual de la refrigeración en el Uruguay de acuerdo a los datos disponibles para, a continuación, evaluar el desempeño en el país del modelo construido y validado en el capítulo 3. Para esto, se utilizan los datos del año meteorológico típico para aplicaciones de energía solar desarrollado por Alonso-Suárez et al. (5) para dos departamentos: Montevideo y Salto. Finalmente, para los resultados obtenidos se realiza una evaluación de su viabilidad económica bajo diversos criterios.

Capítulo 2

Sistemas de refrigeración solar

En este capítulo se describen los diversos sistemas de refrigeración solar existentes, tanto los activados eléctrica como térmicamente. En el caso de los segundos, se presenta una descripción de cada una de las cuatro tecnologías más relevantes, con especial énfasis en los chillers de absorción, dado que, como se verá en profundidad más adelante, son actualmente los que se encuentran en un nivel de desarrollo mayor.

2.1. Sistemas de refrigeración solar activados eléctricamente

Los sistemas más comunes de este tipo se basan en la utilización de paneles fotovoltaicos para generar energía eléctrica, que luego es utilizada para alimentar un sistema de refrigeración convencional de vapor compresión. Dependiendo la aplicación o el tamaño de la instalación, los equipos alimentados mediante energía solar pueden ser compresores, condensadores evaporativos, torres de enfriamiento, chillers, entre otros. En cualquier caso, de forma de aumentar la eficiencia del sistema, se procura que su coeficiente de rendimiento o performance (COP por sus siglas en inglés) sea lo más alto posible.

Según describen Li y Wang en (40) los sistemas de refrigeración fotovoltaica se componen de cuatro elementos principales: el arreglo de paneles solares, una unidad de control, una unidad de almacenamiento y la unidad de refrigeración por compresión mecánica. Para el caso de sistemas aislados, la unidad de control regula la electricidad proveniente de los paneles al voltaje apropiado para cargar las baterías o para alimentar el compresor de la unidad de refri-

geración. En los sistemas conectados a la red eléctrica, la unidad de control incluye además un inversor para convertir la corriente continua proveniente del arreglo de paneles en corriente alterna para alimentar el compresor de la unidad de refrigeración o para inyectar a la red. Diferentes tipos de batería han sido utilizados para la unidad de almacenamiento, siendo las de plomo-ácido las más utilizadas hasta ahora.

La figura 2.1 muestra un arreglo típico de un sistema de refrigeración solar fotovoltaico para acondicionamiento térmico de edificios.

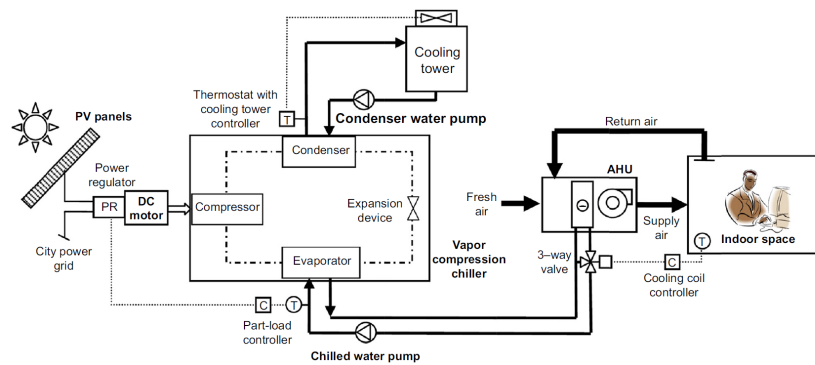


Figura 2.1: Esquema de un sistema de refrigeración solar fotovoltaico para acondicionamiento térmico (40)

Esta tecnología es relativamente simple debido a su bajo mantenimiento y a su aplicabilidad en instalaciones de pequeña o mediana escala. Otras ventajas que hacen que estos sistemas sean atractivos, más allá del decreciente costo de los paneles fotovoltaicos, son sus relativamente simples estructura y sistemas de control, rápida respuesta, bajas emisiones de gases de efecto invernadero y la posibilidad para localidades aisladas de tener un sistema que pueda generar electricidad, refrigeración en verano y (en caso de ser necesario) calefacción en invierno. Shirazi et al. comentan en (51) que si bien los costos de los paneles fotovoltaicos han decrecido sustancialmente en los últimos años, el alto costo de los sistemas de almacenamiento eléctrico ha limitado la producción de estos sistemas a las horas de sol. Sin baterías, es necesario un sistema de almacenamiento térmico, ya sea de agua caliente o fría, para cubrir el desfase entre la disponibilidad de energía solar y los requerimientos de cargas térmicas de la instalación. Esto aplica tanto para acondicionamiento térmico de un edificio como para generación de frío de proceso en una industria. Prácticamente cualquier sistema convencional de refrigeración por compresión mecánica puede utilizarse en un sistema de refrigeración solar fotovoltaico. Sin embargo, de

forma de aumentar la eficiencia energética, reducir costos iniciales y operativos, mayor investigación es necesaria en este tema.

Eicker et al. (27) comparan el uso de un sistema de refrigeración alimentado por paneles fotovoltaicos con uno activado mediante energía solar térmica para el acondicionamiento térmico de un edificio de oficinas en diferentes zonas climáticas. En el trabajo, concluyen que los costos de los primeros no serían competitivos contra los de los segundos sin la existencia de un esquema de tarifas tipo *feed-in* a partir del cual se puedan obtener ganancias por los excedentes de energía eléctrica inyectados a la red.

2.2. Sistemas de refrigeración solar activados térmicamente

El funcionamiento de estos sistemas se basa en colectores solares que captan la energía solar convirtiéndola en calor, el cual puede ser utilizado para activar un dispositivo de refrigeración para enfriar agua, algún otro fluido o una corriente de aire. Los chillers de los sistemas de refrigeración que funcionan mediante activación térmica tienen un COP menor a los convencionales de vapor-compresión alimentados eléctricamente (0,6-1,8 versus 4-6); en contrapartida, los colectores solares poseen una mayor eficiencia que los paneles fotovoltaicos. De esta forma, la eficiencia total de los sistemas comparados puede encontrarse en rangos similares (35-80 % para los térmicos, 40-90 % para los fotovoltaicos con compresión mecánica) (51).

Una ventaja que presentan este tipo de sistemas es la posibilidad de integrarles un dispositivo de almacenamiento térmico (a un menor costo que un arreglo de baterías). Este almacenamiento térmico puede ser tanto caliente como frío. En el segundo caso, puede obtenerse de diversas formas como ser materiales que cambian de fase (almacenamiento de calor latente), almacenamiento en bancos de hielo o almacenamiento de agua fría (calor sensible). En la actualidad, la gran mayoría de los sistemas utilizan el almacenamiento de calor sensible debido a su bajo costo relativo y a que hay poca experiencia aún en el uso de medios de almacenamiento de calor latente. De todas formas, este es un tema que se está investigando con vistas a encontrar materiales de cambio de fase que puedan ser competitivos en precio, sobre todo si se logra el objetivo de reducir el tamaño del tanque de almacenamiento (Shirazi et al. (51)).

El almacenamiento térmico permite, principalmente para las aplicaciones de acondicionamiento térmico, cubrir en parte el defasaje entre la disponibilidad del recurso y la demanda y aliviar los picos de demanda de energía eléctrica de la red. Un beneficio adicional que conllevan los sistemas de refrigeración solar deriva de la ausencia de un compresor convencional, los cuales se caracterizan por generar ruido y vibraciones.

La gran mayoría de los sistemas de refrigeración solar instalados alrededor del mundo en la actualidad corresponden a esta clase (51). Para regiones donde la aplicación requiera refrigeración en verano y calefacción en invierno, los sistemas basados en colectores solares térmicos podrían presentar una solución integral, mejorando la eficiencia y los beneficios económicos en comparación con aquellos sistemas que solamente producen frío o calor.

En cuanto a las posibles aplicaciones de los sistemas de refrigeración solar, parecería poco probable que se presenten como una solución para acondicionamiento térmico en el sector residencial de pequeña escala (5-15 kW). Esto debido a que los precios de los splits convencionales son significativamente menores (51). De esta forma, el potencial campo de aplicación para estos sistemas quedaría más bien focalizado en el sector industrial para frío de proceso o en el sector comercial y servicios para acondicionamiento térmico de grandes superficies.

La variedad de sistemas de refrigeración solar activados térmicamente es significativamente mayor a la de los sistemas vistos en la sección anterior. Actualmente, las distintas tecnologías disponibles en el mercado son las siguientes:

- Chillers por absorción
- Chillers por adsorción
- Sistemas con desecantes (DEC)
- Sistemas con eyector de vapor

En las próximas secciones se verá con detalle cada una de las diferentes tecnologías, con especial énfasis en los chillers por absorción dado que como se puede ver en la figura 2.2 (tomada del artículo de Jakob (34)), es la tecnología con mayor participación en el mercado. Esto va en consonancia con el mayor interés en lo que a investigación refiere, tal como se pudo apreciar en la figura 1.2.

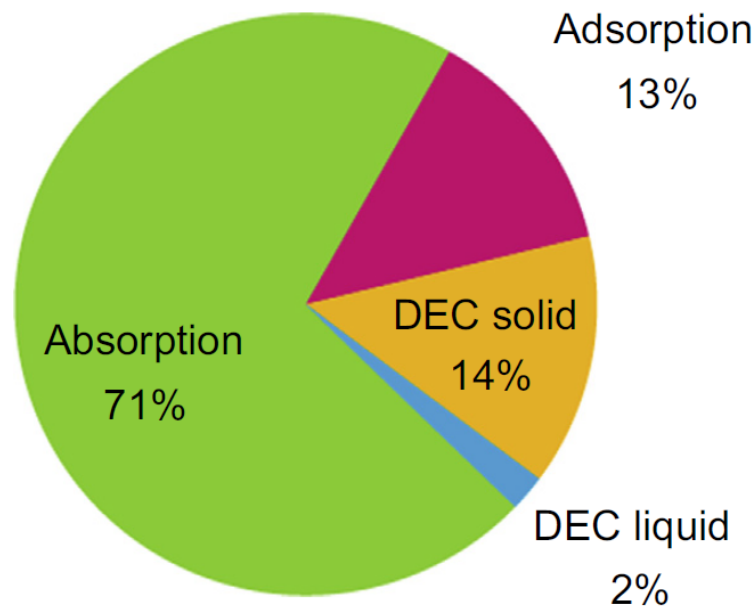


Figura 2.2: Composición del mercado de sistemas de refrigeración solar térmica por tecnología (34)

2.2.1. Sistemas de refrigeración con desecantes

Las condiciones de confort en un ambiente no se logran solamente controlando la temperatura sino que también es necesario controlar la humedad relativa, especialmente en lugares donde el aire exterior es muy cálido y húmedo. De esta forma, se hace necesario que un sistema de acondicionamiento térmico sea capaz de controlar ambos componentes de la carga térmica, el sensible (temperatura) y el latente (humedad). Una posible solución para estos casos podría encontrarse utilizando un sistema de refrigeración con desecante y enfriamiento evaporativo. El elemento esencial de estos sistemas -el deshumidificador desecante- es un dispositivo compuesto por un material higroscópico (que atrae agua) cuya función es remover la humedad contenida en la corriente de aire exterior controlando así la componente latente de la carga térmica (47).

La figura 2.3 muestra un esquema de la configuración de uno de estos sistemas. Tal como se puede ver, el aire exterior cálido y húmedo pasa por el deshumidificador desecante el cual absorbe la humedad contenida en él. La corriente de aire, cálida y seca (punto 2), deja el deshumidificador desecante para ser pre-enfriada en un intercambiador de calor. Finalmente, pasa por un enfriador evaporativo, donde se le agrega agua para lograr las condiciones de

temperatura y humedad requeridas por el ambiente (punto 4). El deshumidificador desecante necesita calor para su regeneración, es decir, para remover la humedad que absorbió. En el esquema de la figura, esto se logra con el pasaje de la corriente de aire que retorna del ambiente acondicionado previamente calentada mediante colectores solares.

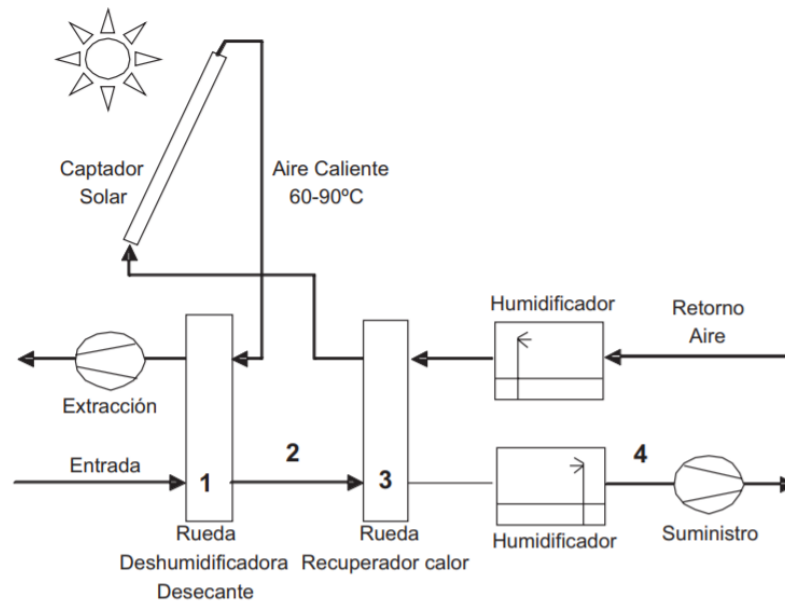


Figura 2.3: Esquema de un sistema de acondicionamiento térmico con deshumidificación desecante y enfriamiento evaporativo (39)

Como se puede ver, los únicos requisitos energéticos para estos sistemas son para accionar ventiladores, bombas y para la regeneración del material desecante. Si para este último propósito se puede utilizar energía solar, se puede lograr que la intensidad de energía eléctrica requerida por el sistema en su conjunto sea mucho menor a la de un sistema convencional (47).

Mujahid Rafique et al. (47) en su artículo de reseña sobre sistemas de enfriamiento evaporativo con desecantes explican que diferentes materiales, ya sean líquidos o sólidos, se pueden utilizar para absorber la humedad contenida en el aire. Dentro de los más utilizados se encuentran el sílica gel, el cloruro de calcio, el bromuro de litio, el cloruro de litio y la zeolita. La configuración más utilizada de estos dispositivos es una rueda o tambor giratorio embebido en sílica gel o cloruro de litio.

En un artículo que explora el estado del arte del acondicionamiento térmico mediante sistemas que utilizan desecantes Jani et al. (35) presentan un

resumen de instalaciones existentes que utilizan energía solar térmica para la regeneración del material desecante. Allí se puede observar que el tipo de colector más utilizado en estos sistemas es del tipo plano o de tubos evacuados. Se podría utilizar también agua o algún otro líquido calo-portador pasando por los colectores en conjunto con un tanque de almacenamiento. Esto podría mejorar la utilización del sistema aunque a cuenta de una mayor inversión inicial dado que además del tanque se precisará contar con un intercambiador de calor agua/aire para vincular el sistema solar térmico con el del acondicionamiento del aire.

Para las aplicaciones en las que se requiera continuidad en el servicio, como lo son la gran mayoría de las aplicaciones de acondicionamiento térmico, un sistema de back-up para el calentamiento del aire de regeneración será necesario. La figura 2.4 muestra un esquema de un sistema que utiliza agua como fluido calo-portador, almacenamiento de agua caliente y un sistema auxiliar de calentamiento.

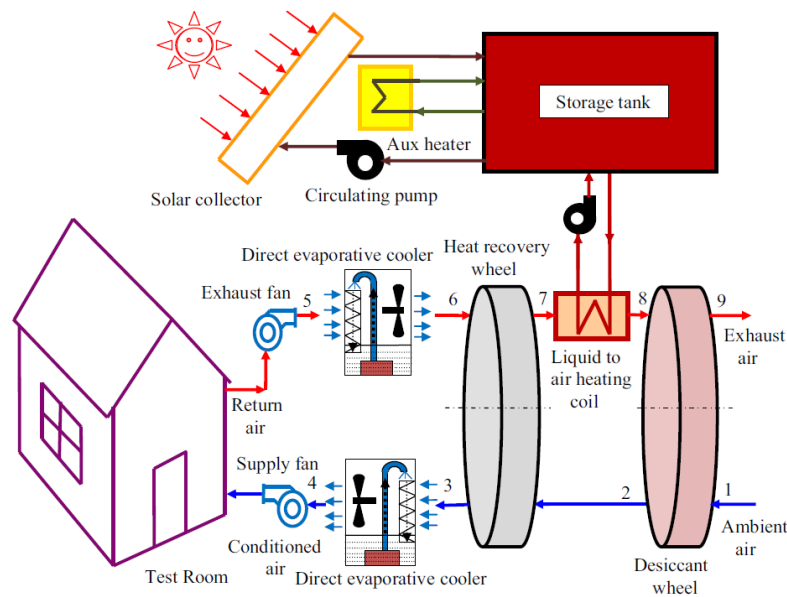


Figura 2.4: Esquema de un sistema con deshumidificación desecante con regeneración solar y calentamiento auxiliar (35)

Las principales aplicaciones de la tecnología descrita en esta subsección podrían encontrarse en el acondicionamiento térmico de lugares donde se precise un control tanto de temperatura como de humedad relativa de manera de evitar el crecimiento de hongos y bacterias que puedan afectar la salud de los seres humanos. La lista de potenciales lugares incluye:

- Supermercados
- Cines y Teatros
- Hospitales
- Hoteles
- Edificios de oficinas
- Piscinas cerradas
- Laboratorios farmacéuticos

Esta tecnología actualmente es relativamente inmadura en términos de producción de escala con respecto a los sistemas convencionales de acondicionamiento térmico. Su principal potencial de desarrollo se basa en ser una tecnología amigable con el medio ambiente dada la reducción de consumo de energía eléctrica que trae aparejada su uso así como la no utilización de sustancias refrigerantes, por lo que se estima que mayor investigación en la temática debería realizarse en los próximos años. El principal nicho de mercado al que debería apuntar el desarrollo de los sistemas de refrigeración con desecantes inicialmente es a los edificios de oficinas en zonas geográficas donde el aire es muy húmedo y cálido y por lo tanto donde los periodos de repago de las inversiones serían más cortos y atractivos (47).

2.2.2. Sistemas de refrigeración con eyector

Los ciclos de refrigeración con eyector básicamente funcionan de la misma manera que un ciclo convencional de vapor-compresión pero utilizando un eyector para comprimir el refrigerante, en lugar de un compresor mecánico convencional alimentado por electricidad. Un eyector, básicamente es un compresor activado térmicamente, compuesto de una tobera supersónica, una cámara de mezcla y un difusor. El eyector requiere calor para su activación de manera de incrementar la presión del refrigerante. Lógicamente, es en esta etapa del proceso donde se presenta la oportunidad de incorporar energía térmica mediante colectores solares.

En un artículo que reseña la tecnología de los sistemas de refrigeración con eyectores Besagni et al. (12) describen que ésta podría ser considerada como una alternativa a los sistemas de refrigeración convencionales debido a su confiabilidad, sus escasas necesidades de mantenimiento y sus bajos costos tanto iniciales como operativos. Sin embargo, hasta el momento, no ha sido

muy difundida debido a sus bajos COP y al pobre desempeño que se obtiene con estos sistemas cuando no operan en las condiciones ideales de diseño.

Un eyector es un componente relativamente simple, donde un fluido primario ingresa a una tobera primaria acelerándose y expandiéndose para arrastrar un fluido secundario que ingresa por una cámara de succión. El flujo se mezcla en la zona de mezcla y se comprime en un difusor. Ver figura 2.5.

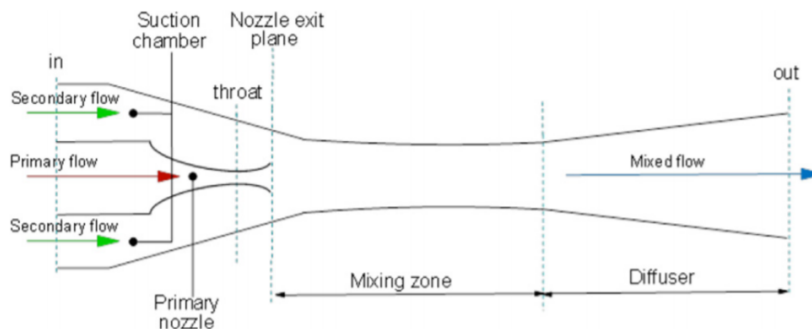


Figura 2.5: Funcionamiento de un eyector (12)

La estructura de un ciclo de refrigeración con eyector puede apreciarse en la figura 2.6. El generador entrega energía térmica para vaporizar el fluido de trabajo. Una vez alcanzadas las condiciones de saturación el fluido primario a alta presión es enviado a la tobera arrastrando al fluido secundario que sale del evaporador como vapor a baja presión. Las dos corrientes se mezclan y el flujo resultante abandona el eyector hacia el condensador donde ocurre la condensación rechazando calor hacia el ambiente. Luego de esta etapa, el líquido refrigerante se separa de forma tal que parte fluye hacia el evaporador -previo paso por una válvula de expansión donde se expande isentalpicamente- mientras que el líquido restante es enviado nuevamente al generador a través de una bomba. El ciclo comienza nuevamente con el generador produciendo vapor a alta presión para activar el eyector. La función del eyector es entonces succionar el vapor refrigerante que sale del evaporador a baja presión, comprimirlo y enviarlo al condensador, tal como sería la función de un compresor mecánico típico en un ciclo de vapor-compresión convencional.

Existen algunas variantes a este ciclo que pueden mejorar tanto la eficiencia global como los indicadores económicos de la inversión en estos sistemas. Una de ellas incluye la instalación de dos intercambiadores de calor: uno para preenfriar el líquido refrigerante previo a su paso por la válvula de expansión

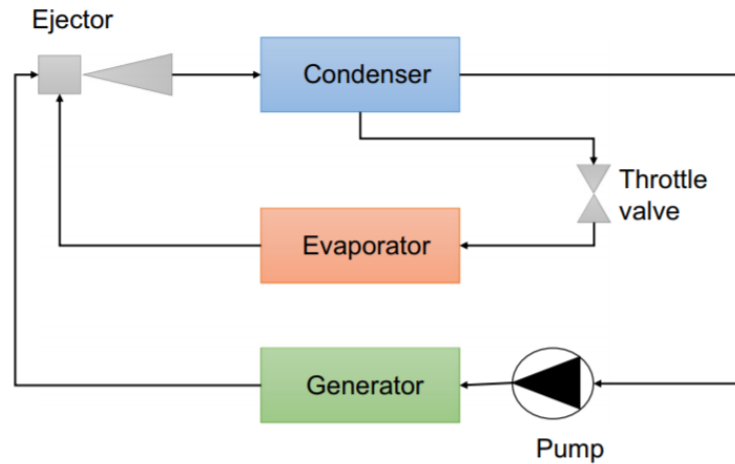


Figura 2.6: Sistema estándar de refrigeración con un eyector (12)

utilizando el vapor refrigerante que sale del evaporador y otro para pre-calentar el fluido primario que retorna al generador utilizando el flujo mezclado caliente que sale del eyector hacia el condensador.

Otras opciones que podrían mejorar los indicadores económicos de estos sistemas integran un ciclo de potencia para cogenerar refrigeración y energía eléctrica y hasta tri-generar agregando además la generación de calor (12).

En su artículo, Besagni et al. (12), presentan una tabla con un resumen de los estudios realizados por otros autores sobre estos sistemas. Allí se puede observar que la gran mayoría son teóricos, con unos pocos experimentales y todos de unos pocos kW de capacidad de refrigeración. El tipo de colector solar más considerado es el de tubos evacuados.

2.2.3. Sistemas de refrigeración mediante chillers de adsorción

El fenómeno de adsorción resulta de la interacción entre un elemento sólido y un fluido refrigerante donde ocurre una reacción que puede ser física o química. La fisisorción (adsorción física) ocurre cuando las moléculas del refrigerante (adsorbato) se fijan en la superficie de un elemento sólido poroso (adsorbente) y debido a fuerzas de Van der Waals y electrostáticas son adsorbidas por la superficie. Al aplicar calor, las moléculas del refrigerante son liberadas, proceso que lleva el nombre de "desorción", por lo que el proceso es completamente reversible. La quemisorción (adsorción química) resulta de los enlaces cova-

lentes formados entre las moléculas del refrigerante y el elemento sólido. Las fuerzas de estos enlaces son mucho más grandes que las de la adsorción física por lo que más calor es liberado durante el proceso de adsorción. Esto hace que el proceso sea más difícil de revertir. Tanto para la fisorción como para la quemisorción, el proceso de adsorción es exotérmico y es acompañado por la liberación de calor mientras que el proceso de desorción es endotérmico y es acompañado por la absorción de calor (Sarbu y Sebarchievici (49)). Esta etapa del proceso, la desorción, se logra alcanzando una cierta temperatura, la cual se denomina temperatura de activación. Como resulta lógico, es este el punto donde se podría recurrir al uso de energía solar térmica.

Los principales componentes de un sistema básico de refrigeración solar con chillers por adsorción son: un arreglo de colectores solares, el lecho adsorbente, el condensador, el evaporador, un recipiente de líquido refrigerante y una válvula de expansión. El lecho adsorbente puede estar integrado a los colectores solares o puede estar en un reactor independiente. La figura 2.7 muestra la configuración típica de los sistemas y la figura 2.8 muestra un colector solar con el lecho adsorbente incorporado.

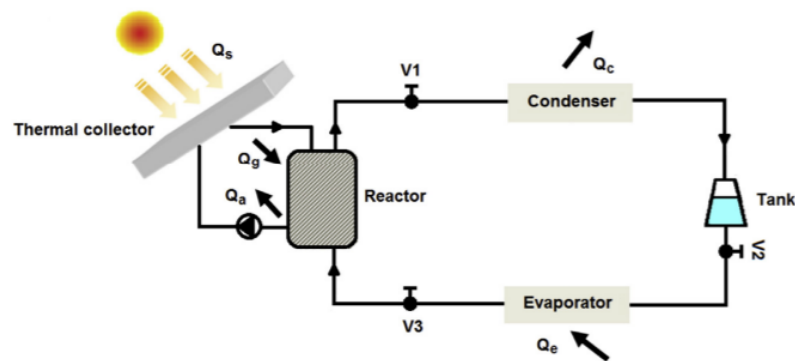


Figura 2.7: Sistema de refrigeración solar mediante adsorción (4)

La energía solar es la fuente energética de la mayoría de los sistemas básicos de adsorción. Estos sistemas no requieren de ningún otro tipo de energía mecánica o eléctrica, solamente la energía térmica, y operan de forma intermitente de acuerdo a un ciclo diario. El ciclo cerrado se compone de 4 etapas tal como se puede apreciar en el diagrama de la figura 2.9.

Se describen las 4 etapas del proceso usando como referencia el artículo de Sarbu y Sebarchievici (49) así como el de Allouhi et al. (4) que trata sobre pares de trabajo óptimos para sistemas de refrigeración solar con chillers de

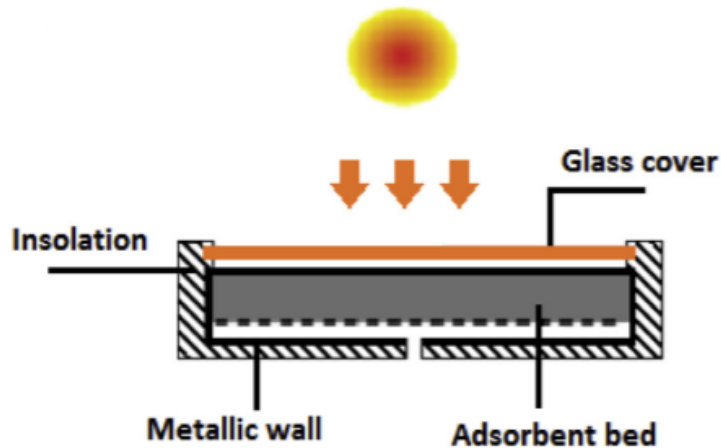


Figura 2.8: Colector solar con lecho adsorbente integrado (4)

adsorción.

Proceso 1-2: Calentamiento En las mañanas, el proceso comienza en el punto 1 cuando el adsorbente se encuentra a la temperatura de adsorción t_a y a la presión de evaporación (baja) p_e mientras el contenido de refrigerante en el adsorbedor (X) se encuentra a su valor máximo X_{max} . El reactor se encuentra aislado tanto del condensador como del evaporador a través del bloqueo de las válvulas 1 y 3. El reactor comienza a recibir el calor Q_{d1} que hace que gradualmente comience a incrementarse la temperatura y la presión manteniéndose la concentración de refrigerante en el adsorbente constante hasta alcanzar la presión de condensación en el punto 2.

Proceso 2-3: Calentamiento isobárico Una vez alcanzado el punto 2 (p_c , T_g y X_{max}) comienza el proceso de desorción, en el cual el refrigerante comienza a ser liberado del adsorbente en forma de vapor. En este punto la válvula 1 es abierta permitiendo que este vapor refrigerante fluya hacia el condensador. El reactor sigue recibiendo calor (Q_{d2}) que hace que durante esta etapa la temperatura aumente hasta su máximo t_d manteniendo la presión constante p_c , hasta alcanzar el punto 3 donde la concentración de refrigerante en el adsorbente alcanza su mínimo X_{min} .

Proceso 3-4: Enfriamiento La válvula 1 se cierra y la temperatura y la presión descienden a concentración X_{min} constante hasta alcanzar el punto 4 (p_e y t_{ads}). Mientras esto ocurre, la válvula 2 se abre permitiendo que

todo el líquido refrigerante acumulado en el recibidor fluya hacia el evaporador. La válvula 3 también se abre para que el vapor refrigerante a baja presión vuelva al reactor.

Proceso 4-1: Enfriamiento isobárico A presión y temperatura de evaporación p_e y t_e constante se produce el efecto refrigerante Q_e en el evaporador. El refrigerante vaporizado fluye hacia el adsorbedor donde el fenómeno de adsorción tiene lugar. El ciclo termina cuando la concentración de refrigerante en el adsorbedor alcanza el máximo X_{max} y la temperatura del adsorbente decrece hasta alcanza el valor t_a al rechazar el calor de adsorción Q_a . El ciclo termina, se cierran las válvulas 1 y 3 y no vuelve a ser reproducido hasta el día siguiente.

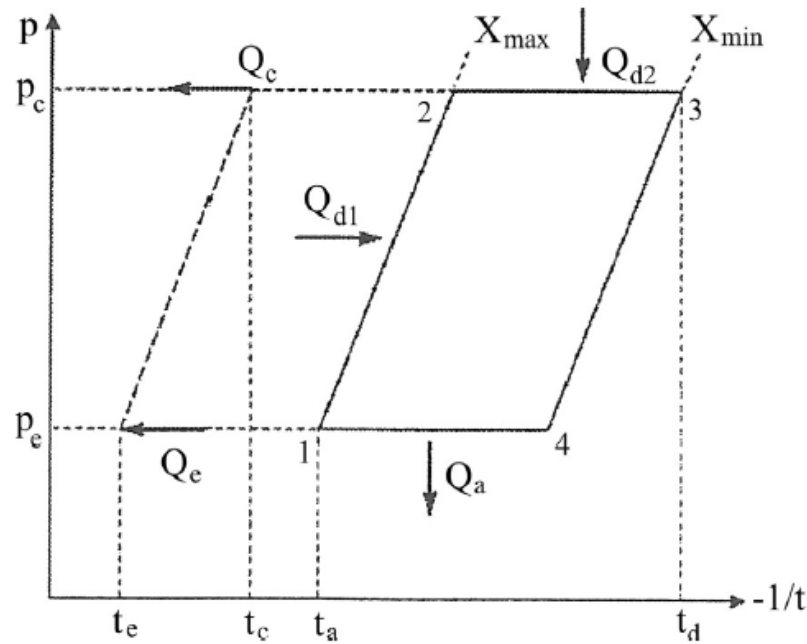


Figura 2.9: Diagrama del ciclo básico de adsorción (49)

En el ciclo de refrigeración solar por adsorción las etapas 1-3 tienen lugar durante el día mientras que las etapas 3-1 tienen lugar durante la noche. El ciclo de adsorción alcanza un valor de COP de entre 0.3 y 0.7 dependiendo de la temperatura de activación (60-95 °C).

Pares de trabajo

En los sistemas de refrigeración por adsorción el par adsorbente/refrigerante utilizado en el proceso, también llamado par de trabajo, juega

un rol preponderante en lo que a la eficiencia refiere. Los materiales adsorbentes más utilizados son carbón activado, zeolita y sílica gel. Los refrigerantes más utilizados son el amoníaco (NH_3), el metanol y el agua dados sus relativamente altos calores latentes de vaporización y bajos volúmenes específicos.

Los pares de trabajo más utilizados son los siguientes:

- Sílica-gel / Agua
- Carbón activado / Metanol
- Carbón activado / Amoníaco
- Zeolita / Agua

De estos pares de trabajo, el ideal para las aplicaciones que utilizan energía solar es el de Sílica-gel/agua dado que requiere una baja temperatura de activación (por lo general menor a $85\text{ }^{\circ}\text{C}$). Además, el agua tiene como ventaja su alto calor latente de vaporización, mayor a los otros refrigerantes convencionales. En contrapartida, este par de trabajo presenta las desventajas de tener una baja capacidad de adsorción así como una baja presión de evaporación lo cual puede dificultar la transferencia de masa; adicionalmente, por el hecho de utilizar agua como refrigerante el sistema no puede operar a temperaturas inferiores a 0°C (Sarbu y Sebarchievici (49)).

Los sistemas de refrigeración solar por adsorción pueden ser utilizados para la fabricación de hielo, enfriamiento de agua para proceso o para acondicionamiento térmico. Además, se ha encontrado como una tecnología muy apropiada para aplicaciones de almacenamiento de granos. Las actividades de investigación sobre esta tecnología están creciendo actualmente de manera de buscar hacerla competitiva con la de los ciclos convencionales de vapor-compresión. La investigación se ha centrado en resolver los problemas técnicos, económicos y ambientales y en lograr aumentar la eficiencia y disminuir los costos. Las principales ventajas de los sistemas de adsorción son el gran rango de temperaturas de activación a las que pueden trabajar, las bajas emisiones sonoras de su operación, la utilización de materiales no-corrosivos y que es amigable desde el punto de vista ambiental. La principal desventaja con la que cuentan sin embargo, es el largo tiempo que requieren los procesos de adsorción y desorción. Hasta ahora, los altos costos de los chillers por adsorción, su baja performance así como el tamaño de los mismos son las principales limitantes al desarrollo de esta tecnología a nivel comercial. Por otra parte, se requieren dos o más adsorbedores para poder lograr la continuidad de la operación. La

eficiencia global de los sistemas de refrigeración solar con chillers de adsorción depende del buen diseño tanto del arreglo de colectores solares como del ciclo de refrigeración, siendo la temperatura de activación y el par de trabajo (adsorbedor/refrigerante) los parámetros con mayor incidencia (Bataineh y Taamneh (7)).

2.2.4. Sistemas de refrigeración solar mediante chillers de absorción

Los sistemas de refrigeración por absorción trabajan de forma similar a los sistemas convencionales de vapor compresión con la diferencia de que el compresor mecánico es sustituido por un compresor térmico. Esta tecnología de refrigeración es una de las más antiguas, datando sus primeros pilotos de los años 1700 (Sarbu y Sebarchievi (49)). Estos sistemas son más eficientes desde el punto de vista energético y menos costosos en comparación con otros sistemas de refrigeración activados térmicamente. Esto significa que una menor cantidad de energía térmica es necesaria para una determinada carga de refrigeración. Adicionalmente, se encuentran disponibles para aplicaciones de gran escala. Por estas razones, los chillers de absorción son considerados como la mejor opción para utilizar en conjunto con la energía solar y se espera que compitan con las tecnologías de refrigeración convencionales en el futuro. En cuanto a las limitantes a su desarrollo se pueden destacar sus altos costos de inversión en comparación con los chillers convencionales (principalmente debido al costo de los colectores solares) así como las pocas instalaciones probadas existentes (Shirazi et al. (51)). En esta sección se describirán las características y el funcionamiento de esta tecnología con un grado de detalle mayor que las anteriores dado que, como fue mencionado en el párrafo anterior, es la que se considera más compatible para utilizar en conjunto con la energía solar térmica. El caso de estudio presentado en el capítulo 3 fue desarrollado contemplando la utilización de uno de estos sistemas.

Ciclo de refrigeración por absorción

A la ya mencionada utilización de un compresor térmico activado mediante calor en lugar de uno mecánico alimentado eléctricamente, el ciclo de refrigeración por absorción presenta una segunda diferencia respecto a los ciclos convencionales de vapor-compresión; esta es, la utilización de un segundo fluido

(además del refrigerante), llamado absorbente. La función de este fluido secundario, el cual se mantiene siempre en estado líquido, es la de absorber el vapor refrigerante. De esta forma, se logra que la etapa del ciclo en la cual se eleva la presión del vapor refrigerante se pueda realizar mediante una bomba de líquido en lugar de un compresor de gas, significando esto un ahorro considerable en lo que al consumo energético refiere.

El compresor térmico se compone de los siguientes elementos: el absorbedor, la bomba de solución y el generador. El resto de los componentes del ciclo son idénticos y cumplen la misma función que los de un ciclo convencional de refrigeración, a saber: condensador, válvula de expansión y evaporador. Al igual que en los sistemas de vapor-compresión, el ciclo de absorción opera a dos niveles de presión. Tanto el evaporador como el absorbedor operan a baja presión mientras que el condensador y el generador lo hacen a alta presión. La presión de alta del sistema es aproximadamente 10 veces superior a la presión de baja (Shirazi et al. (51)). La figura 2.10 muestra un esquema básico de un sistema de refrigeración por absorción.

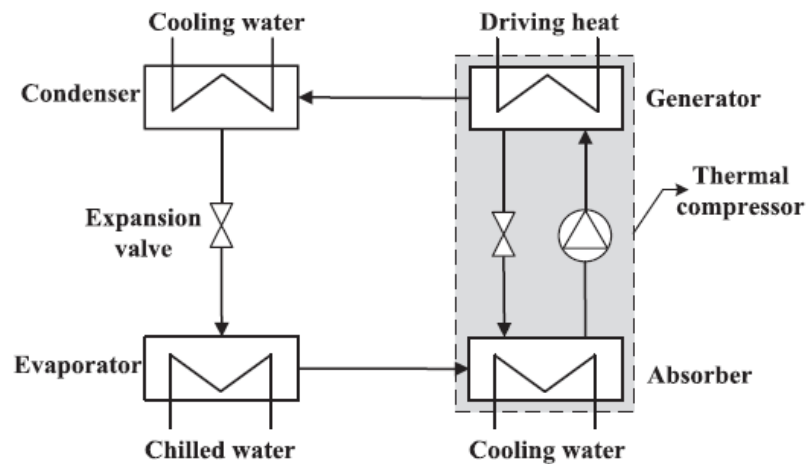


Figura 2.10: Diagrama del ciclo básico de absorción (51)

El ciclo de trabajo comienza con la adición de calor proveniente de una fuente externa al generador donde se encuentra la solución absorbente con el fluido refrigerante absorbido en ella. El buen funcionamiento de estos sistemas depende de una característica fundamental que es la diferencia entre las temperaturas de ebullición de ambos fluidos. De esta manera, el calor en el generador hace que el refrigerante se evapore manteniéndose el absorbente siempre en estado líquido. Este vapor refrigerante a alta presión fluye hacia el

condensador donde a partir del intercambio de calor con el ambiente pasa al estado líquido. Por su parte, el absorbente, ya más concentrado al no contener el refrigerante, vuelve hacia el absorbedor previo paso por una válvula de expansión para reducir su presión. El líquido refrigerante a alta presión que deja el condensador se expande en una válvula hasta alcanzar la presión de evaporación, llegando así al evaporador donde se obtiene el efecto refrigerante deseado enfriando por ejemplo una corriente de agua de un circuito externo. El vapor refrigerante a baja presión se dirige finalmente al absorbedor donde es nuevamente absorbido por la solución absorbente. Se debe destacar que este proceso de absorción es exotérmico por lo que el calor liberado en esta etapa debe ser removido mediante una corriente de agua enfriada en una torre de enfriamiento por ejemplo. El ciclo se completa con el bombeo de la solución absorbente con el refrigerante diluido hacia el generador, siendo este el único trabajo mecánico requerido para el funcionamiento del sistema.

Es usual que estos sistemas incorporen además recuperadores (intercambiadores) de calor de manera de incrementar el COP del sistema (Sarbu y Sebarchievici (49)). El primero de estos intercambiadores de calor transfiere calor desde la solución concentrada que retorna al absorbedor hacia la solución diluida que está siendo bombeada hacia el generador precalentándola. El segundo intercambiador es un pre-enfriador de refrigerante líquido que se ubica previo a la entrada al evaporador, intercambiando calor con el vapor refrigerante que fluye hacia el absorbedor. La figura 2.11 muestra un esquema con ambos intercambiadores. Dicho esquema está tomado de un artículo donde se realiza un estudio teórico sobre el efecto de las condiciones de operación en la performance de un sistema de refrigeración mediante absorción utilizando H_2O como refrigerante y $LiBr$ como absorbente. En él, se encuentra que el uso del intercambiador de calor de solución puede llegar a aumentar el COP del sistema hasta un 44 % (para un intercambiador con una efectividad igual a 1) mientras que el uso del pre-enfriador solamente lo haría en un 2,8 % como máximo (Kaynakli y Kilic (36)). En igual sentido, en un estudio sobre el efecto de los intercambiadores de calor en la performance de sistemas de refrigeración mediante absorción utilizando NH_3 como refrigerante y H_2O como absorbente para diferentes temperaturas de operación, se concluye que el impacto en el COP del uso del intercambiador de solución es mucho mayor que el del pre-enfriador (Sözen (52)).

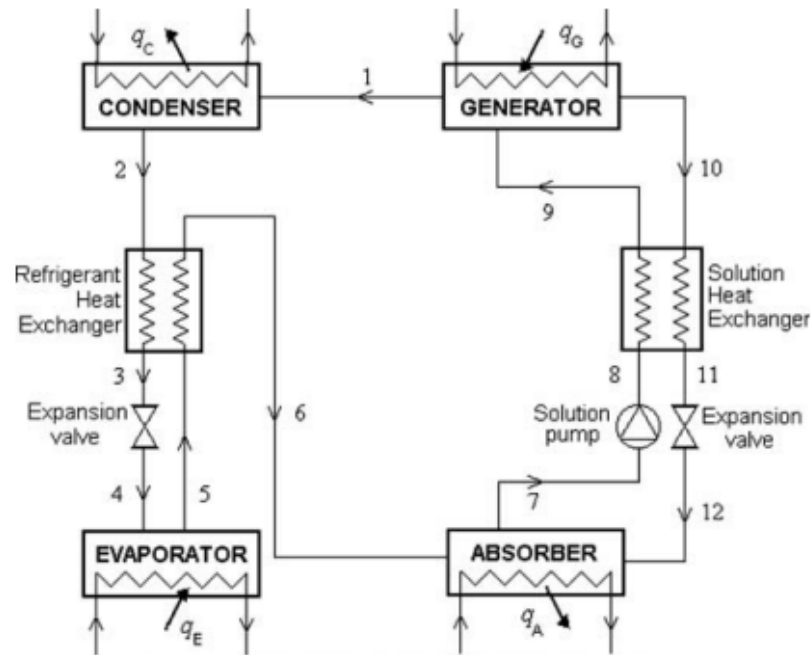


Figura 2.11: Sistema de absorción con intercambiador de solución y pre-enfriador (36)

Clasificación de los chillers de absorción

Los chillers de absorción pueden ser clasificados según los siguientes criterios:

- Modo de operación
- Método de activación
- Par de trabajo
- Número de efectos

Modo de operación

Los chillers de absorción se clasifican según su modo de operación en continuos o intermitentes. (49)

Operación continua En estos sistemas los procesos de generación y absorción ocurren simultáneamente y la duración del ciclo es menor a un día (24 hs). El diagrama esquemático de la operación de estos sistemas se muestra en la figura 2.12. En este caso la fuente de calor es energía solar térmica.

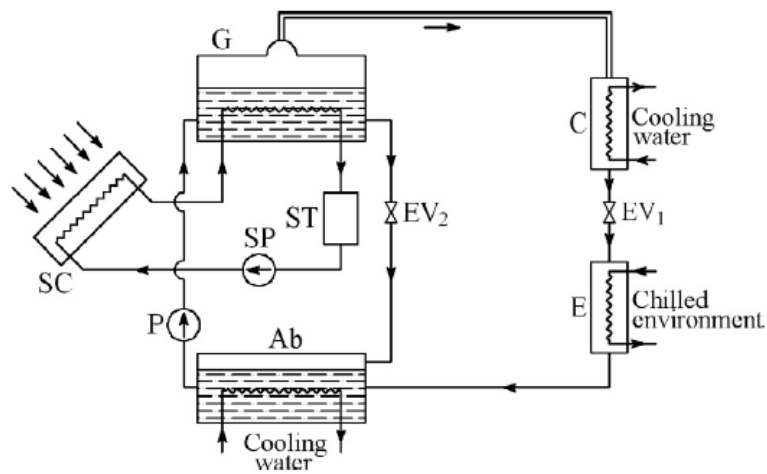


Figura 2.12: Sistema de absorción con operación continua (49)

Operación intermitente En estos sistemas los procesos de generación y absorción no ocurren simultáneamente, sino que uno ocurre a continuación del otro, de manera intermitente. Esta intermitencia en los procesos permite utilizar el mismo recipiente/contenedor para las etapas de generación durante el día y absorción durante la noche. La duración de los ciclos en estos sistemas es de un día completo (24 hs). La figura 2.13 muestra un diagrama esquemático del funcionamiento de estos sistemas utilizando energía solar térmica como fuente de calor.

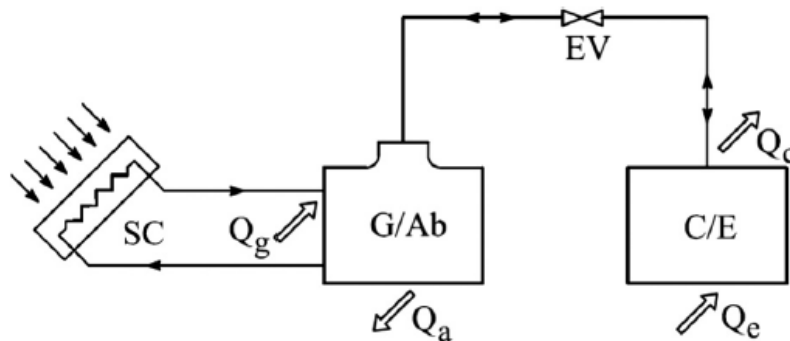


Figura 2.13: Sistema de absorción con operación intermitente (49)

Método de activación

Dependiendo de la naturaleza de la fuente de calor utilizada para activar el ciclo de absorción los sistemas pueden ser clasificados como de activación directa o indirecta (Shirazi et al. (51)).

Activación directa. El calor para la activación de estos sistemas proviene de la combustión de combustibles fósiles, por lo general combustibles líquidos o gas natural.

Activación indirecta. En estos sistemas el calor para la activación proviene de una fuente externa al sistema y es normalmente transferido al chiller mediante un intercambiador de calor. Este calor puede encontrarse como agua caliente, vapor o gas de escape. Como la energía solar térmica es generalmente transferida a un fluido caloportador (agua o un aceite térmico), los chillers de absorción indirectos son los más utilizados en aplicaciones solares.

Par de trabajo

En los sistemas de refrigeración por absorción se denomina par de trabajo a la combinación de los fluidos utilizados como refrigerante y absorbente. De sus propiedades termofísicas depende directamente la eficiencia del sistema, siendo la más importante de ellas la miscibilidad del refrigerante en el absorbente en la fase líquida. Es muy importante también a la hora de seleccionar los fluidos que componen el par de trabajo asegurar que la diferencia entre sus puntos de ebullición sea alta (Shirazi et al. (51)). Los pares de trabajo utilizados con mayor frecuencia en los ciclos de absorción son los de Bromuro de Litio/Agua ($LiBr - H_2O$) y Agua/Amoníaco ($H_2O - NH_3$) siendo el primero mayormente utilizado para aplicaciones de acondicionamiento térmico y el segundo en aquellas de frío de proceso dada la capacidad del amoníaco de trabajar a temperaturas por debajo de los 0 °C. Resulta interesante notar el hecho de que el H_2O puede cumplir con ambos roles del par de trabajo, operando tanto como refrigerante en el caso de $LiBr - H_2O$ como de absorbente en el de $H_2O - NH_3$. Los equipos de absorción que trabajan con el par $H_2O - NH_3$ generalmente requieren mayores temperaturas de activación y tienen valores de COP menores que aquellos que trabajan con el par $LiBr - H_2O$ (Shirazi et al. (51)). Un aspecto importante a considerar cuando se utiliza el par de

trabajo $LiBr - H_2O$ es el de la cristalización. Este fenómeno puede ocurrir en caso de que la concentración de la solución rica en bromuro de litio que retorna del generador al absorbedor llegue a valores muy altos o, alternativamente, en el caso de que alcance temperaturas muy bajas. En estos casos pueden formarse cristales de bromuro de litio, los cuales podrían llegar a ocasionar obstrucciones en las cañerías y válvulas del sistema pudiendo provocar la detención del proceso. En este caso, es necesario disolverlos aumentando la temperatura de la solución concentrada por sobre el punto de saturación, proceso que consume tanto tiempo como energía. Es por ello que se debe hacer lo posible para evitar la cristalización, manteniendo las temperaturas de operación monitoreadas y controladas dentro de los rangos recomendados por los fabricantes de los chillers. Adicionalmente, en algunos casos se pueden utilizar aditivos químicos de forma de alterar los límites de cristalización de la solución de trabajo. Finalmente, se debe tener en cuenta que las limitantes puestas sobre las temperaturas de operación para evitar la formación de cristales de bromuro de litio pueden imponer ciertas restricciones a la performance de los sistemas, pudiendo incluso darse el caso de que en determinadas condiciones climáticas extremas no puedan ser utilizados. Por ejemplo, en climas muy calientes y húmedos, puede no ser posible mantener la temperatura del agua de enfriamiento en el rango recomendado (Shirazi et al. (51)).

Número de efectos

Otra manera de clasificar los chillers de absorción es según la cantidad de efectos, siendo cada efecto, una instancia en la cual se utiliza el calor proveniente de la fuente externa para producir gas refrigerante. De esta manera, los chillers de simple efecto son aquellos en los que todo el vapor refrigerante se produce en un único generador en una sola etapa mientras que en los chillers de doble y triple efecto, el calor se recupera y se reutiliza en segundos y terceros generadores respectivamente, que funcionan a niveles de presión distintos, logrando así obtener una mayor cantidad de vapor refrigerante para una cantidad dada de calor de activación. A medida que aumenta el número de efectos, aumenta el COP pero también lo hace la temperatura de activación requerida según se puede apreciar en la figura 2.14 (Shirazi et al. (51)).

Para referencia de un esquema de funcionamiento de un chiller de simple efecto, ver figura 2.12. La figura 2.15 muestra un esquema de un chiller doble

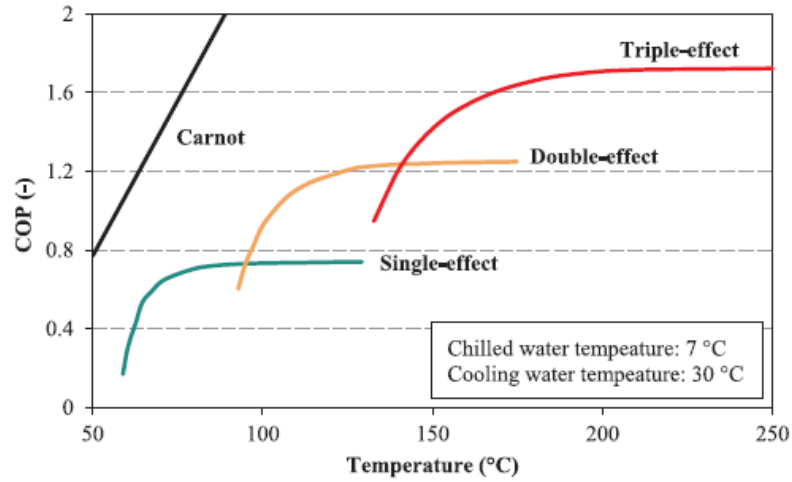


Figura 2.14: COPs típicos para chillers de absorción de simple, doble y triple efecto ($LiBr - H_2O$) en función de la temperatura de activación (51)

efecto activado mediante energía solar térmica para un sistema de acondicionamiento térmico tomada del artículo de Ibrahim et al. (30).

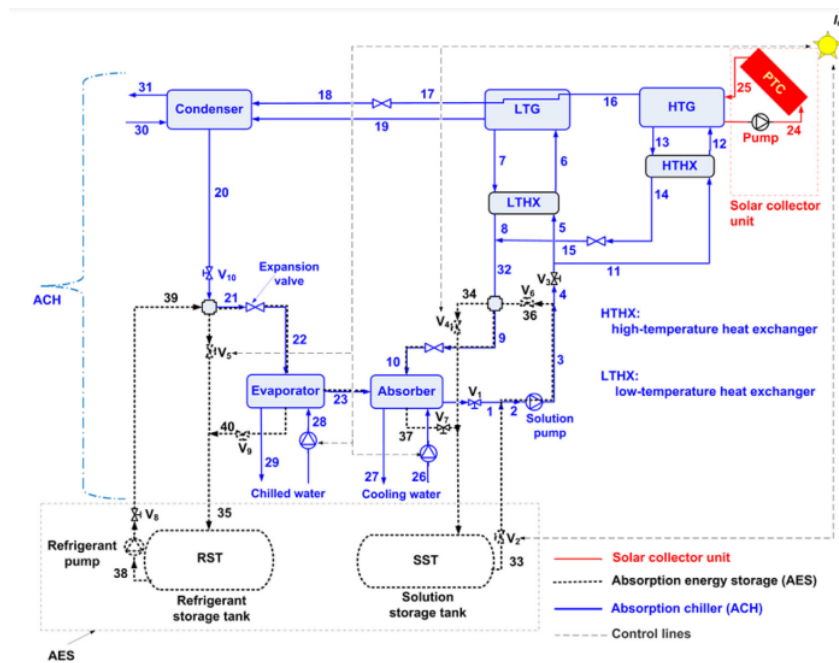


Figura 2.15: Esquema de chiller de absorción doble efecto (30)

Activación mediante energía solar térmica

Los chillers de absorción han sido tradicionalmente activados mediante calor generado por la quema de gas natural o con gases de escape industriales. Sin embargo, en los últimos años, algunos proyectos han mostrado el potencial de utilizar energía solar térmica como método de activación (Shirazi et al. (51)). Por lo general, los sistemas solares de refrigeración por absorción incorporan a los equipos vistos en la figura 2.12 un calentador auxiliar y un tanque de almacenamiento tal como se puede ver en la representación esquemática de la figura 2.16

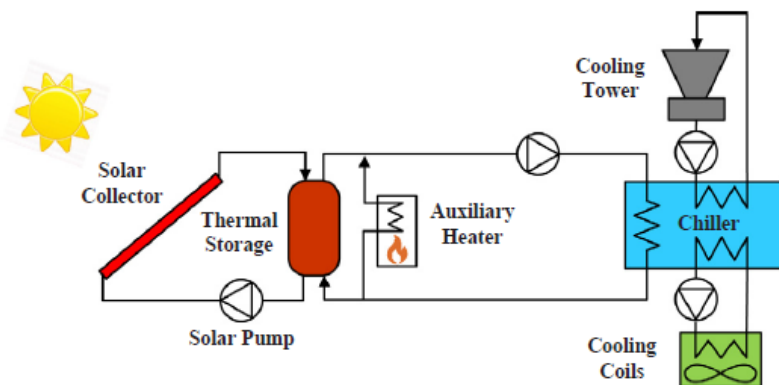


Figura 2.16: Configuración de Sistema de refrigeración solar con chiller de absorción (51)

La irradiación solar incidente es absorbida por los colectores solares aumentando la temperatura de un fluido caloportador que circula a través de ellos como parte de un circuito cerrado movido mediante una bomba almacenándose posteriormente en el tanque. El rol de buffer que cumple el tanque es muy importante, no solo para asegurar una continuidad en el servicio frente a intermitencias en la disponibilidad del recurso solar sino también debido a que los chillers de absorción son equipos de arranque lento por lo cuál debe evitarse en lo posible su encendido y apagado de manera frecuente. La temperatura de operación del chiller es un factor importante a la hora de seleccionar un adecuado medio de almacenamiento térmico. Para sistemas de absorción activados a baja temperatura se utiliza agua por lo general como medio de almacenamiento dado su alto calor específico, su alta disponibilidad, bajo costo y estabilidad química. Para sistemas que utilizan chillers multi-efecto y por lo tanto que requieren temperaturas de activación superiores a los 100 °C se

precisa aumentar la presión del sistema de almacenamiento para poder utilizar agua como medio. Una alternativa a este último punto es la de utilizar un aceite térmico como medio de almacenamiento.

Los mismos motivos que justifican la incorporación del almacenamiento térmico hacen necesaria en muchos casos además la instalación de un sistema de calentamiento auxiliar. Los sistemas de respaldo más utilizados son calentadores a gas, los cuales pueden ser utilizados en configuraciones en serie o en paralelo. En las configuraciones en serie, el sistema de respaldo funciona como un apoyo al sistema de calentamiento solar, incrementando la temperatura del agua proveniente del tanque de almacenamiento cuando así se lo requiera. En las configuraciones en paralelo, el flujo de agua baipasea el tanque de almacenamiento cuando su temperatura es demasiado baja como para activar el chiller de absorción, proveyendo de esta forma toda la energía necesaria para el calentamiento del agua. Otra posibilidad es utilizar como respaldo un chiller tradicional de vapor-compresión alimentado eléctricamente capaz de cubrir la demanda de refrigeración requerida por el sistema (Shirazi et al. (51)).

Configuración y control de los sistemas

El desempeño de los sistemas de refrigeración por absorción puede verse afectado tanto por el tipo de configuración seleccionado como por el modo de control de operación utilizado. En este sentido, no existe aún consenso sobre cuál es la configuración óptima (si con el calentador auxiliar y el tanque de almacenamiento en serie o en paralelo) o cuál debe ser la variable de control preferida. Los métodos de control pueden orientarse a optimizar el rendimiento o la eficiencia de los sistemas o a protegerlos de potenciales daños como los provocados por el efecto de cristalización (Shirazi et al. (51)).

La lista de las potenciales variables de control incluye, entre otras:

- Temperatura de salida del agua fría
- Temperatura de entrada de agua caliente
- Temperatura del agua de enfriamiento
- Temperatura de condensación
- Flujo másico de agua de enfriamiento
- Flujo másico de agua caliente

Modelado y simulación de sistemas

Las simulaciones computacionales son experimentos numéricos que permiten analizar los efectos en la performance de los sistemas de cambios de las variables, de su configuración y/o su dimensionamiento en forma más rápida, práctica, y menos costosa que un montaje experimental dedicado. Tienen la ventaja de que los valores de las condiciones climáticas utilizados para los experimentos numéricos son reproducibles, eliminando las incertidumbres asociadas a la variabilidad del clima en la realidad. De esta misma forma, un mismo sistema puede ser evaluado en distintas zonas climáticas. Disponiendo de información sobre los costos de los componentes de los sistemas y de un apropiado análisis económico, los resultados de las simulaciones pueden ser utilizados para encontrar el sistema de mayor rentabilidad. Las simulaciones son complementarias a los experimentos físicos. Los experimentos a escala son necesarios para entender el comportamiento de cada uno de los componentes y otorgar respaldo a los modelos matemáticos e información sobre problemas prácticos inherentes a cualquier sistema complejo que las simulaciones no pueden abordar de forma completa (Duffie y Beckman (26)).

Instalaciones existentes

La gran mayoría de las instalaciones experimentales con fines científicos existentes son de pequeña escala y están orientadas principalmente al estudio y demostración de la tecnología, desarrollados para testear diversas configuraciones, condiciones y variables operativas, etc. Sin embargo, existen también algunas instalaciones de mayor escala, de hasta cientos de kW, instaladas en distintas partes del mundo, fundamentalmente para aplicaciones de acondicionamiento térmico de edificios. La tabla 2.1 resume las principales características de algunas de éstas.

En cuanto a aplicaciones de mayor escala (capacidad superior a los 350 kW de refrigeración), en la edición correspondiente al año 2022 sobre calor solar a nivel mundial relacionada al programa de calentamiento y refrigeración solar de la IEA, Weiss y Spörk-Dür (60) comentan que en los últimos años su performance ha aumentado mientras que sus costos han descendido, lo cual los podría volver más competitivos frente a los sistemas convencionales de acondicionamiento térmico para grandes superficies. Sin embargo, destacan que esto no se ve reflejado aún en un aumento significativo del número de instalacio-

Tabla 2.1: Instalaciones de refrigeración solar con chillers de absorción: Características y parámetros de operación (51)

Localización	Capac. (kW)	Tipo colector solar ¹	Área colectores (m ²)	Efectos	Aplicación
Ipswich/Australia	300	PTC	574	2	Hospital
Padstow/Australia	175	PTC	165	2	Edificio comercial
Newcastle/Australia	18	PTC	50	1	Demostración
Echuca/Australia	200	ETC	400	2	Hospital
Alice Springs/Australia	230	PTC	630	2	Galería de arte
Sydney/Australia	250	ETC	500	1	Edificio oficinas
Charlestown/Australia	230	PTC	350	2	Centro comercial
Sydney/Australia	19	PTC	115	1	Universidad
Newcastle/Australia	10	LFR	28	2	Demostración
Dammam/Arabia Saudita	23	EFPC	52.5	2	Demostración
Dalaman/Turquía	140	PTC	360	2	Parque
Alanya/Turquía	150	PTC	360	2	-
Estambul/Turquía	160	PTC	324	2	Investigación
Antalya/Turquía	300	PTC	423	2	Supermercado
Mar Muerto/Jordania	13	ETC	126	1	Hotel
Casablanca/Marruecos	13	FPC	108	1	Hospital
Firenze/Italia	17	ETC	108	1	Casa de salud
Sevilla/España	174	PTC	354	2	Universidad
Abu Dhabi/UAE	175	PTC	334	2	Oficinas
Doha/Qatar	750	PTC	1408	2	Estadio
Island/USA	533	PTC	315	2	Fábrica

¹ PTC: Colectores cilindro-parabólicos (Parabolic Trough Collector); ETC: Colectores de tubos evacuados (Evacuated Tube Collector); LFR: Reflectores lineales Fresnel (Linear Fresnel Reflector) ; EFPC: Colectores de placa plana evacuados (Evacuated Flat Plate Collectors).

nes a lo largo del mundo. La instalación más grande actualmente se encuentra en Arizona, Estados Unidos, desde 2014 y cuenta con 4.865 m² de colectores solares para activar un chiller de absorción simple efecto de $LiBr - H_2O$ con una capacidad nominal de refrigeración de 1,75 MW. Otras cuatro aplicaciones de gran escala se instalaron durante el año 2018, dos en Italia y una en

Singapur con colectores solares de tubos evacuados y otra en Jordania con colectores tipo Fresnel. En 2020, dos instalaciones de este rango de capacidad fueron agregadas, una de 600 kW en Graz, Austria y otra en Emiratos Árabes Unidos. En cuanto a América Latina, la única instalación de gran porte registrada se encuentra en Nicaragua, en el Hospital Militar Escuela “Dr. Alejandro Dávila Bolaños” donde un arreglo de 4.550 m² de colectores planos generan una capacidad de refrigeración de 1.023 kW además de agua caliente (55).

Sistemas de refrigeración en cascada

Estos sistemas son de particular relevancia para este trabajo dado que el modelo elaborado para el caso de estudio se basa en uno de este estilo y se conforman vinculando un chiller de absorción con un ciclo de vapor-compresión convencional. El vínculo o acoplamiento se realiza mediante un intercambiador de calor en cascada que opera como condensador en el ciclo de vapor-compresión y como evaporador en el ciclo de absorción. La principal ventaja de estos sistemas es que permite la utilización del par de trabajo $LiBr - H_2O$ en ámbitos industriales, dado que se podrían alcanzar temperaturas de refrigeración por debajo de los cero grados Celsius en lugar de los aproximadamente 5 °C que se obtienen en los chillers de absorción estándar. Estos sistemas mantienen las ventajas de ambos ciclos, a la vez que minimizan sus desventajas, es decir, producción de refrigeración a bajas temperaturas y ahorro de energía eléctrica. No obstante, su estructura puede ser un poco más compleja y por lo tanto costosa (Jain et al. (33)).

La figura 2.17 muestra un esquema de un sistema típico de compresión-absorción simple efecto por cascada con sus componentes principales. La figura está tomada del artículo de Colorado y Rivera (15) donde se describen sus componentes de la siguiente manera: Los componentes principales del ciclo de compresión son el intercambiador de calor en cascada (condensador), el compresor mecánico, el evaporador y la válvula de expansión. Muchos ciclos incorporan además un subenfriador que es un intercambiador de calor para enfriar el líquido refrigerante ($R134a$, NH_3 o CO_2 por ejemplo) previo a su ingreso al evaporador. Por su parte, los componentes básicos del ciclo de absorción son los ya vistos en subsecciones anteriores con la particularidad de que el intercambiador de calor en cascada funciona como el evaporador. Se considera que el intercambiador en cascada está perfectamente aislado, por lo

cual se asume que el calor rechazado durante la condensación en el ciclo de compresión es igual al absorbido en el evaporador del ciclo de absorción.

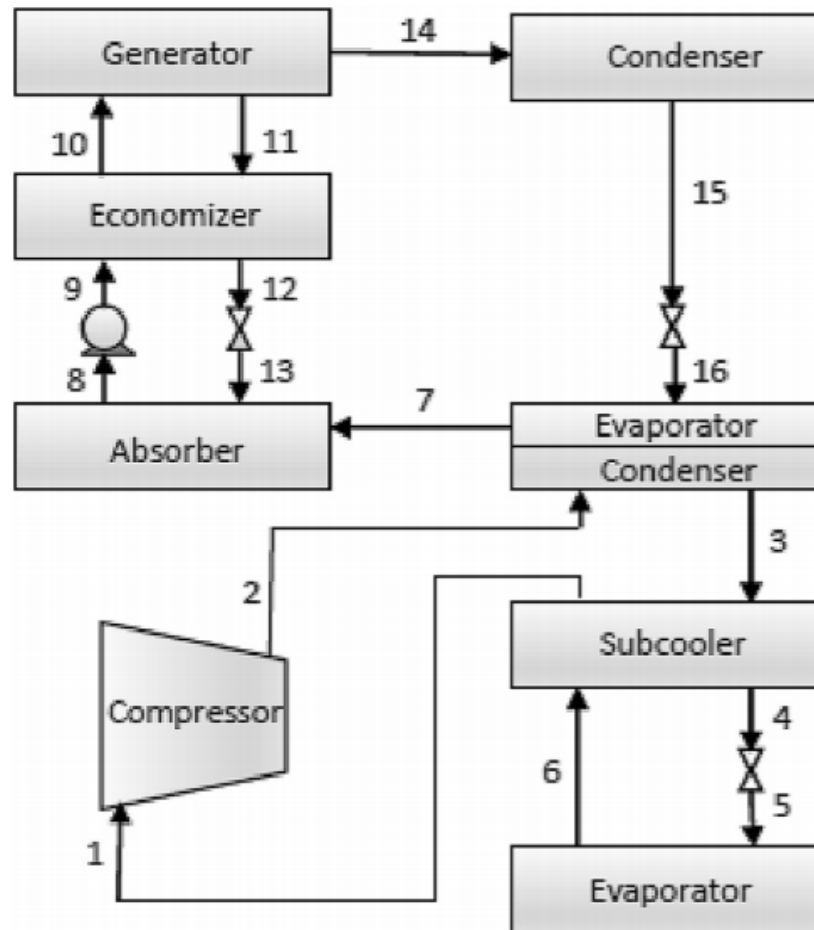


Figura 2.17: Esquema de sistema de refrigeración por cascada: Compresión-Absorción simple efecto (15)

La figura 2.18 muestra un esquema de un sistema de refrigeración en cascada compresión-absorción simple etapa utilizando energía solar térmica para la activación del ciclo de absorción mostrando los componentes principales del sistema y los fluidos de trabajo. Dicha figura fue tomada del artículo de Bellos et al. (11) el cual, como fue comentado se utilizó como referencia para el caso de estudio desarrollado que se verá en el capítulo 3.

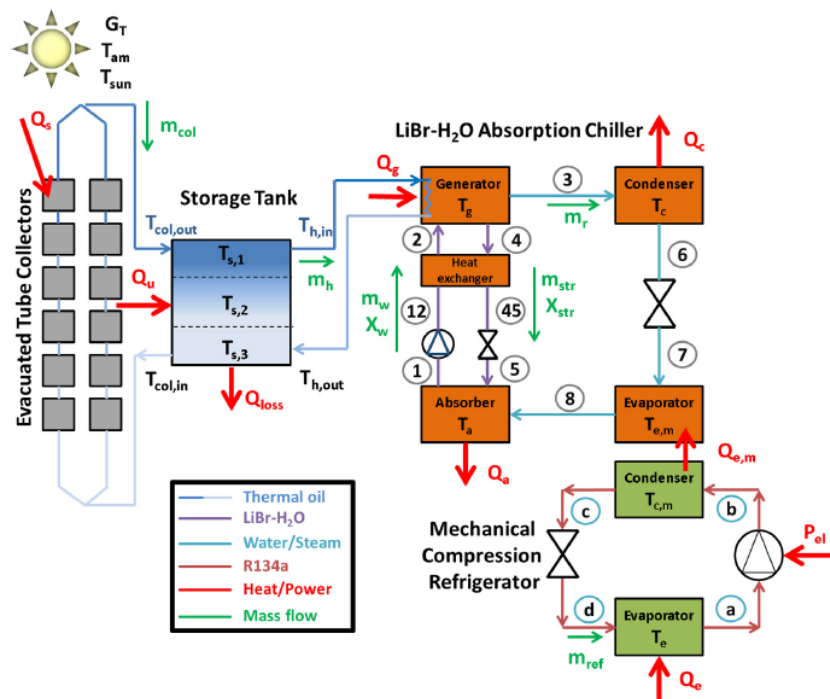


Figura 2.18: Sistema de refrigeración por cascada utilizando energía solar térmica: Compresión-Absorción simple efecto (11)

Capítulo 3

Caso de Estudio - Implementación y validación del modelo

En el presente capítulo se implementa y valida el modelo presentado por Bellos et al. (11) en el que estudian un sistema de refrigeración solar desde el punto de vista energético, exergético, ambiental y económico para diferentes condiciones operativas en la ciudad de Atenas, Grecia. Se considera un sistema en cascada donde se vincula un ciclo de absorción con uno de vapor-compresión convencional mediante un intercambiador de calor en cascada tal como se describió en la sección 2.2.4 y se puede apreciar en la figura 2.18.

Se reproduce el estudio del artículo de referencia usando el software estadístico **R** (R) (el original utiliza el EES (54)). En el próximo capítulo, una vez validado el modelo, se evaluará el desempeño de un sistema de similares características en Uruguay, utilizando el año meteorológico típico para aplicaciones de energía solar (AMTUes) desarrollado por Alonso-Suárez et al. (5) para dos localidades, Montevideo y Salto.

3.1. Funcionamiento del sistema

Se presentan a continuación las ecuaciones termodinámicas, balances de energía y de masa así como otras consideraciones que rigen el comportamiento del sistema.

3.1.1. Sistema de colectores solares

Los colectores solares seleccionados para el caso de estudio son del tipo de tubos evacuados ya que de acuerdo al artículo de referencia, son los más adecuados para este tipo de aplicaciones. De igual manera, en el Volumen 1 (Fundamentos) del Manual de Energía Solar Térmica de Abal y Durañona (2), la refrigeración aparece como una de las aplicaciones típicas para este tipo de colectores.

La energía solar en el plano de colectores se calcula mediante la siguiente ecuación:

$$Q_s = A_c * G_T \quad (3.1)$$

donde A_c es el área de colectores y G_T es la irradiación solar global sobre la superficie de colección.

Se asume que la irradiación solar en el plano de los colectores sigue una función sinusoidal, por lo que se utiliza la siguiente ecuación para determinar la irradiación solar horaria:

$$G_T = \frac{\pi * H_T * 10^3}{2 * N_D} * \sin\left(\frac{\pi * t_h}{N_D}\right) \quad (3.2)$$

donde t_h es cada una de las horas de sol, N_D corresponde a la cantidad de horas de sol diarias y H_T es la irradiación diaria en el plano del colector medida en $\frac{\text{kWh}}{\text{m}^2}$.

Vale aclarar que el parámetro t_h no refiere a la hora reloj o solar sino que es una variable que toma valores (enteros en este caso) entre 0 y N_D .

El calor útil transferido al fluido de trabajo en los colectores solares se determina mediante el siguiente balance energético:

$$Q_u = \dot{m}_{col} * C_{p,oil} * (T_{col,out} - T_{col,in}) \quad (3.3)$$

siendo \dot{m}_{col} el flujo másico de fluido que circula por el arreglo de colectores solares y $C_{p,oil}$ su calor específico. El fluido de trabajo utilizado se asume -al igual que en el artículo de referencia- que será el aceite térmico *Therminol VP1*¹ que puede soportar temperaturas de trabajo superiores a los 100 °C. El caudal de trabajo a través de los colectores se establece mediante la siguiente

¹https://www.therminol.com/sites/therminol/files/documents/TF09A_Therminol_VP1.pdf

fórmula:

$$\dot{m}_{col} = 0.02 * A_c \quad (3.4)$$

La eficiencia térmica del área de colectores se define como la razón entre el calor útil y la energía solar captada:

$$\eta_{th} = \frac{Q_u}{Q_s} \quad (3.5)$$

Dicha eficiencia térmica para colectores de tipo de tubos evacuados puede ser descrita mediante la siguiente ecuación, utilizada en el artículo de referencia, que a su vez la toma del estudio de Zambolin y Del Col (62) en el cual desarrollan un procedimiento para la caracterización experimental de la eficiencia óptica de colectores solares de tubos evacuados:

$$\eta_{th} = 0.6869 - 1.4709 * \frac{(T_{col,in} - T_{am})}{G_T} \quad (3.6)$$

La ecuación utilizada para determinar T_{am} (temperatura ambiente) en cada hora de sol es:

$$T_{am} = T_{am,m} + \frac{DR}{2} * \cos\left(2 * \pi * \frac{t_h - \frac{N_D}{2} - 2}{24}\right) \quad (3.7)$$

siendo $T_{am,m}$ y DR la temperatura ambiente media y su amplitud diarias respectivamente.

3.1.2. Sistema de acumulación térmica

El tanque de acumulación es uno de los componentes fundamentales del sistema. Su volumen determina la energía almacenada en el sistema, los niveles de las temperaturas de operación, las pérdidas de calor hacia el ambiente y la inercia del sistema. El modelado del comportamiento del tanque de acumulación se basa en la determinación de zonas isotérmicas, tal como lo describen Bellos et al. (10) en otro estudio sobre el comportamiento de sistemas de refrigeración solar con chillers de absorción. De acuerdo a este modelo, el tanque se divide en N zonas o franjas horizontales, cada una de las cuales contiene fluido que se asume a temperatura uniforme en toda la zona. La transferencia de calor y masa entre las zonas genera la estratificación de temperatura dentro del tanque. De esta forma, el fluido más caliente se encuentra en la zona

superior del tanque mientras que el fluido a menor temperatura se concentra en su zona inferior. Las ecuaciones que gobiernan los balances energéticos en cada zona contemplan el intercambio de calor y masa en las fronteras con las zonas adyacentes así como con el exterior. Al resolver todas estas ecuaciones simultáneamente se obtiene la temperatura dentro del tanque en cada uno de los nodos o zonas. Las siguientes ecuaciones describen los mencionados balances de energía de la siguiente forma: La ecuación 3.8 es el balance de energía en el primer nodo (zona superior), la ecuación 3.9 es el balance de energía en el nodo interno i mientras que la ecuación 3.10 representa el balance energético del último nodo (zona inferior).

$$M_{st,1} * C_p * \frac{\partial T_{st,1}}{\partial t} = \dot{m}_{col} * C_p * (T_{col,out} - T_{st,1}) + \dot{m}_h * C_p * (T_{st,2} - T_{st,1}) - U_T * A_{st,1} * (T_{st,1} - T_{am}) \quad (3.8)$$

$$M_{st,i} * C_p * \frac{\partial T_{st,i}}{\partial t} = \dot{m}_{col} * C_p * (T_{st,i-1} - T_{st,i}) + \dot{m}_h * C_p * (T_{st,i+1} - T_{st,i}) - U_T * A_{st,i} * (T_{st,i} - T_{am}) \quad (3.9)$$

$$M_{st,N} * C_p * \frac{\partial T_{st,N}}{\partial t} = \dot{m}_{col} * C_p * (T_{st,N-1} - T_{st,N}) + \dot{m}_h * C_p * (T_{h,out} - T_{st,N}) - U_T * A_{st,N} * (T_{st,N} - T_{am}) \quad (3.10)$$

La discretización de estas ecuaciones diferenciales se realiza de acuerdo a la siguiente fórmula general tal como se establece en los citados trabajos de Bellos et al. ((11), (10)):

$$\frac{\partial T_{st,N}}{\partial t} = \frac{T^{NEW} - T^{OLD}}{\Delta t} \quad (3.11)$$

El modelo evalúa las ecuaciones 3.8, 3.9 y 3.10 de los balances energéticos en el tiempo anterior. Esto significa que las temperaturas $T_{st,1}$, $T_{st,i}$, $T_{st,N}$, etc. del lado derecho de las ecuaciones refieren a T^{OLD} .

El paso de tiempo seleccionado para la discretización (Δt), de manera de que coincida con el del artículo de referencia, es de 60 segundos.

Es importante destacar que la temperatura del fluido que ingresa al campo de colectores solares $T_{col,in}$ es igual a la temperatura del ultimo nodo o nodo inferior $T_{st,N}$ mientras que la temperatura del fluido que ingresa al generador del chiller de absorción $T_{h,in}$ es igual a la temperatura del primer nodo o nodo

superior $T_{st,1}$.

Por otra parte, se menciona que para este estudio el flujo másico en el campo de colectores así como el de trabajo en el generador fueron considerados idénticos por lo que $\dot{m}_h = \dot{m}_{col}$, ya que de acuerdo al artículo de referencia esto hace que el sistema sea más estable. U_T es el coeficiente térmico de pérdida de calor del tanque que representa la eficacia de su aislamiento.

La masa de fluido es idéntica para cada una de las zonas de temperatura uniforme y se determina mediante la siguiente ecuación:

$$M_{st,i} = \frac{\rho * V}{N} \quad (3.12)$$

siendo ρ la densidad del fluido de trabajo (variable con la temperatura), V el volumen total del tanque de acumulación y N el número de nodos o zonas elegido para la simulación del estudio.

El área exterior de cada una de las zonas se determina geoméricamente mediante las siguientes ecuaciones:

Zonas superior e inferior:

$$A_{st,1,N} = \frac{\pi * d_{st}^2}{4} + \frac{\pi * d_{st} * L_{st}}{N} \quad (3.13)$$

Zonas interiores

$$A_{st,i} = \frac{\pi * d_{st} * L_{st}}{N} \quad (3.14)$$

siendo d_{st} el diámetro del tanque de acumulación y L_{st} su largo. Para este estudio, al igual que en el artículo de referencia, estas dos dimensiones fueron consideradas iguales.

De la misma forma, este estudio considera un modelo de tanque de acumulación con 3 volúmenes de temperatura uniforme, es decir, $N = 3$.

3.1.3. Sistema de compresión mecánica

Las referencias utilizadas para los puntos de trabajo, tanto para este sistema como para los siguientes, se consideran idénticas a las de la figura 2.18. Se incluye en cada caso una imagen ampliada de la zona del sistema a describir para facilitar la lectura.

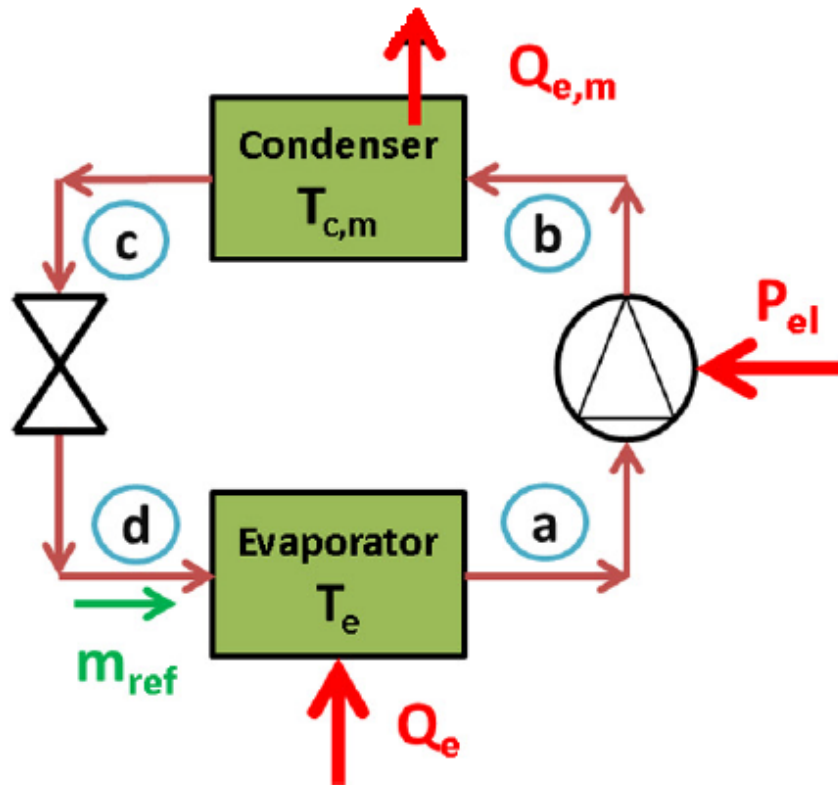


Figura 3.1: Sistema de compresión mecánica (11)

Balance energético en el condensador:

$$Q_{c,m} = m_{ref} * (h_c - h_b) \quad (3.15)$$

Balance energético en el evaporador:

$$Q_e = m_{ref} * (h_a - h_d) \quad (3.16)$$

Potencia eléctrica consumida por el compresor mecánico:

$$P_{el} = m_{ref} * \frac{(h_b - h_a)}{\eta_m} \quad (3.17)$$

donde η_m es el rendimiento mecánico del compresor y m_{ref} el flujo másico del refrigerante.

Rendimiento isentrópico del compresor mecánico:

$$\eta_{is} = \frac{(h_{b,is} - h_a)}{(h_b - h_a)} \quad (3.18)$$

Se asume que la expansión en la válvula expansora sucede de manera isentálpica:

$$h_d = h_c \quad (3.19)$$

3.1.4. Chiller de absorción

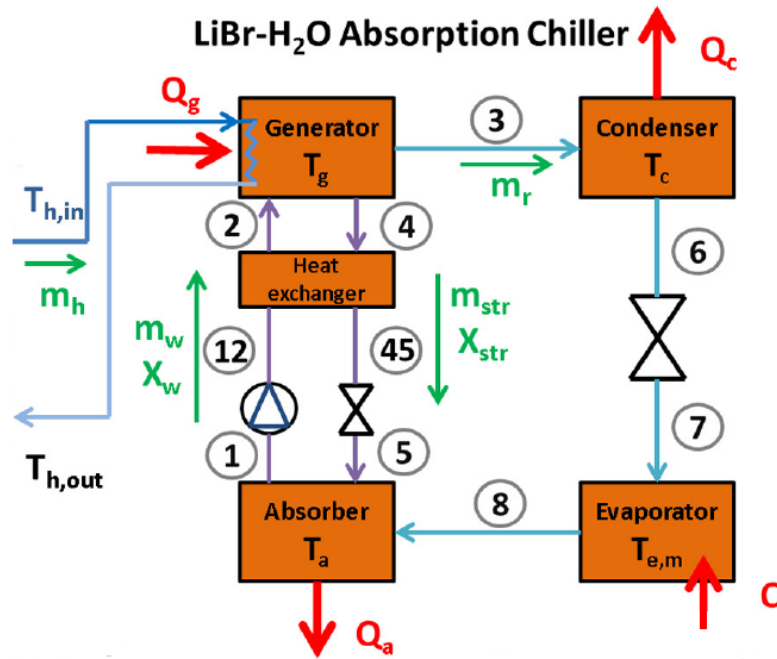


Figura 3.2: Chiller de absorción (11)

Balance de energía en el generador:

$$Q_g = m_r * h_3 + m_{str} * h_4 - m_w * h_2 \quad (3.20)$$

Balance de energía en el evaporador:

$$Q_{e,m} = m_r * (h_8 - h_7) \quad (3.21)$$

Balance de energía en el condensador:

$$Q_c = m_r * (h_3 - h_6) \quad (3.22)$$

Balance de energía en el absorbedor:

$$Q_a = m_r * h_8 + m_{str} * h_5 - m_w * h_1 \quad (3.23)$$

Balance de masa de la mezcla $H_2O - LiBr$ (para el generador y el absorbedor):

$$m_w = m_r + m_{str} \quad (3.24)$$

Balance de masa de la solución de $LiBr$ en el generador (y absorbedor):

$$X_w * m_w = X_{str} * m_{str} \quad (3.25)$$

siendo X_w y X_{str} las concentraciones de $LiBr$ en las soluciones débil (*weak*) y fuerte (*strong*) respectivamente (medidas en %), cuyas respectivas fórmulas de cálculo serán detalladas en la siguiente subsección.

Balance de energía en el intercambiador de calor de solución:

$$m_w * (h_2 - h_{12}) = m_{str} * (h_4 - h_{45}) \quad (3.26)$$

Efectividad del intercambiador de calor de solución (contracorriente) :

$$\eta_{HEX} = \frac{q}{q_{max}} \quad (3.27)$$

siendo, a partir de la ecuación 3.26:

$$q = Cp_w * m_w * (T_2 - T_{12}) = Cp_{str} * m_{str} * (T_4 - T_{45}) \quad (3.28)$$

y

$$q_{max} = (Cp * m)_{minimo} * (T_4 - T_{12}) \quad (3.29)$$

En este caso, tal como se demostrará numéricamente más adelante en la sección de validación del modelo, la corriente con el menor $(Cp * m)$ es la de la solución concentrada (*str*) que retorna del generador. De esta forma la ecuación 3.27 se puede reescribir de la siguiente manera:

$$\eta_{HEX} = \frac{(h_4 - h_{45})}{(h_4 - h_{12})} \quad (3.30)$$

Se asume que la expansión en las válvulas expansoras sucede de manera

isentálpica:

$$h_{45} = h_5 \quad (3.31)$$

$$h_7 = h_6 \quad (3.32)$$

Se desprecia el aumento de entalpía de la solución débil en la bomba eléctrica:

$$h_{12} = h_1 \quad (3.33)$$

La pertinencia de esta suposición se demostrará numéricamente más adelante en la sección de validación del modelo

El proceso de transferencia de calor dentro del generador se describe mediante las siguientes ecuaciones, siendo la primera de ellas el balance de energía aplicado al flujo de aceite térmico y la segunda el método de la diferencia de temperatura media logarítmica en un intercambiador de calor con T_g (Temperatura de generación) constante:

$$Q_g = \dot{m}_h * C_{p,oil} * (T_{h,in} - T_{h,out}) \quad (3.34)$$

$$Q_g = UA_g * \frac{(T_{h,in} - T_{h,out})}{\ln \frac{(T_{h,in} - T_g)}{(T_{h,out} - T_g)}} \quad (3.35)$$

Se asume que la temperatura de operación del absorbedor es igual a la temperatura de condensación del condensador. Esta suposición es razonable dado que ambos equipos rechazan calor contra la misma fuente fría (el ambiente):

$$T_c = T_a \quad (3.36)$$

Por último, se destaca que la transferencia de calor en el intercambiador de tipo cascada, es decir, el vínculo entre ambos sistemas, se realiza de forma ideal (sin pérdidas de calor) y para que sea posible, la temperatura de evaporación en el chiller de absorción deberá ser menor a la temperatura de condensación del sistema de compresión mecánica. Esta diferencia de temperatura se modela en 8 grados Celsius de acuerdo tanto al artículo de referencia como otra literatura sobre el tema consultada, en este caso un estudio de Cimsit et al. (14):

$$T_{e,m} = T_{c,m} - 8 \quad (3.37)$$

3.1.5. Otras consideraciones del sistema

- A la salida del generador (punto β de la figura 2.18) se tiene vapor de agua sobrecalentado, sin $LiBr$
- A la salida del condensador del chiller de absorción se tiene agua como líquido saturado a T_c
- A la salida del evaporador del chiller de absorción se tiene vapor de agua saturado a $T_{e,m}$
- La solución de $LiBr$, tanto en su concentración débil como fuerte permanece siempre en estado líquido
- El estado del refrigerante a la salida del evaporador del sistema de compresión mecánica (punto a) es vapor saturado a T_e
- El estado del refrigerante a la salida del condensador del sistema de compresión mecánica es líquido saturado a $T_{c,m}$

Los valores de concentración de $LiBr$ en agua dependen de las temperaturas de operación. En concreto, el valor de la concentración débil X_w es función de las temperaturas de evaporación $T_{e,m}$ y de absorción T_a mientras que el de la concentración fuerte X_{str} es función de las temperaturas de generación T_g y de condensación T_c . Las siguientes ecuaciones, que determinan estas concentraciones, se encuentran en el trabajo de Lansing (38) donde se desarrolla un modelo computacional de un chiller de absorción simple efecto utilizando $LiBr - H_2O$ como par de trabajo. De acuerdo a lo explicado allí, éstas son válidas para el rango 0.50 a 0.65 $\frac{kgLi-Br}{kgsolucion}$.

$$X_{str} = \frac{49.04 + 1.125 * T_g - T_c}{134.65 + 0.47 * T_g} \quad (3.38)$$

$$X_w = \frac{49.04 + 1.125 * T_a - T_{e,m}}{134.65 + 0.47 * T_a} \quad (3.39)$$

El valor de la entalpía, del calor específico y de la densidad de la solución de $LiBr - H_2O$ en cada punto de interés del ciclo se determina en función de la concentración de $LiBr$ y de la temperatura. Dichos valores se determinan mediante las ecuaciones termodinámicas desarrolladas en el artículo de Pátek y Klomfar (46) sobre una formulación computacional efectiva de las propiedades termodinámicas de soluciones de $LiBr - H_2O$ para un rango de temperaturas de 273 a 500 grados Kelvin. Este procedimiento es relativamente engorroso en cuanto a las operaciones requeridas por lo que no se detalla y se sugiere, en

caso de interés, consultar la literatura de referencia.

3.1.6. Índices de performance del sistema

En esta sección se definen los principales índices de desempeño y evaluación del sistema.

Coefficiente de performance del sistema de compresión mecánica:

$$COP_{mc} = \frac{Q_e}{P_{el}} \quad (3.40)$$

Coefficiente de performance del chiller de absorción:

$$COP_{abs} = \frac{Q_{e,m}}{Q_g} \quad (3.41)$$

Coefficiente de performance del sistema global:

$$COP_{sys} = \frac{Q_e}{Q_s + P_{el}} \quad (3.42)$$

3.2. Validación del modelo

Tal como fue mencionado previamente, en esta sección se reproducirá y validará en lenguaje del software estadístico **R** el modelo termodinámico del artículo de Bellos et al. (11) que utiliza el programa **EES**. Es importante aclarar en este punto la diferencia entre las herramientas de simulación utilizadas. **EES** es un programa de resolución de sistemas de ecuaciones que contiene incorporadas tanto las propiedades termodinámicas de los fluidos (agua, vapor, refrigerantes) así como subrutinas o "bloques" que modelan el funcionamiento de los distintos componentes del sistema. Por su parte, **R** es un lenguaje de programación, utilizado en este trabajo para construir un modelo ad hoc ecuación por ecuación, incorporando los valores de las propiedades termodinámicas de manera exógena (tomados de tablas de referencia).

Al igual que en el caso de referencia, se considera el uso de R-134a como refrigerante en el sistema de compresión mecánica. Los valores correspondientes de entalpía para este refrigerante fueron tomados de (57) mientras que los del H_2O de (61).

3.2.1. Validación del sistema en cascada

En una primera etapa se valida el funcionamiento del sistema en cascada (chiller de absorción y sistema de compresión mecánica), sin considerar los colectores solares ni el tanque de acumulación. La validación del modelo elaborado se realiza comparando los resultados obtenidos de varios parámetros del sistema para una combinación de temperaturas de operación con los de dos casos de estudio: obviamente, el primero de ellos es el seleccionado de Bellos et al. (11) y el segundo es un trabajo de Cimsit y Ozturk (13) donde los autores analizan un ciclo de refrigeración de un sistema de las mismas características que las del presente trabajo. El artículo de Cimsit y Ozturk además, es el que utilizan Bellos et al. (11) para la validación de su modelo del sistema en cascada.

La tabla 3.1 muestra los parámetros de operación del sistema considerados para esta etapa de validación del modelo, los cuales se asumen como entradas al modelo.

Tabla 3.1: Parámetros de operación del sistema. Referencias: (11), (13)

Parámetro	Símbolo	Valor
Carga de refrigeración a obtener del sistema	Q_e	50 kW
Temperatura del generador	T_g	90 °C
Temperatura del condensador sistema absorción	T_c	40 °C
Temperatura del absorbedor	T_a	40 °C
Temperatura del evaporador sistema absorción	$T_{e,m}$	10 °C
Temperatura del evaporador sistema compresión	T_e	-10 °C
Efectividad del interc. de calor de sol. $LiBr - H_2O$	η_{HEX}	0.6
Eficiencia isentrópica del compresor	η_{is}	0.8
Eficiencia mecánica del compresor	η_m	0.9

La tabla 3.2 muestra los resultados o salidas obtenidas para el modelo creado, los de las literaturas de referencia y la desviación (medida en porcentaje) de cada uno de los parámetros calculados respecto a ellas.

Tabla 3.2: Validación del modelo sistema en cascada. Resultados

Parámetro	Modelo	Ref (11)	Desviación (%)	Ref (13)	Desviación (%)
Q_g [kW]	72.32	77.57	-7.1	76.45	-5.7
P_{el} [kW]	8.35	8.03	4.0	8.25	1.2
COP_{mc}	5.99	6.22	-3.7	6.06	-1.2
COP_{abs}	0.80	0.76	5.3	0.75	6.7
COP_{sys} ¹	0.62	0.60	3.3	0.59	5.1
m_w [$\frac{kg}{s}$]	0.202	0.212	-4.7	0.216	-6.5
m_{str} [$\frac{kg}{s}$]	0.177	0.188	-5.9	0.192	-7.8
m_r [$\frac{kg}{s}$]	0.024	0.025	-4	0.024	0
m_{ref} [$\frac{kg}{s}$]	0.298	0.298	0	0.297	0.3
X_w [%]	54.76	54.91	-0.3	55	-0.4
X_{str} [%]	62.32	62.15	0.3	62	0.5

¹ El COP_{sys} en esta validación fue determinado utilizando el Q_g en lugar del Q_s .

De los resultados obtenidos se puede concluir que el modelo elaborado replica relativamente bien los de ambas literaturas de referencia, estimando que las diferencias existentes se pueden adjudicar a la diferencia en las herramientas de simulación utilizadas.

La tabla 3.3 muestra los valores de las propiedades termodinámicas de la solución de $LiBr - H_2O$ para los puntos de trabajo de interés obtenidas mediante las ecuaciones descritas en el artículo de Pátek y Klomfar (46). Se utilizan estos valores para validar las hipótesis consideradas para la determinación del calor máximo teórico en la ecuación 3.30 de la efectividad del intercambiador de calor de solución así como la posibilidad de despreciar el aumento de entalpía en la bomba de solución débil.

Tabla 3.3: Propiedades termodinámicas de solución de $LiBr - H_2O$

Propiedad	Valor
C_{p12} [$\frac{kJ}{kg K}$]	2.03
C_{p4} [$\frac{kJ}{kg K}$]	1.89
ρ_1 [$\frac{kg}{m^3}$]	1586.41
P_1 [kPa]	1.25
P_{12} [kPa]	7.38

Con los valores obtenidos de los calores específicos y de los flujos másicos de las soluciones débil (w) y concentrada (str) queda determinado para las

corrientes de ingreso al intercambiador de calor de solución que:

$$C_{p_{str}} * m_{str} < C_{pw} * m_w \quad (3.43)$$

Por su parte, el trabajo realizado por la bomba de solución se calcula de la siguiente forma:

$$W_{bomba} = \frac{1}{\rho_1} * \frac{(P_{12} - P_1) * m_w}{\eta_{bomba}} \quad (3.44)$$

Considerando un η_{bomba} de 0.75 se obtiene un trabajo total de 0.001 kW, el cual comparado al del generador (72.32 kW) se puede asumir despreciable.

3.2.2. Validación del modelo completo

En esta etapa se incorporará al modelo el campo de colectores solares y el tanque de acumulación y se calcularán rendimientos, ahorros y demás parámetros para diversas condiciones de operación del sistema para un día específico con determinadas condiciones climáticas. De igual forma que en el trabajo de Bellos et al. (11) se consideran para la validación del modelo, los siguientes valores diarios de las variables climáticas:

- Irradiación solar diaria H_T : 6 $\frac{\text{kWh}}{\text{m}^2}$
- Horas diarias de sol N_D : 12 hs
- Temperatura ambiente media $T_{am,m}$: 25 °C
- Amplitud de temperatura ambiente DR : 8 °C

Adicionalmente, en la tabla 3.4 se especifican los valores de los parámetros correspondientes al arreglo de colectores y del sistema de acumulación térmica que se utilizarán en esta etapa de validación.

Tabla 3.4: Parámetros constantes del sistema. Referencia (11)

Parámetro	Símbolo	Valor
Volumen del tanque de acumulación	V	5 m ³
Coefficiente de transferencia de calor del generador	$(UA)_g$	15 $\frac{\text{kW}}{\text{K}}$
Coefficiente de pérdida de calor del tanque acumulador	U_T	0.5 $\frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}}$
Área de colectores solares	A_c	300 m ²

Se asume además que, inicialmente, la temperatura dentro del tanque (en todo su volumen) es igual a la temperatura de generación del chiller de absorción. Adicionalmente, se asume que el sistema opera solamente durante las

horas de sol, y siempre y cuando los niveles de temperatura dentro del tanque de acumulación sean suficientes para activar el generador del ciclo de absorción. En todos los casos, se considera que la temperatura de generación T_g se mantiene constante a lo largo de toda la operación diaria.

La simulación se realiza para un determinado rango de temperaturas de generación, buscando luego el valor de ésta que optimiza (maximiza) la producción de refrigeración diaria así como el COP del sistema. En el artículo de referencia, este valor de temperatura de generación corresponde en todos los casos a 93 °C mientras que en el modelo desarrollado para este estudio, el valor obtenido fue de 95 °C. De todas maneras, es preciso destacar que la diferencia de la producción de refrigeración diaria obtenida para una temperatura de generación de 93 °C y de 95 °C es, en todos los casos para el modelo construido para este trabajo, menor al 0,2%. De esto se puede deducir que los máximos son muy planos y por lo tanto la sensibilidad respecto al valor óptimo es alta.

La tabla 3.5 muestra los resultados obtenidos (refrigeración producida y COP del sistema diarios) por el modelo desarrollado en comparación con los del artículo de referencia (11) para el caso de una temperatura de condensación de 40 °C, y temperaturas de evaporación de 0, -10, -20, -30 y -40 °C. Las figuras 3.3 y 3.4 grafican esta comparación.

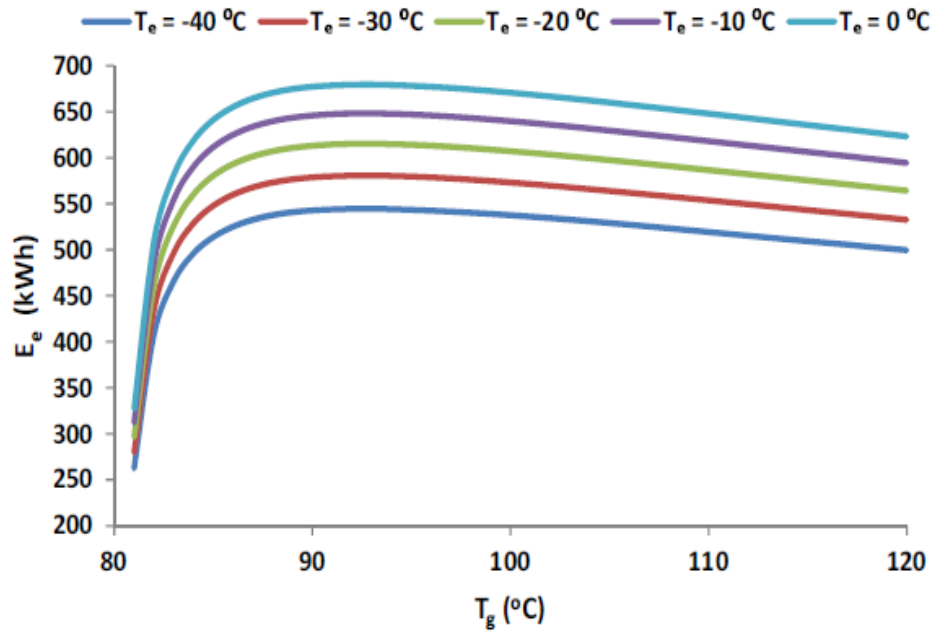
Tabla 3.5: Validación del modelo, sistema completo ($T_c = 40$ °C). Resultados

T_e	Parámetro	Modelo	Ref(11)	Desviación (%)
0 °C	E_{diaria} [kWh]	628.4	679	-7.5
0 °C	$COP_{sys,diario}$	0.342	0.366	-6.6
-10 °C	E_{diaria} [kWh]	600	648	-7.4
-10 °C	$COP_{sys,diario}$	0.320	0.341	-6.2
-20 °C	E_{diaria} [kWh]	568.7	615	-7.5
-20 °C	$COP_{sys,diario}$	0.297	0.315	-5.7
-30 °C	E_{diaria} [kWh]	537	580	-7.4
-30 °C	$COP_{sys,diario}$	0.274	0.29	-5.5
-40 °C	E_{diaria} [kWh]	503.8	545	-7.6
-40 °C	$COP_{sys,diario}$	0.251	0.266	-5.6

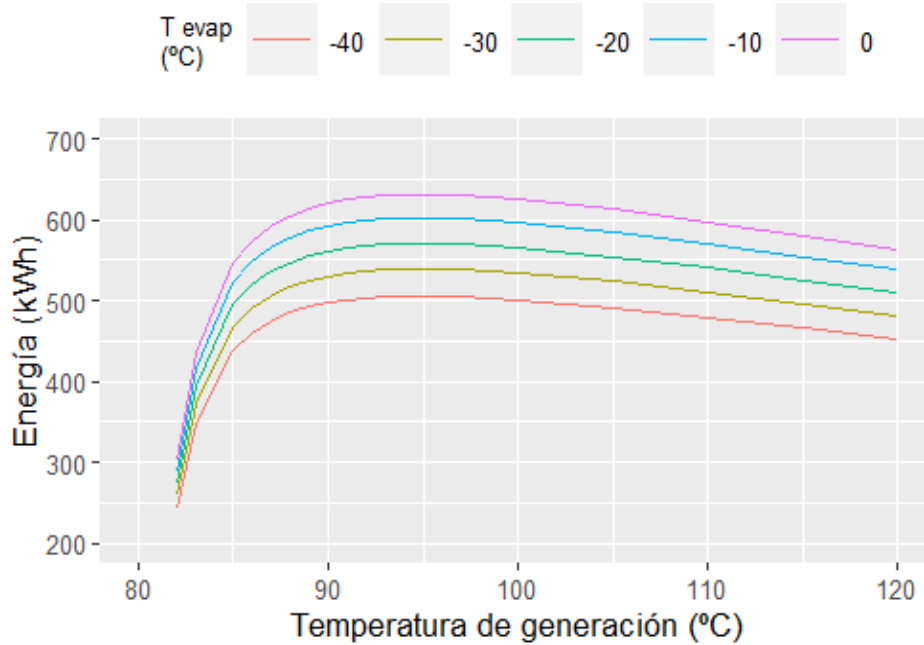
La diferencia entre los resultados obtenidos por el modelo desarrollado y los de la literatura de referencia es, en todos los casos de estudio, menor al 8%. Si bien es una diferencia relativamente menor, se observa que el modelo subestima la producción de refrigeración para todas las temperaturas de evaporación consideradas. De manera de poder determinar las causas de estas diferencias

se realizaron intercambios con uno de los autores del artículo de referencia. De este intercambio surgió la posibilidad de que la diferencia se debiera a que en el artículo de referencia se consideraba la radiación solar para cada instante en lugar de un valor fijo para cada hora de sol (determinado por la ecuación de distribución sinusoidal) lo cual penalizaba al modelo desarrollado para este trabajo en la primera y última hora de sol particularmente. Se realizó por lo tanto, una prueba para un caso específico (T_g 93 °C, T_e -20 °C y T_c 40 °C), en la cual la radiación solar se distribuyó mediante la ecuación sinusoidal con paso minutal en lugar de horario, observándose que el aumento en la producción total de refrigeración no era significativo. Por lo tanto, la conclusión a la que se arribó es que las diferencias se deben a las ya mencionadas diferencias en las herramientas utilizadas para la construcción de los modelos.

La figura 3.5 muestra para el caso de la temperatura óptima de generación el ahorro de energía eléctrica debido al uso del sistema en cascada planteado frente al consumo que implicaría el uso del sistema de compresión mecánica únicamente operando entre las distintas temperaturas de evaporación simuladas y una temperatura de condensación de 40 °C. En este caso se puede observar que las desviaciones de los porcentajes de ahorro entre el modelo desarrollado y la literatura de referencia es mínima. Notar que en el artículo de referencia se obtuvieron resultados para diferentes temperaturas de condensación. En el modelo desarrollado para este trabajo solamente se consideró el caso para una temperatura de condensación de 40 °C.

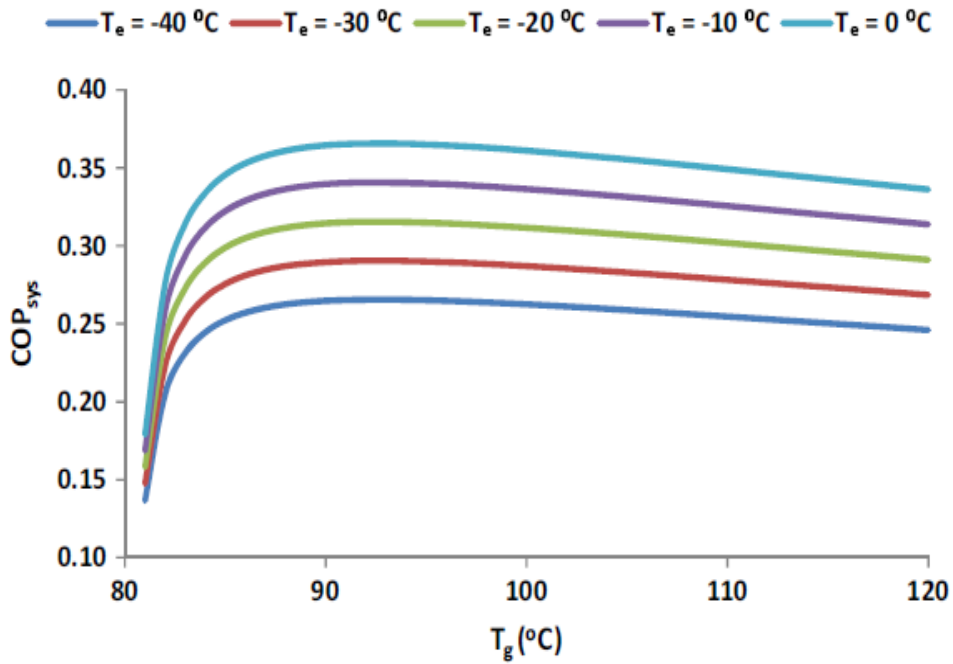


(a) Resultados literatura de referencia (11)

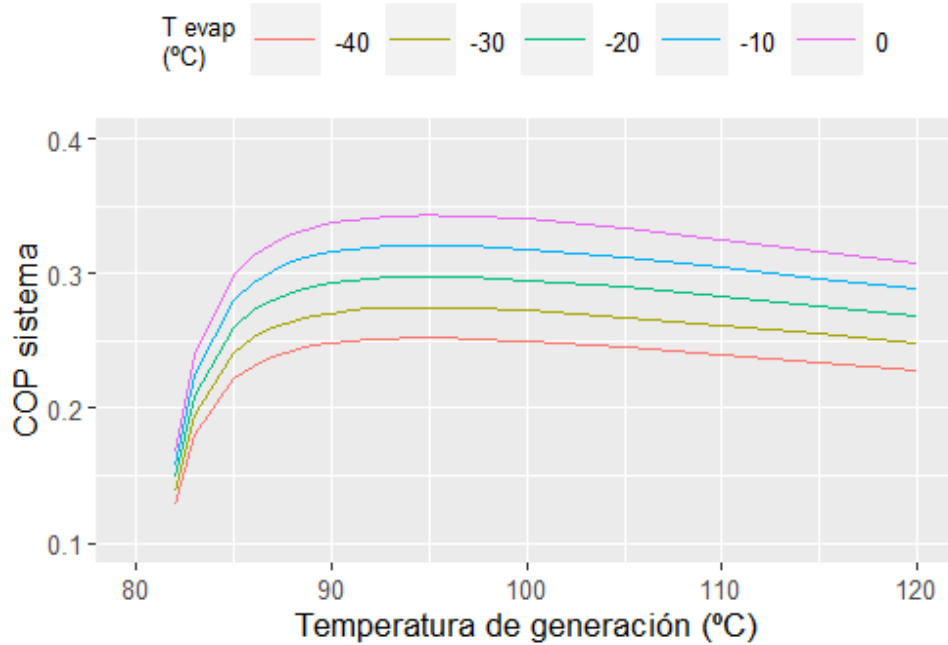


(b) Resultados modelo desarrollado

Figura 3.3: Producción de refrigeración diaria, comparación modelo - referencia, Temp. de condensación 40 °C.

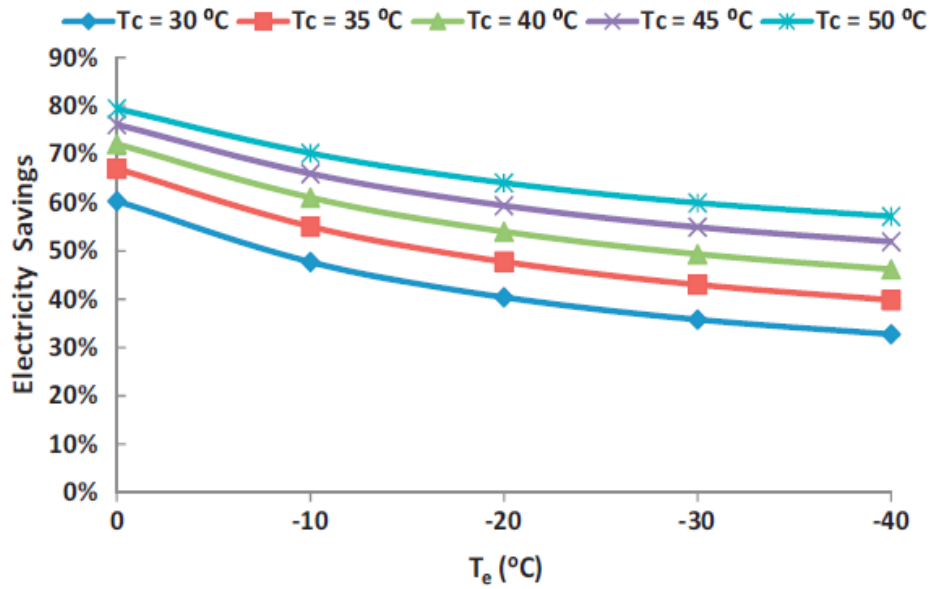


(a) Resultados literatura de referencia (11)

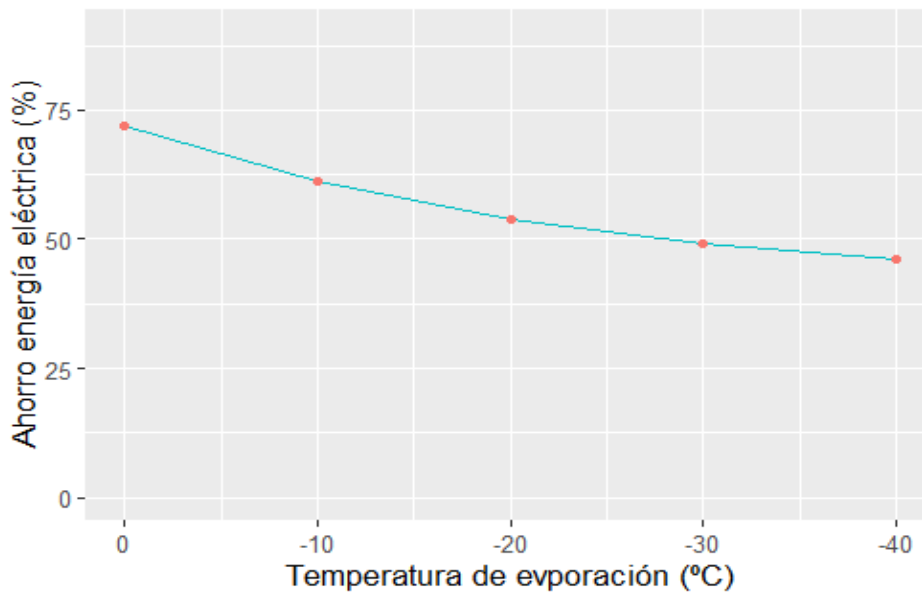


(b) Resultados modelo desarrollado

Figura 3.4: COP del sistema, comparación modelo - referencia, Temp. de condensación 40 °C.



(a) Resultados literatura de referencia (11)



(b) Resultados modelo desarrollado

Figura 3.5: Ahorro de energía eléctrica del sistema completo contra un sistema de compresión mecánica para la temperatura óptima de generación, comparación modelo - referencia, Temperatura de condensación 40 °C.

Capítulo 4

Aplicación a Uruguay

En este capítulo se aplica lo visto a lo largo del trabajo de tesis a la realidad uruguaya, utilizando para ello el modelo construido y validado en el capítulo 3 pero alimentado con datos climatológicos nacionales. Para esto se utilizará, como fue mencionado previamente, el año meteorológico típico para aplicaciones de energía solar del Uruguay (AMTUes) desarrollado por Alonso-Suárez et al. del Laboratorio de Energía Solar (LES) de la Universidad de la República del Uruguay (5). Previamente, a modo introductorio, se resumirá la información disponible sobre el consumo de energía para refrigeración en el Uruguay utilizando para ello los balances energéticos nacionales así como otros estudios estadísticos.

4.1. Refrigeración en Uruguay

El área de Planificación, Estadística y Balance (PEB), perteneciente a la Dirección Nacional de Energía (DNE) del Ministerio de Industria, Energía y Minería (MIEM) del Uruguay elabora y publica anualmente el Balance Energético Nacional (BEN), que resume la información a nivel nacional relativa a la producción, transformación y consumo de energía. La última edición publicada corresponde al año 2021 (23).

Para el año 2021, el consumo final energético del país fue de 4809,5 ktep¹ lo que es equivalente a 202 PJ. De este total, un 43 % correspondió al sector industrial, un 18 % al residencial y un 7 % al sector comercial y servicios.

En el año 2016, el área de PEB de la DNE realizó un Balance Nacional

¹miles de toneladas equivalentes de petróleo. 1 ktep equivale a 0,042 PJ

de Energía Útil del sector industrial (BNEU industrial) (22). Se trata de un estudio estadístico que tiene como objetivo la caracterización de los consumos y usos de las distintas fuentes que componen la matriz energética del sector industrial de Uruguay en términos de energía neta y rendimientos asociados a su utilización, lo que permite también determinar la energía útil. Los resultados arrojados por éste muestran que el 1,7 % del consumo final energético del sector (1,5 PJ) corresponde a frío de proceso, siendo además, la electricidad el único energético consumido para este fin. Considerando un factor de conversión de $0,086 \frac{\text{tep}}{\text{MWh}}$ (24) se estima el consumo total de energía eléctrica del sector industrial para frío de proceso en el año 2021 en unos 409 GWh aproximadamente. Tendiendo en cuenta que el consumo eléctrico total del sector industrial fue, en dicho año, de 3648 GWh, el destinado a frío de proceso significó más del 11 %, siendo, de acuerdo al BNEU industrial, el segundo mayor uso de electricidad del sector, solamente por detrás de la fuerza motriz. Los datos del estudio permiten realizar este mismo análisis pero sin considerar las plantas de celulosa, las que dado su tamaño en comparación con el resto del sector pueden distorsionar los resultados. Lo que se encuentra en este caso, es que el frío de proceso significa el 4,2 % del consumo de energía neta y el 17,2 % del consumo total de electricidad del sector industrial (sin considerar plantas de celulosa).

Cuando se analiza por subsector industrial se encuentra que más de la mitad del consumo de energía neta para frío de proceso corresponde al subsector Frigoríficos, lo cual se explica por la importante cantidad de procesos de refrigeración que necesita para la conservación de los productos cárnicos. Muy por debajo le siguen los subsectores Otras Alimenticias (20 %) y Lácteos (14 %), los cuales también tienen requerimientos de frío vinculados a la conservación de productos alimenticios. Por último, se puede destacar también la participación de los subsectores Química, Caucho y Plástico (8 %) y Bebidas y Tabaco (5 %). El resto de los subsectores tienen participaciones bastante menos significativas. Se destaca que para los frigoríficos, el destinado a frío de proceso representa el 18 % del total del consumo de energía neta y más del 50 % del consumo total de electricidad. En un estudio previo (2013) (21), también realizado por el área de PEB de la DNE se mencionaba que el 98 % del frío de proceso era generado por compresores alternativos y rotativos, que totalizaban aproximadamente unos 3,700 equipos significando una potencia instalada de 100 MW. Su antigüedad promedio rondaba en ese entonces los 17 años.

En el sector residencial se utiliza la refrigeración para el acondicionamiento térmico, mayoritariamente en los meses de verano. En el año 2013, una encuesta realizada por el área de PEB de la DNE (20) reveló que a esa fecha, el 27,8 % de los hogares uruguayos contaba con equipos de aire acondicionado, guarismo que creció más del 10 % respecto al 2011 y que significaba a ese momento un total de 481.200 unidades instaladas. Para el año 2018, la Encuesta Continua de Hogares realizada por el Instituto Nacional de Estadística (INE) reveló que el porcentaje de hogares uruguayos con aires acondicionados alcanzó el 40,7 % y un total de 779.687 unidades instaladas (32). En cuanto a cuál es el consumo energético del sector destinado a refrigeración de ambientes, el dato más actual corresponde a la encuesta de 2006 realizada también por la DNE (19) donde se encontró que la participación en el consumo total de energía neta del sector residencial para refrigeración era de 0,9 %. Considerando este porcentaje se obtendría que para el año 2021 el total de energía demandada para refrigeración de ambientes fue de unos 0.3 PJ, lo cual equivale a unos 88 GWh, teniendo en cuenta que todos los equipos utilizan energía eléctrica como fuente. A efectos de este trabajo no se considerará como refrigeración la conservación de alimentos en el sector residencial.

El sector comercial y servicios utiliza frío para la conservación de alimentos y para el acondicionamiento térmico. Los últimos datos disponibles sobre la participación de cada uno de estos usos en el consumo energético del sector corresponden también a la encuesta realizada por la DNE en 2006 (19) y son de 10,3 % y de 8 % respectivamente. Tomando estos valores se obtiene que para el año 2021, los consumos fueron de 1,4 PJ para la conservación de alimentos y 1,1 PJ para acondicionamiento térmico lo que totaliza unos 2,5 PJ, posicionando a comercial y servicios como el sector de actividad que mayor demanda de energía requiere para generación de frío. Asumiendo nuevamente que los equipos utilizados para este fin son en su totalidad eléctricos se obtiene que el consumo de energía eléctrica correspondiente al 2021 para este sector de demanda fue de 682 GWh. Considerando los tres sectores en conjunto se puede observar que para el 2021 la demanda de energía eléctrica requerida para la generación de frío, ya sea de proceso, para acondicionamiento térmico o para conservación de alimentos (en el sector comercial) fue de unos 1.180 GWh, lo que representa más del 10 % del consumo final energético de electricidad. En términos monetarios, teniendo en cuenta los costos de generación del Sistema Interconectado Nacional (SIN) uruguayo para el año 2022 (18), significaría

unos 75 millones de dólares aproximadamente.

El aumento del consumo de electricidad para refrigeración no solamente impacta en la demanda de electricidad sino también en los picos de demanda. A partir del año 2018 se observa que el pico de demanda de energía eléctrica de verano supera al del invierno anterior (con excepción del año 2021) tal como se puede apreciar en la gráfica 4.1 elaborada en base a datos de UTE (58). El pico de demanda de energía eléctrica estival pasó de 1260 MW en 2005 a 2242 MW en la reciente ola de calor de diciembre de 2022, lo cual significa un aumento de casi el 80 %. En comparación, en ese mismo periodo, el pico de demanda invernal aumentó un 42 %. Se observa en la gráfica que el mayor salto interanual se dio entre el verano de 2011 a 2012 que correspondió a un aumento de 165 MW. El verano 2012 además, fue el primero en el cual el pico de demanda de energía eléctrica se dio en horario diurno lo cual no había sucedido hasta entonces y refleja claramente que está asociado a la utilización de aires acondicionados.

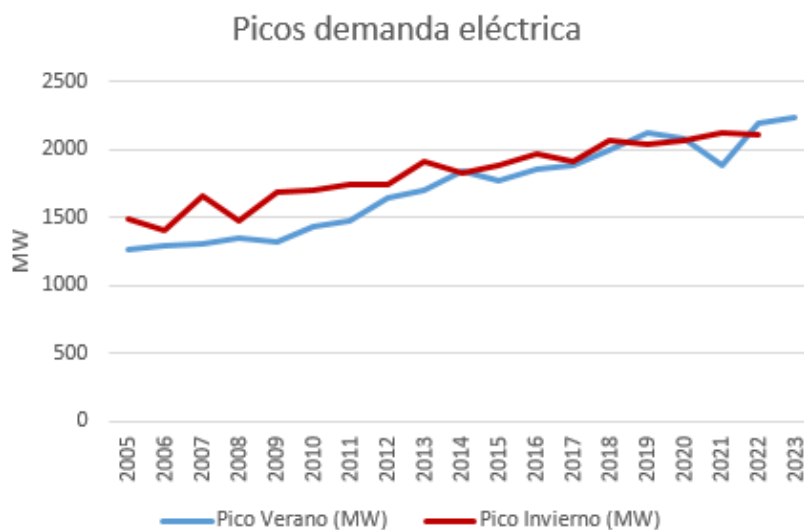


Figura 4.1: Picos de demanda eléctrica: Evolución invierno y verano. Elaboración propia en base datos de UTE.

4.2. Aplicación del modelo a Uruguay

En esta sección se utilizará el modelo desarrollado y validado en el capítulo 3 para estimar el desempeño del sistema de refrigeración en cascada en Uruguay. Para esto se utilizarán como datos climáticos de entrada los correspondientes al año meteorológico típico para aplicaciones de energía solar del Uruguay (AMTUes) desarrollado por Alonso-Suárez et al. del Laboratorio de Energía Solar (LES) de la Universidad de la República del Uruguay (5). Tal como lo especifica la memoria técnica de la publicación, los años meteorológicos típicos se componen de una serie de datos que permiten simular emprendimientos de energía renovable bajo condiciones de funcionamiento representativas del clima de una región. Es necesario que esta representatividad se de, al menos, en dos sentidos: en valores medios, para que su utilización pueda ser considerada como simulación de largo plazo, y en la variabilidad meteorológica típica, para que la simulación sea realizada ante un escenario realista. Los años meteorológicos típicos desarrollados por el LES para distintas regiones del Uruguay son a escala horaria (24×365 valores para cada localidad). Son representativos de las medias mensuales y anuales, y preservan la variabilidad natural a escala horaria y diaria respetando el ciclo anual de las variables consideradas. Estas variables son: irradiación solar horaria, temperatura del aire ambiente, humedad relativa, presión atmosférica y velocidad del viento (módulo y dirección). Las componentes de la irradiación solar incluidas son la global en plano horizontal (GHI), la global en en plano inclinado (GTI) a algunas inclinaciones representativas y la directa en incidencia normal (DNI). En consecuencia con la denominación utilizada en la memoria técnica de la publicación, de aquí en más, las series de datos de los años meteorológicos típicos serán referidas como AMTUes diarios o AMTUes horarios, representando la «U» a *Uruguay* y las letras «es» a *energía solar*.

La aplicación de las series de datos de los años meteorológicos típicos al modelo desarrollado en este trabajo se realizará en tres partes, independientes pero complementarias, de la siguiente manera:

- En una primera instancia, utilizando los datos diarios del AMTUes, se calculará el promedio mensual de irradiación global en plano inclinado a 35° , de la temperatura ambiente, y de la cantidad de horas de sol N_D ¹.

¹La cantidad de horas de sol se determina mediante el AMTUes horario, contabilizando para el cálculo de los promedios todos los valores en que la irradiación es mayor a 0

Estos valores promedio serán utilizados para estimar la producción de refrigeración diaria promedio para cada uno de los 12 meses del año de acuerdo a lo descrito en la sección 3.1. Tal como fue explicado en dicha sección, esa producción de refrigeración diaria es la máxima posible, que se obtiene para una determinada temperatura de generación.

Para la selección de la inclinación de los colectores solares se utiliza como referencia el Volumen II del Manual técnico de energía solar térmica de Martínez Escribano et al. (28). Allí se describe que como primera aproximación para usos anuales constantes, la inclinación de colectores respecto al plano horizontal puede considerarse igual a la latitud geográfica, admitiéndose desviaciones de +/- 15 grados. Teniendo en cuenta que el territorio uruguayo queda comprendido entre los paralelos 30 y 35 de latitud Sur, se asume como razonable la hipótesis de utilizar 35 grados como ángulo de inclinación de colectores para todo el estudio.

- Para la segunda parte del trabajo, se busca determinar la producción de refrigeración del sistema pero utilizando las series del AMTUES en escala horaria. Dado que para este estudio el tiempo computacional requerido es sustancialmente mayor, no se realizará para un rango de temperaturas de generación, sino que para cada mes será considerada la temperatura óptima de generación determinada en la instancia previa.
- La tercera parte consiste en buscar en el AMTUES diario, para cada mes, el día para el cual la irradiación solar en el plano inclinado se aproxima más al promedio mensual. Con los resultados de la segunda parte (que implicó determinar la producción de refrigeración para cada día del año) se observa cuál sería la producción de refrigeración para esos días y se los utiliza como valor promedio para cada mes.

Finalmente se compararán los tres resultados para evaluar la pertinencia de la utilización del promedio mensual (simple o aproximado) como estimador de la producción de refrigeración anual.

Para las tres partes mencionadas previamente, el estudio se desarrollará tanto para el departamento de Montevideo como para el de Salto, en idénticas condiciones, de forma de observar el efecto del factor geográfico. Para ambas localidades, se estudiarán los resultados obtenidos para cinco temperaturas de evaporación de refrigerante *R134a* en el sistema de compresión mecánica; éstas serán 0 °C, -5 °C, -10 °C -20 °C y -30 °C. Estas temperaturas de trabajo fueron

seleccionadas para evaluar la potencialidad de la aplicación de un sistema como el descrito en una instalación industrial como lo podría ser un frigorífico, que, tal como se vio en la sección 4.1, es el subsector industrial que mayor energía neta consume para la generación de frío de proceso. Los frigoríficos parecen a priori establecimientos ideales para la aplicación de estos sistemas dado que no solo son intensivos en el uso de refrigeración sino que además generalmente los predios donde están ubicados tienen la disponibilidad de espacio suficiente para la colocación de un campo de colectores solares. Según lo descrito por Gregorio Dassatti en un artículo llamado "La refrigeración en los establecimientos de faena" que forma parte de una serie de artículos sobre sistemas de refrigeración disponibles en el sitio web del Instituto Nacional de Carnes (INAC) (17) un mismo establecimiento frigorífico puede requerir de más de una temperatura de evaporación en función del propósito, siendo los procesos más comunes el enfriado, la conservación de producto enfriado, el congelado y la conservación del producto congelado. De esta forma, mientras una cámara de enfriado de reses requiere de una temperatura de evaporación de entre $-2\text{ }^{\circ}\text{C}$ y $-5\text{ }^{\circ}\text{C}$, un túnel o cámara de congelado puede requerir de una alrededor de los $-30\text{ }^{\circ}\text{C}$.

En todos los casos de estudio, la temperatura de condensación del sistema de absorción (y por lo tanto la del absorbedor) se fijó en $40\text{ }^{\circ}\text{C}$. Esto se debe a que para refrigerantes como el NH_3 o el R134a las temperaturas de diseño usualmente establecidas por los fabricantes de los equipos se sitúan en el rango de $30\text{ }^{\circ}\text{C}$ a $45\text{ }^{\circ}\text{C}$ aproximadamente, de forma de considerar las condiciones ambientales más desfavorables posibles (29; 16).

La tabla 4.1 muestra los parámetros del sistema que se mantienen constantes para todos los casos de estudio abordados. Por un tema de simplicidad, se toman los mismos valores que en el caso de validación del capítulo 3 con excepción del ángulo de inclinación de colectores.

Tabla 4.1: Parámetros constantes del sistema

Parámetro	Símbolo	Valor
Volumen del tanque de acumulación	V	5 m ³
Temperatura del evaporador sistema absorción	$T_{e,m}$	5 °C
Coefficiente de transferencia de calor del generador	$(UA)_g$	15 $\frac{\text{kW}}{\text{K}}$
Coefficiente de pérdida de calor del tanque acumulador	U_T	0.5 $\frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}}$
Efectividad del intercambiador de calor de solución <i>LiBr – H₂O</i>	η_{HEX}	0.6
Eficiencia isentrópica del compresor	η_{is}	0.9
Eficiencia mecánica del compresor	η_m	0.75
Área de colectores solares	A_c	300 m ²
Inclinación de colectores solares	β	35 °
Densidad aceite térmico ¹	ρ	999 $\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$
Calor específico del aceite térmico ¹	C_p	1.775 $\frac{\text{kJ}}{\text{kgK}}$

¹ Si bien la densidad y el calor específico del fluido seleccionado para el estudio varía con la temperatura, esta variación es menor por lo que se tomarán sus valores constantes a 100 °C.

4.2.1. Cálculo mediante promedios mensuales de AMTUs diarios

En esta parte del estudio, las variables meteorológicas del AMTUs diario que se utilizarán son las siguientes:

- GTI35 - Irradiación global en plano inclinado a $35^\circ \frac{\text{MJ}}{\text{m}^2}$
- TAM – Temperatura promedio de aire ambiente $^\circ\text{C}$

Para esta parte también, y tal como fue mencionado previamente se utiliza un promedio mensual de horas de sol estimado a partir de las series de datos horarios.

Con los datos mencionados y los parámetros de diseño establecidos en la tabla 4.1, se utiliza el modelo validado en la sección 3.2.2 para determinar la producción de refrigeración promedio diaria para cada mes del año, para un rango de temperaturas de generación preestablecido entre los 82°C y los 120°C . Este análisis se repite para varias temperaturas de evaporación en ambas localidades.

La gráfica 4.2 muestra las temperaturas óptimas de generación (las que maximizan la producción de refrigeración) para cada mes del año para ambas localidades. Una observación importante del análisis realizado es que estos valores son independientes de la temperatura de evaporación, resultando los mismos para todos los casos estudiados entre 0°C y -30°C .

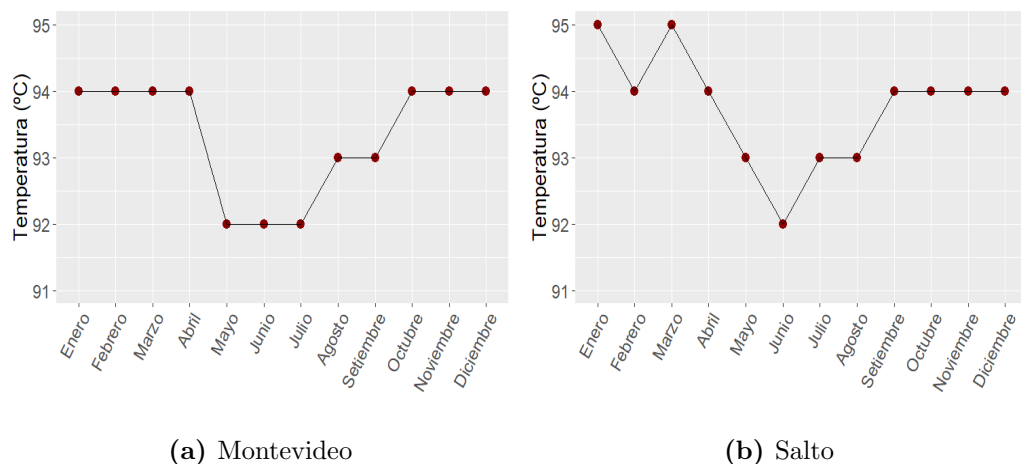


Figura 4.2: Temperatura óptima de generación por mes para Montevideo y Salto para todas las temperaturas de evaporación estudiadas. Temperatura de condensación 40°C .

Por otra parte, observando las gráficas se puede deducir que a mayor irradiación mayor será la temperatura de generación óptima, dado que para los meses cálidos se observan mayores valores de temperatura óptima de generación. Por otra parte, se desprende de las gráficas que para cada uno de los 12 meses, los valores de Salto son mayores o iguales que los de Montevideo pero con una diferencia nunca mayor a 1 grado Celsius.

Las figuras 4.3 y 4.4 muestran la producción diaria de refrigeración y el COP del sistema en función de la temperatura de generación para las diferentes temperaturas de evaporación en ambas localidades para los meses de enero y julio respectivamente. Se observa cómo en todos los casos, la producción de refrigeración diaria así como el COP del sistema son levemente superiores en Salto que en Montevideo, siendo esta diferencia considerablemente mayor para el mes de julio que para el mes de enero.

En la figura 4.5 se muestra la disponibilidad del recurso solar diario promedio por mes para Montevideo y Salto. Se observa que para los meses cálidos el recurso solar disponible sobre la superficie de los colectores es levemente mayor en Montevideo que en Salto mientras que en los meses más fríos esta relación se invierte. Un detalle a tener en cuenta es que, tal como se explicó previamente, en ambas localidades se considera la misma inclinación para los colectores solares (35 grados). Si bien en ambos casos este valor entra en el rango admisible de acuerdo a lo visto en esta misma sección (latitud +/- 15 grados), es preciso notar que mientras que para Montevideo esta inclinación es idéntica a su latitud, para Salto existe una diferencia de 4 grados aproximadamente, lo cual quizás podría penalizar en cierta forma al recurso solar disponible en el plano de colectores.

Las figuras 4.6, 4.7, 4.8, 4.9 y 4.10 muestran para cada una de las temperaturas de evaporación estudiadas la producción diaria promedio de refrigeración (para la temperatura óptima de generación) del sistema así como su consumo eléctrico. En todos los casos se observa que la producción de refrigeración depende directamente del recurso solar disponible y, como es de esperar, tanto mayor es a medida que aumenta la temperatura de evaporación.

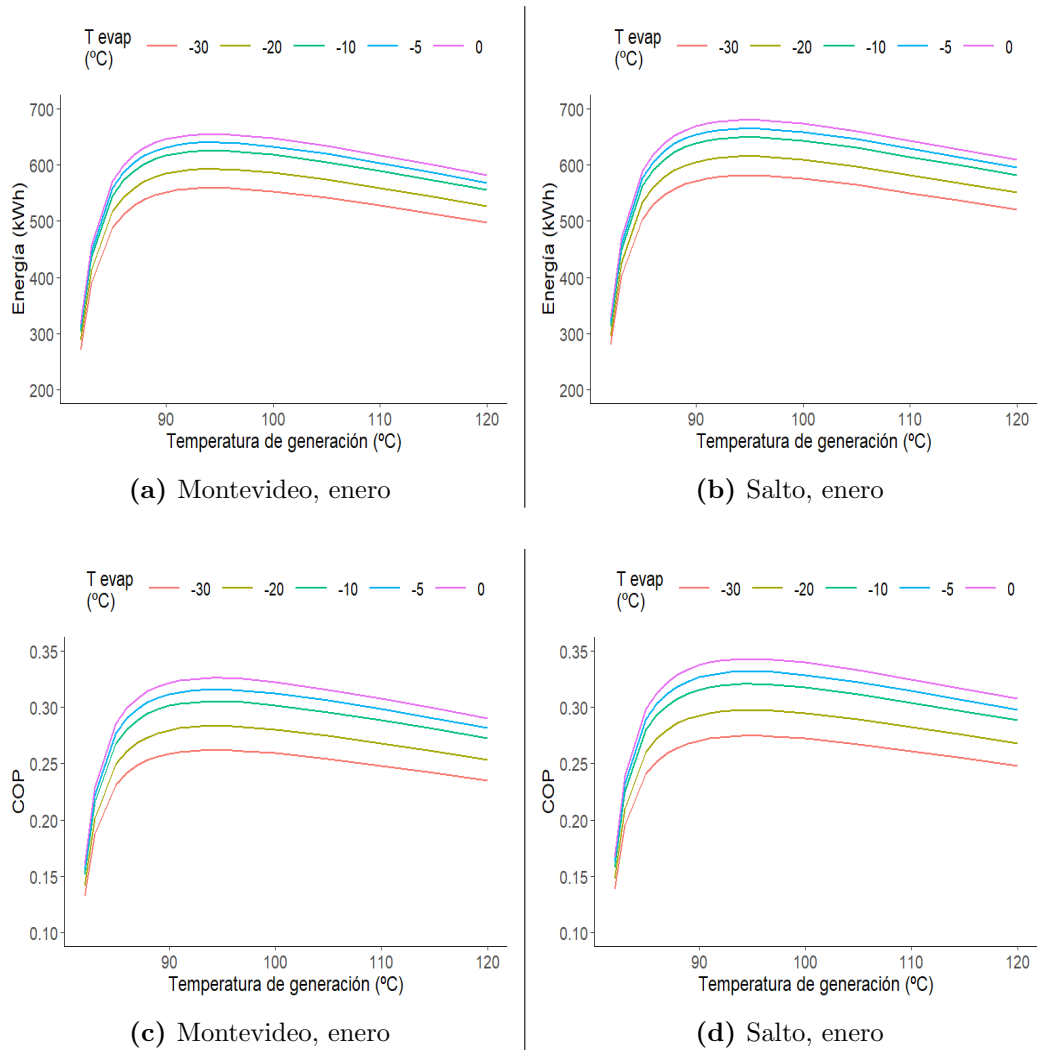


Figura 4.3: Producción de refrigeración diaria y COP del sistema en función de la temperatura de generación para el mes de enero para todas las temperaturas de evaporación estudiadas. Temperatura de condensación 40 °C.

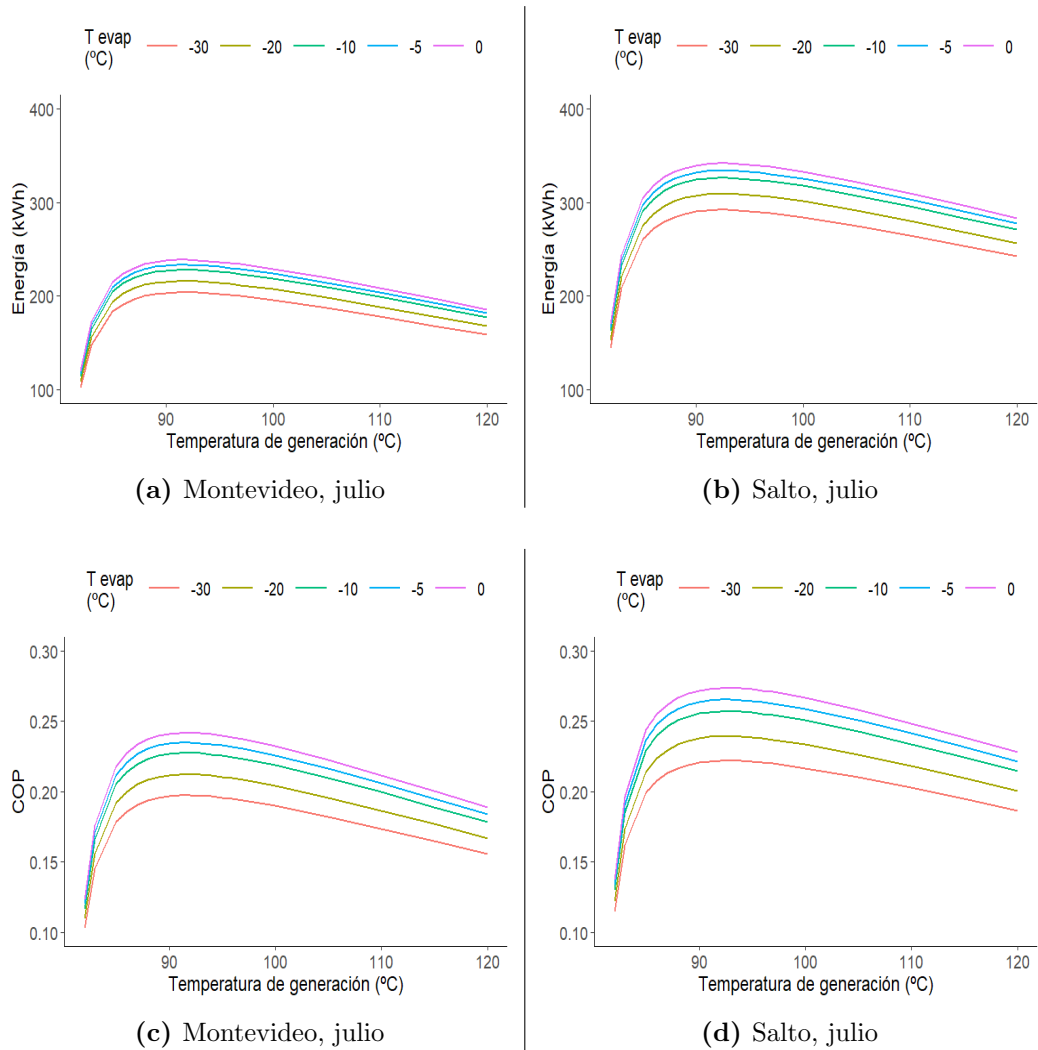


Figura 4.4: Producción de refrigeración diaria y COP del sistema en función de la temperatura de generación para el mes de julio para todas las temperaturas de evaporación estudiadas. Temperatura de condensación 40 °C.

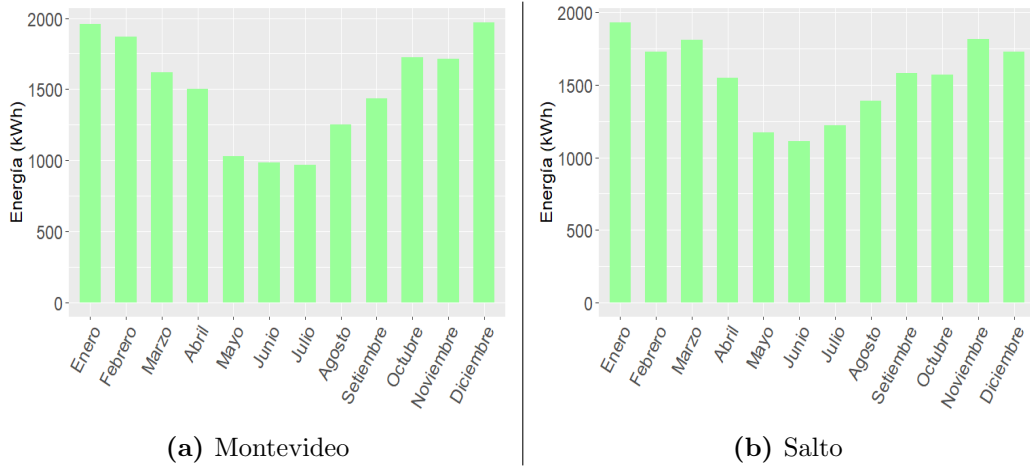


Figura 4.5: Recurso solar disponible diario promedio para cada mes en el plano de colectores (35 grados de inclinación) para Montevideo y Salto.

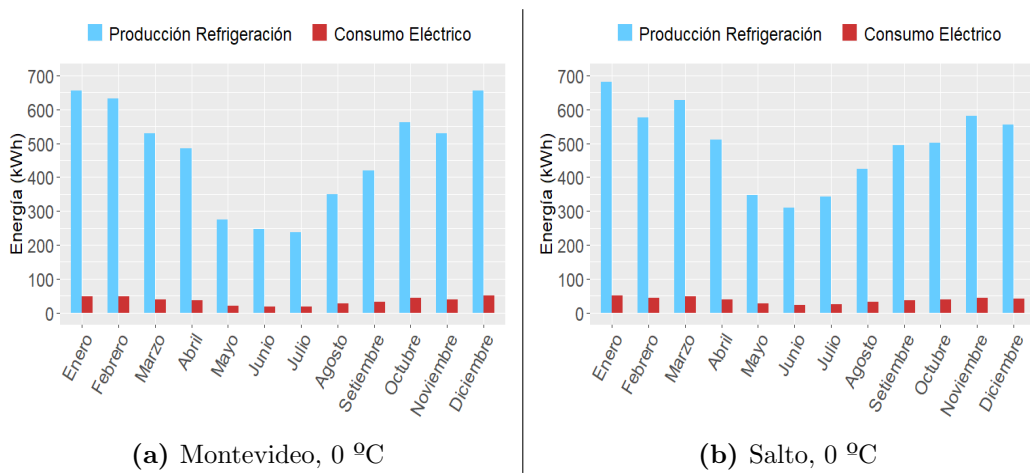


Figura 4.6: Producción de refrigeración y consumo de electricidad diarios promedio por mes del sistema para una temperatura de evaporación de 0 °C y una de condensación de 40 °C. Comparación Montevideo Salto.

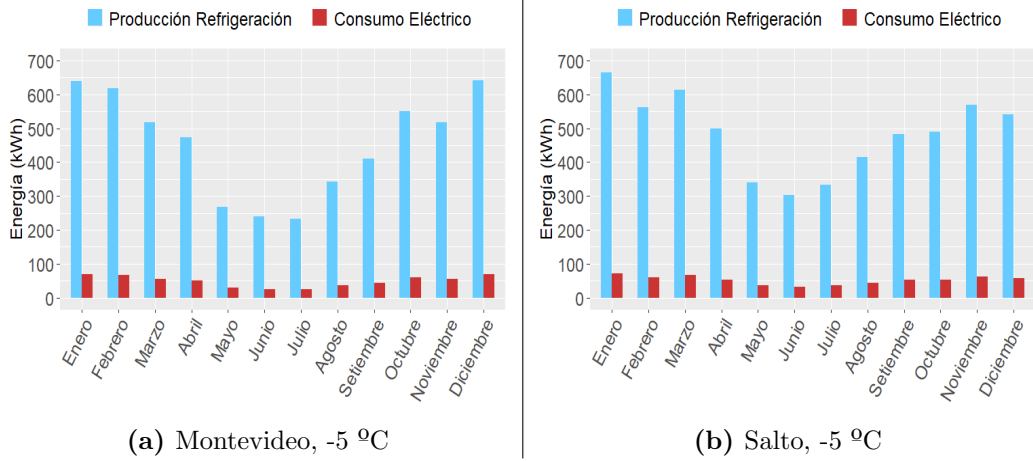


Figura 4.7: Producción de refrigeración y consumo de electricidad diarios promedio por mes del sistema para una temperatura de evaporación de -5 °C y una de condensación de 40 °C. Comparación Montevideo Salto.

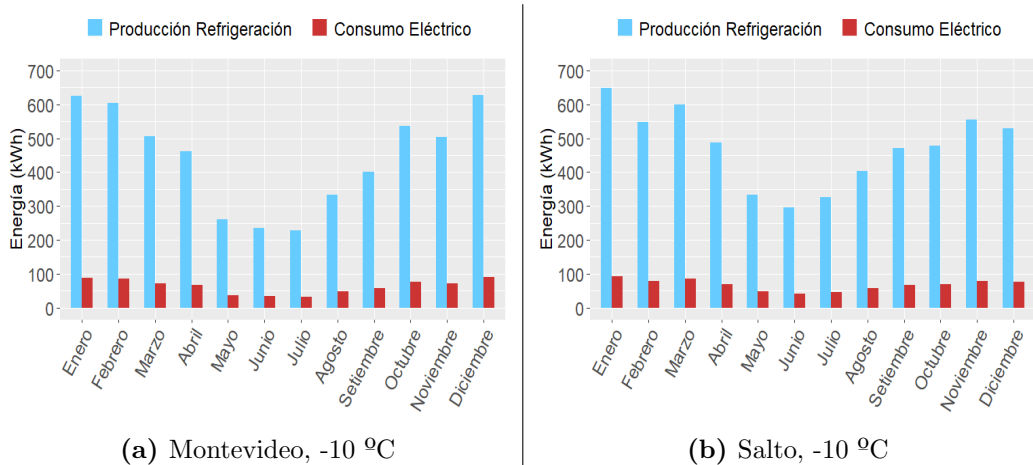
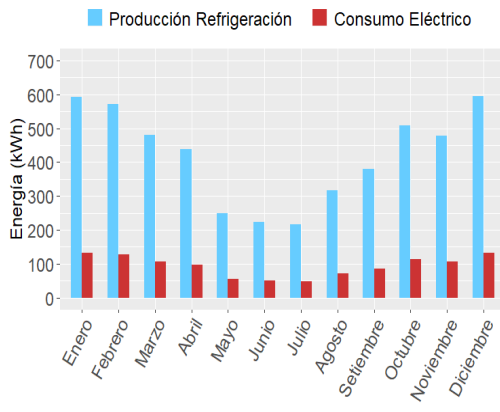
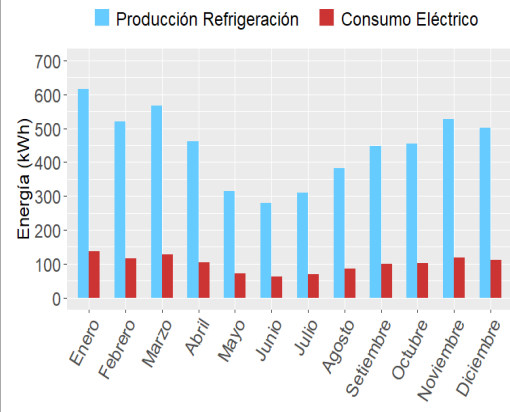


Figura 4.8: Producción de refrigeración y consumo de electricidad diarios promedio por mes del sistema para una temperatura de evaporación de -10 °C y una de condensación de 40 °C. Comparación Montevideo Salto.

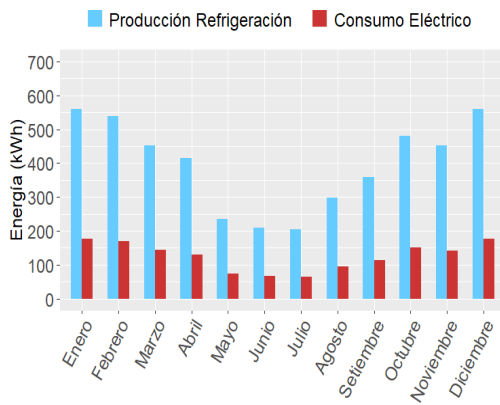


(a) Montevideo, -20 °C

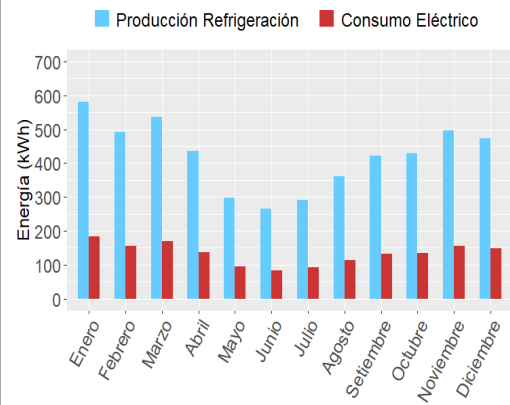


(b) Salto, -20 °C

Figura 4.9: Producción de refrigeración y consumo de electricidad diarios promedio por mes del sistema para una temperatura de evaporación de -20 °C y una de condensación de 40 °C. Comparación Montevideo Salto.



(a) Montevideo, -30 °C



(b) Salto, -30 °C

Figura 4.10: Producción de refrigeración y consumo de electricidad diarios promedio por mes del sistema para una temperatura de evaporación de -30 °C y una de condensación de 40 °C. Comparación Montevideo Salto.

En la figura 4.3 se observaba cómo en el mes de enero tanto la producción de refrigeración diaria como el COP eran levemente mayores para Salto que para Montevideo. Sin embargo, en las gráficas 4.5 se ve que el recurso solar disponible de este mes es muy similar para ambas zonas geográficas. La tabla 4.2 muestra cuantitativamente esta diferencia, agregando la información de la cantidad de horas de sol para cada localidad. El detalle numérico nos permite ver que para el mes de enero, en Salto tanto la producción de refrigeración diaria como el COP son levemente superiores a los de Montevideo; sin embargo, el recurso solar disponible es menor. La razón de esto es que mientras en Montevideo el recurso solar se distribuye en 14 horas de sol, en Salto lo hace en 13. Considerando que en el modelo desarrollado el recurso solar para cada hora del día se asigna mediante la ecuación sinusoidal 3.2 sucede que a mayor cantidad de horas, en la primera y última hora del día el recurso es menor y por lo tanto la generación resultante también será menor. Si el recurso se distribuyera utilizando pasos de tiempo menores (minutos por ejemplo) probablemente esta diferencia disminuiría. La mayor disponibilidad de recurso solar en Montevideo que en Salto a 35° se explica principalmente por la inclinación y la altura solar máxima en ambos sitios (mayor en Salto).

Tabla 4.2: Resultados utilizando promedios mensuales de AMTUes diarios. Enero, Temp evaporación = -5°C

Localidad	Prod. Refr. ¹	Rec. Solar ¹	Cons. eléctrico ¹	Horas sol	COP
Montevideo	638	1959	68.5	14	0.315
Salto	663	1933	71.2	13	0.331
Diferencia (%)	3.9	-1.3	3.9	-	5.1

¹ Medidos en kWh.

4.2.2. Cálculo utilizando AMTUes horarios

La serie AMTUes horarios contiene un total de 8760 datos, lo que equivale naturalmente, a uno por hora para todo un año. A diferencia de la parte anterior donde se utilizaba una irradiación para cada mes obtenida de promediar todas las irradiaciones diarias y luego se le aplicaba la ecuación sinusoidal 3.2, en esta etapa se utiliza directamente en cada hora de cada día del año el dato de irradiación solar. Una vez filtrados todos los valores no positivos, es decir, de aquellas horas del día en que no hay irradiación solar, el script arreglado para esta parte del estudio calcula para cada minuto de cada hora los resultados de las temperaturas del fluido de trabajo para las 3 zonas del tanque de acumulación. Con estas temperaturas se determina la producción de refrigeración así como el consumo eléctrico del compresor mecánico mediante el método validado en la sección 3.2.2. Tal como fue mencionado previamente, para esta etapa se consideran, para cada mes, las temperaturas óptimas de generación determinadas en la etapa anterior, graficadas en 4.2.

La figura 4.11 muestra el recurso solar disponible mensual que resulta de agregar todos los datos horarios para ambas localidades.

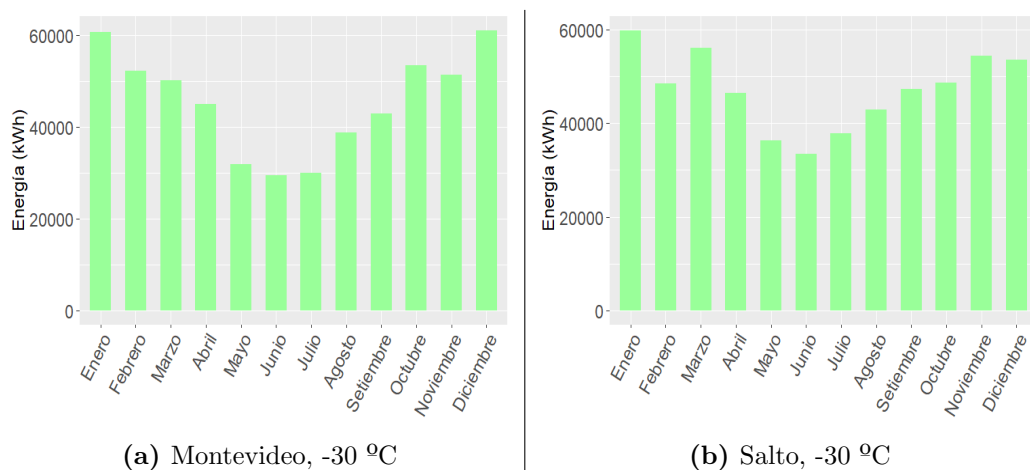


Figura 4.11: Recurso solar disponible total por mes determinado con datos horarios. Comparación Montevideo Salto.

De forma similar a lo visto para la etapa anterior, se observa que para los meses cálidos los valores son similares, notándose una diferencia para los meses de invierno donde el recurso disponible es mayor en Salto que en Montevideo.

Las figuras 4.12 y 4.13 muestran la producción diaria de refrigeración para los 365 días del año en Montevideo y en Salto determinada con la serie de

datos horarios para las temperaturas de evaporación de $-5\text{ }^{\circ}\text{C}$ y $-30\text{ }^{\circ}\text{C}$ respectivamente. Como era esperable, la producción de refrigeración es mayor para el caso de temperatura de evaporación de $-5\text{ }^{\circ}\text{C}$, con resultados similares para ambas localidades en los meses de verano, viéndose una pequeña diferencia en los meses de invierno donde la producción en Salto es sensiblemente mayor a la de Montevideo.

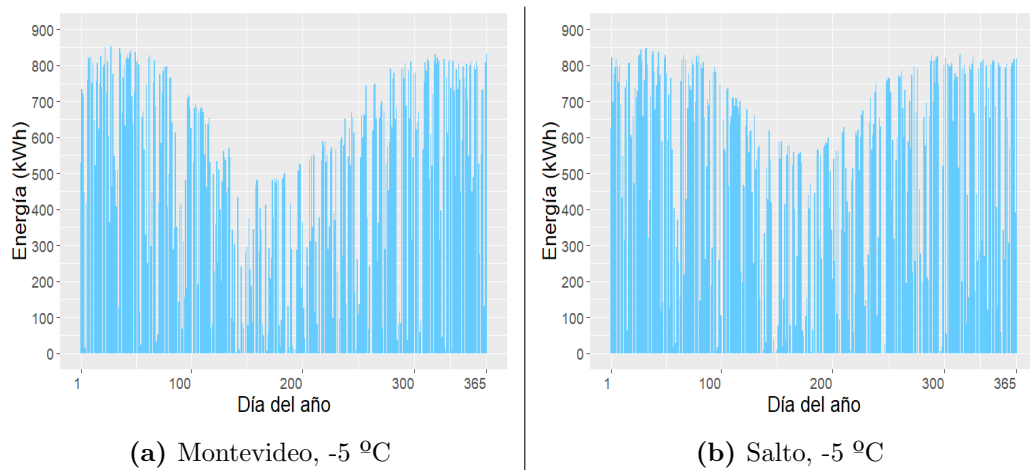


Figura 4.12: Producción de refrigeración diaria calculada con datos horarios para una temperatura de evaporación de $-5\text{ }^{\circ}\text{C}$. Comparación Montevideo Salto. Temperatura de condensación $40\text{ }^{\circ}\text{C}$.

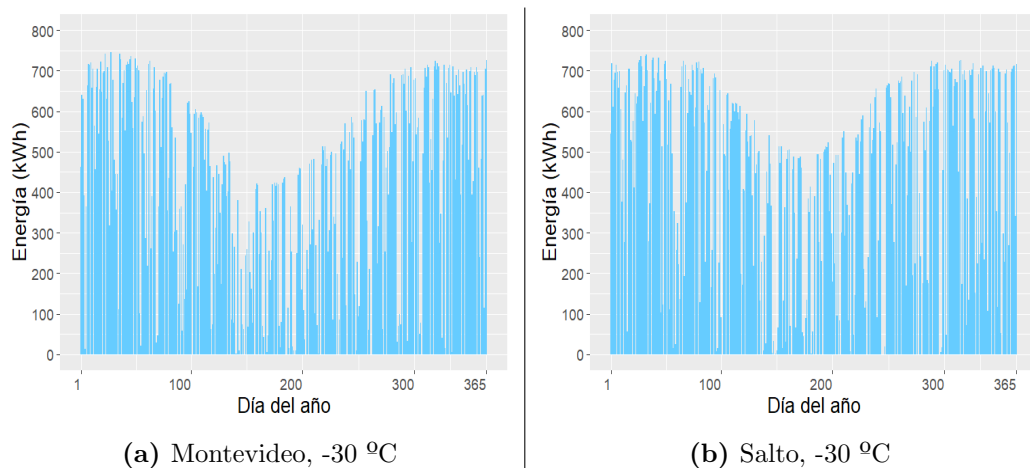


Figura 4.13: Producción de refrigeración diaria calculada con datos horarios para una temperatura de evaporación de $-30\text{ }^{\circ}\text{C}$. Comparación Montevideo Salto. Temperatura de condensación $40\text{ }^{\circ}\text{C}$.

En todos los casos se puede observar que hay días en el año en que la producción de refrigeración es nula. Esto se debe a que la irradiación solar en todo

momento del día es insuficiente para alcanzar la temperatura necesaria para activar el generador. En estos días claramente será necesario utilizar medios alternativos para la generación de frío, ya sea con un sistema de back up para la generación de agua caliente o baipaseando el circuito de absorción utilizando únicamente el sistema de compresión mecánica. Para los casos presentados en las figuras 4.12 y 4.13 se observa que para el departamento de Salto, la producción de refrigeración es nula en 18 días del año mientras que para el caso de Montevideo esta situación se registra en 15 días.

Las figuras 4.14 y 4.15 muestran para las mismas temperaturas de evaporación consideradas más arriba la producción de refrigeración y el consumo de electricidad mensuales agregados que resultan de la utilización de los datos horarios.

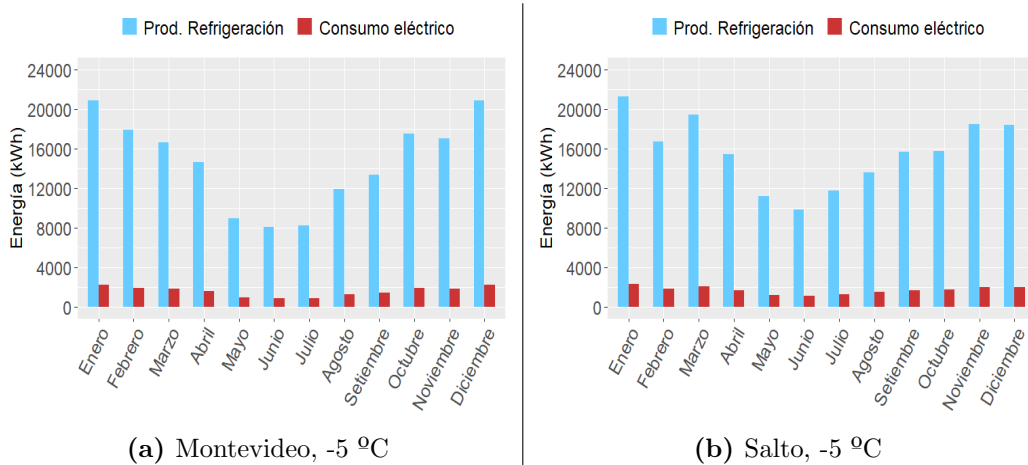


Figura 4.14: Producción de refrigeración y consumo eléctrico mensual determinado mediante datos horarios para una temperatura de evaporación de $-5\text{ }^{\circ}\text{C}$ y una de condensación de $40\text{ }^{\circ}\text{C}$. Comparación Montevideo Salto.

Las figuras 4.16 y 4.17 muestran para los mismos casos el COP mensual promedio para Montevideo y Salto. Se observa que por lo general el COP del sistema es igual o mayor en Salto que en Montevideo.

En ninguno de los casos estudiados hasta el momento se limitó la producción de refrigeración del sistema en cascada, más allá de lo impuesto por el área de los colectores solares considerada. En una aplicación real, existe también la limitante del tamaño del compresor mecánico y del chiller de absorción, los cuales, dependiendo el caso deberían ser determinados mediante una optimización económica o para algunos casos de instalaciones existentes que ya cuenten con un compresor mecánico, tomarlo como un dato del problema. De forma de

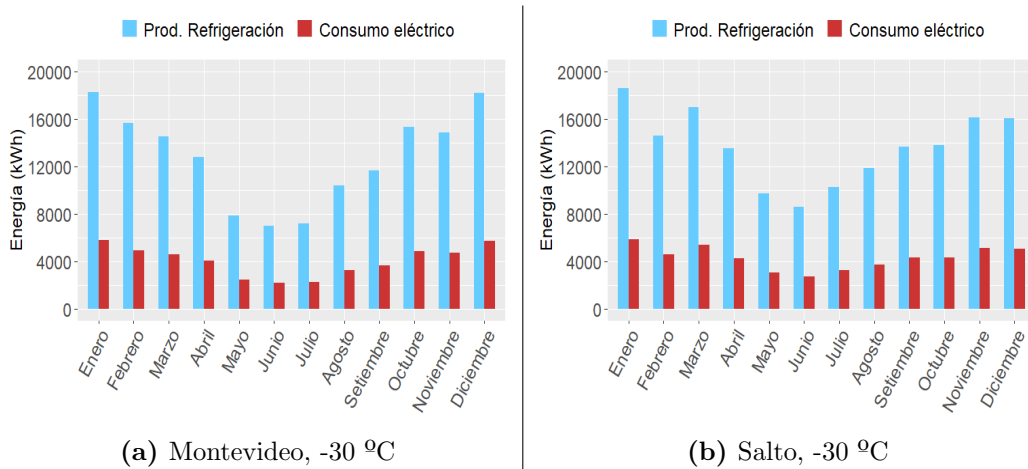


Figura 4.15: Producción de refrigeración y consumo eléctrico mensual determinado mediante datos horarios para una temperatura de evaporación de $-30\text{ }^{\circ}\text{C}$ y una de condensación de $40\text{ }^{\circ}\text{C}$. Comparación Montevideo Salto.

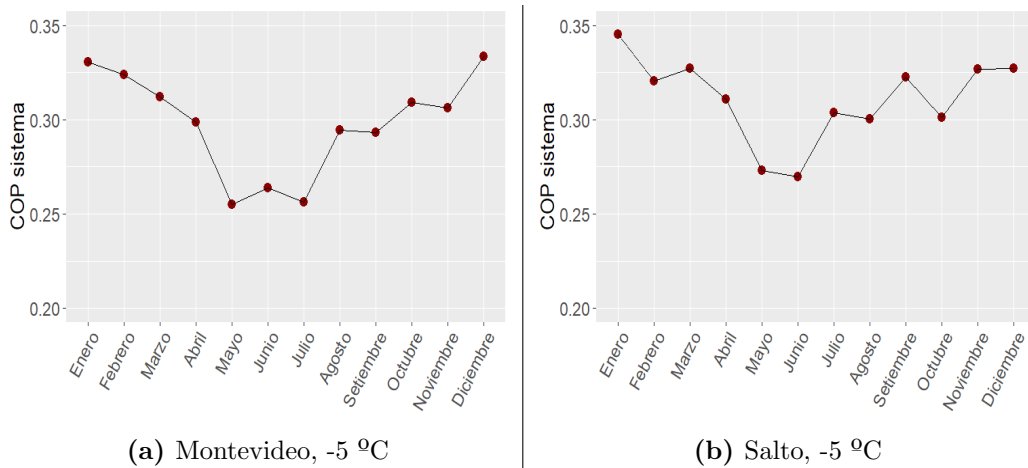


Figura 4.16: COP mensual promedio calculado mediante datos horarios para una temperatura de evaporación de $-5\text{ }^{\circ}\text{C}$ y una de condensación de $40\text{ }^{\circ}\text{C}$. Comparación Montevideo Salto.

visualizar qué tamaño debería tener el chiller de absorción de manera de efectivamente producir la refrigeración de las figuras 4.14 y 4.15 y así aprovechar al máximo posible el sistema en cascada, se presenta en las figuras 4.18 y 4.19 la distribución acumulativa de la potencia instantánea para los mismos casos de estudio presentados en las anteriores gráficas de la sección.

Tal como se observa en las gráficas, para todos los casos de estudio, de forma de no tener que limitar la producción de refrigeración en al menos el 90% del tiempo y aprovechar la energía solar captada por el arreglo de colectores, la capacidad del chiller de absorción debería rondar los 120 kW. Es por ello que

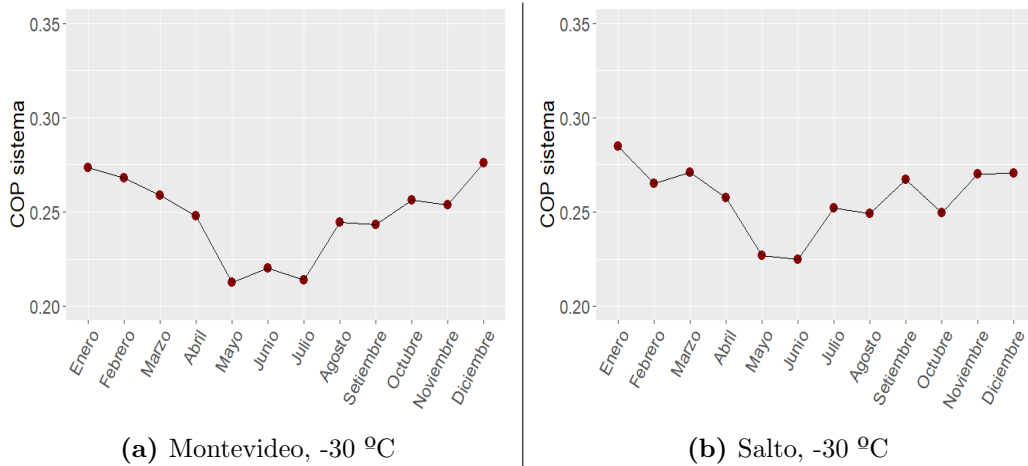


Figura 4.17: COP mensual promedio calculado mediante datos horarios para una temperatura de evaporación de -30 °C y una de condensación de 40 °C. Comparación Montevideo Salto.

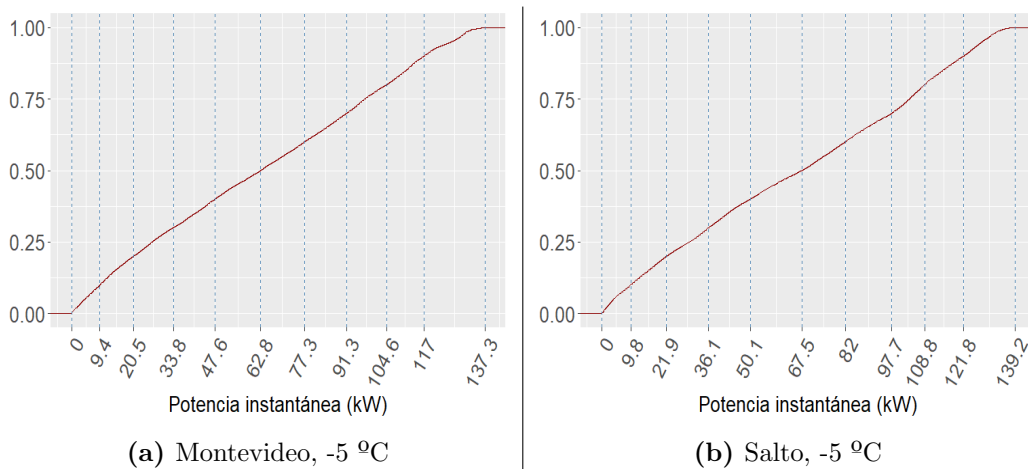


Figura 4.18: Distribución acumulativa de la potencia instantánea del chiller de absorción determinada mediante datos horarios para una temperatura de evaporación de -5 °C y una de condensación de 40 °C. Comparación Montevideo Salto.

en cada aplicación en particular se deberá hacer el estudio correspondiente de forma de optimizar la capacidad de los equipos del sistema o, en caso de que alguno de ellos (el compresor mecánico por ejemplo) sea un dato dado por ser la instalación preexistente, considerarlo al estimar los ahorros de energía eléctrica generados por la adición del chiller de absorción en cascada.

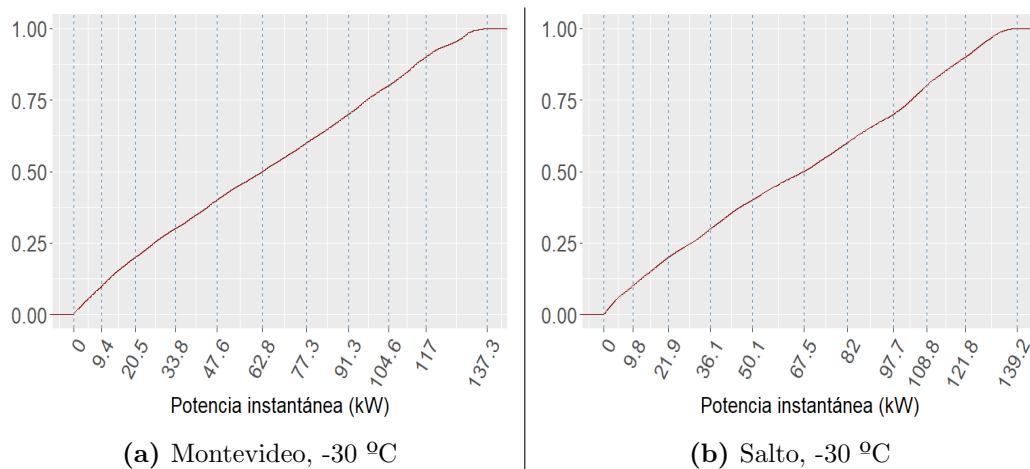


Figura 4.19: Distribución acumulativa de la potencia instantánea del chiller de absorción determinada mediante datos horarios para una temperatura de evaporación de -30 °C y una de condensación de 40 °C. Comparación Montevideo Salto.

4.2.3. Cálculo mediante días «típicos» del mes

En esta parte del estudio, simplemente se busca para ambas localidades el día de cada mes en que la irradiación solar sobre el plano inclinado se asemeja más al promedio mensual. Para ese día se calcula, utilizando la serie de datos horarios, la producción de refrigeración y se la utiliza para estimar las producciones mensuales y anuales. Este método lo que proporciona es la ventaja de la disminución del tiempo requerido de cálculo ya que solamente se realiza para un día por mes, pero a la vez, en lugar de usar la ecuación sinusoidal 3.2 para determinar la irradiación horaria, se usan para esos días seleccionados los datos horarios del AMTUs.

En la tabla 4.3 se pueden ver los días considerados como «típicos» según el criterio establecido tanto para Montevideo como para Salto.

Tabla 4.3: Días «típicos» del mes para Montevideo y Salto

Mes	Montevideo	Salto
Enero	13	10
Febrero	10	21
Marzo	21	17
Abril	5	17
Mayo	4	19
Junio	21	15
Julio	9	27
Agosto	17	1
Setiembre	25	14
Octubre	3	5
Noviembre	22	4
Diciembre	14	25

No se repetirán aquí las mismas gráficas vistas para las etapas anteriores. Solamente se aportarán comparaciones de los resultados totales de producción de refrigeración mensual y anual para cada uno de los tres métodos estudiados. La figuras 4.20, 4.21, 4.22, 4.23 y 4.24 muestran para Montevideo y Salto, las comparaciones mensuales de la producción de refrigeración estimada mediante los 3 métodos descritos en este capítulo.

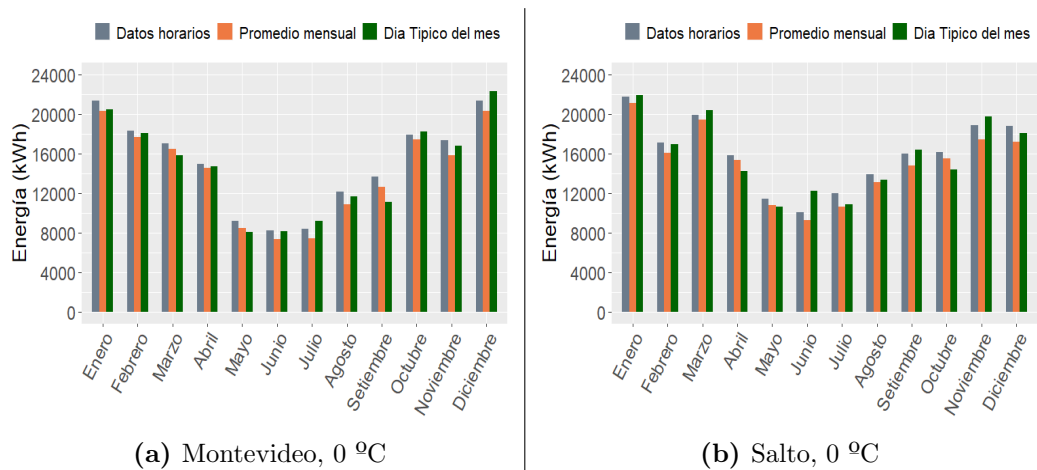


Figura 4.20: Producción de refrigeración mensual. Comparación entre los 3 métodos estudiados para una temperatura de evaporación de 0 °C y una de condensación de 40 °C. Comparación Montevideo Salto.

Tal como se puede observar, no existen diferencias tan significativas al comparar los resultados obtenidos bajo los distintos métodos considerados, salvo

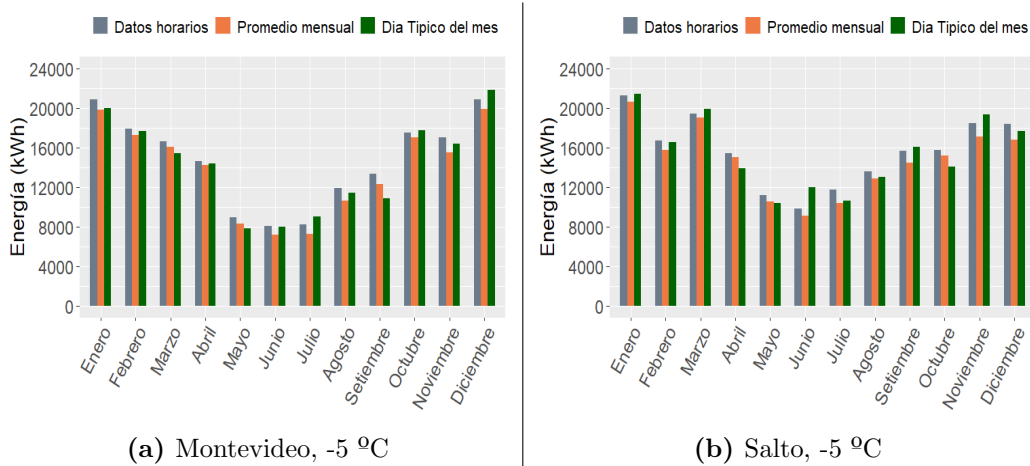


Figura 4.21: Producción de refrigeración mensual. Comparación entre los 3 métodos estudiados para una temperatura de evaporación de $-5\text{ }^{\circ}\text{C}$ y una de condensación de $40\text{ }^{\circ}\text{C}$. Comparación Montevideo Salto.

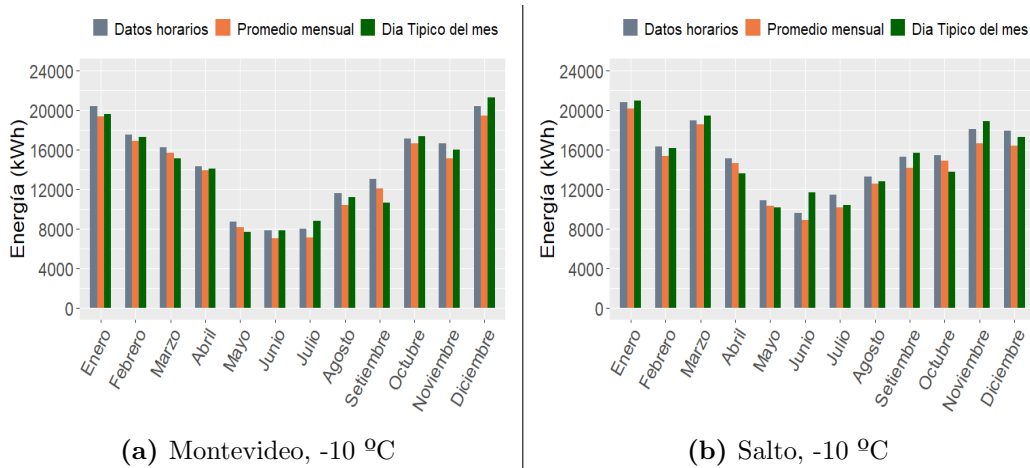


Figura 4.22: Producción de refrigeración mensual. Comparación entre los 3 métodos estudiados para una temperatura de evaporación de $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$ y una de condensación de $40\text{ }^{\circ}\text{C}$. Comparación Montevideo Salto.

algunas excepciones que se comentan a continuación: el método de los promedios mensuales subestima la producción de refrigeración respecto del de los datos horarios para Montevideo en un 11,8% para el mes de julio mientras que el de los «días típicos» lo hace en un 18,7% en el mes de Setiembre. Para Salto, vemos que en el mes de junio el método de los «días típicos» sobreestima la producción de refrigeración calculada con series de datos horarias en un 21,7%.

La figura 4.25 muestra la comparación de la producción de refrigeración anual para los 3 métodos estudiados para las cinco temperaturas de evapora-

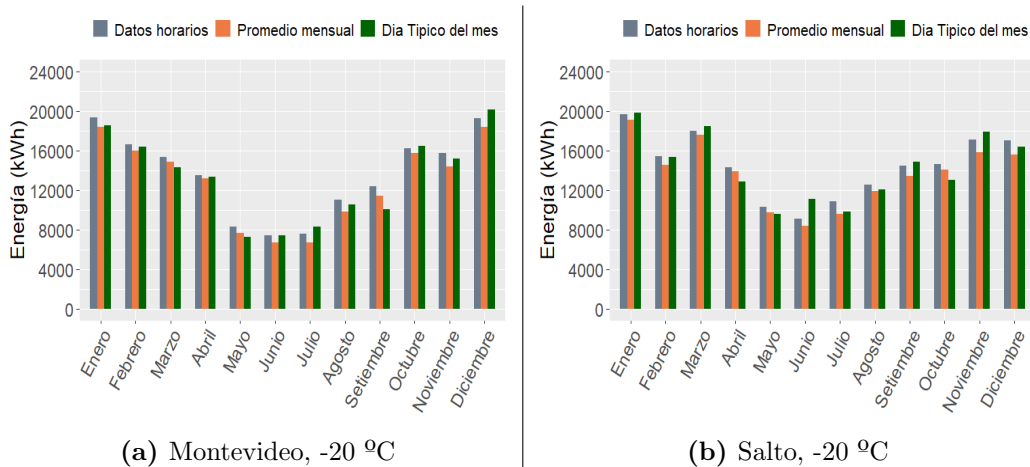


Figura 4.23: Producción de refrigeración mensual. Comparación entre los 3 métodos estudiados para una temperatura de evaporación de -20 °C y una de condensación de 40 °C. Comparación Montevideo Salto.

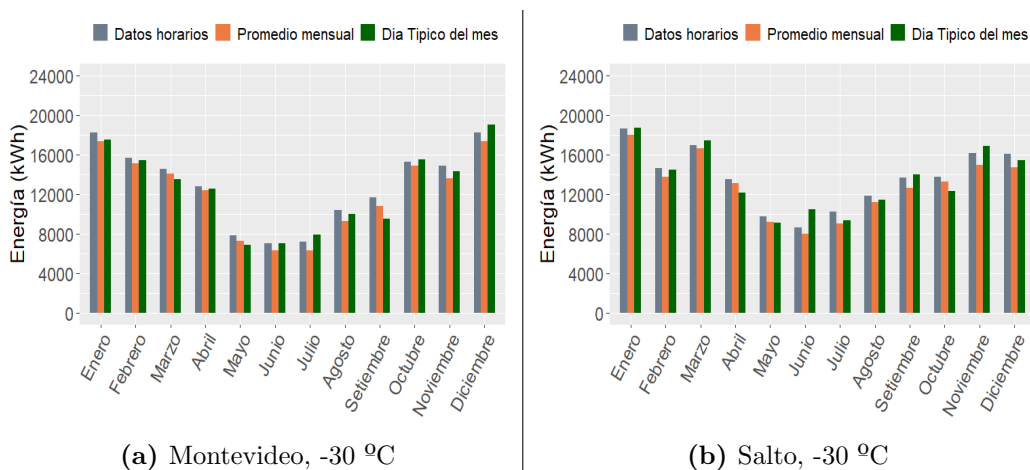


Figura 4.24: Producción de refrigeración mensual. Comparación entre los 3 métodos estudiados para una temperatura de evaporación de -30 °C y una de condensación de 40 °C. Comparación Montevideo Salto.

ción evaluadas. Se puede apreciar que las diferencias en los totales de producción de refrigeración no son muy significativas. Expresadas en porcentaje, se observa que el método de los promedios mensuales subestima los resultados de los cálculos realizados utilizando los AMTUs horarios en un 5,9 % para Montevideo y en un 5,7 % para Salto. En cuanto al método de los «días típicos», la diferencia en comparación con el cálculo utilizando series horarias es aún menor ya que subestima sus resultados en un 2,9 % para Montevideo y en un 1,3 % para Salto.

En resumen, los métodos de promedios mensuales y de «días típicos», al

ser menos costosos en cuanto a tiempo de procesamiento pueden ser útiles para una primera aproximación, pero de requerirse resultados más ajustados se deben utilizar los datos horarios.

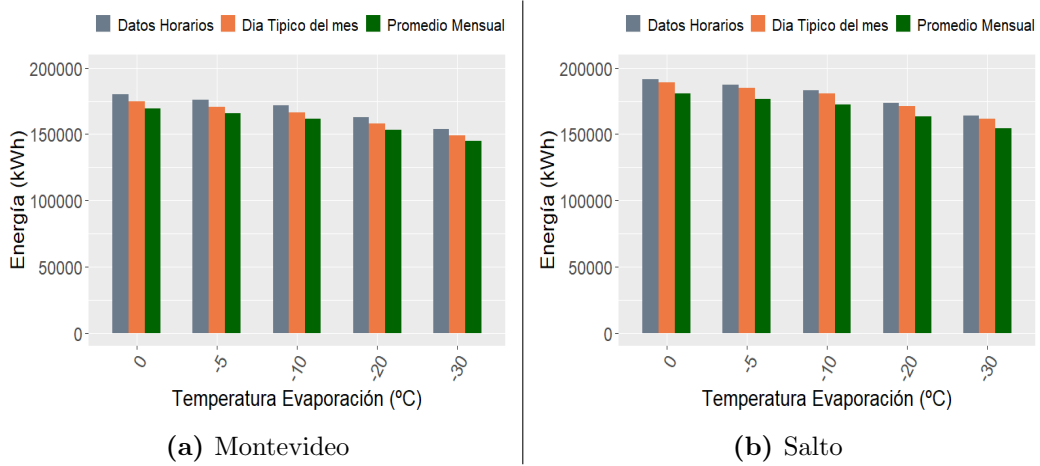


Figura 4.25: Producción de refrigeración anual. Comparación entre los 3 métodos estudiados para una temperatura de condensación de 40 °C. Comparación Montevideo Salto.

4.2.4. Evaluación económica

En este apartado se evalúa la viabilidad económica de la utilización de esta tecnología en Uruguay. Para ello, se determinarán para los diferentes casos estudiados en la sección 4.2.2 tres indicadores típicos de evaluación de proyectos de inversión. Estos son, el Valor Actual Neto (VAN), la Tasa Interna de Retorno (TIR) y el periodo de repago simple.

El VAN es un criterio de inversión que consiste en actualizar, es decir, traer al presente (momento de la inversión) los flujos de caja netos (ingresos menos egresos) futuros originados por la inversión analizada. Para ello es necesario considerar una tasa de descuento y una vida útil para el proyecto. La ecuación que determina el VAN es la siguiente:

$$VAN = -I_0 + \sum_{t=1}^n \frac{F_t}{(1+k)^t} \quad (4.1)$$

donde I_0 es la inversión inicial (incluyendo los costos de instalación), F_t es el flujo de caja en el año t , n es la vida útil del proyecto y k es la tasa de descuento considerada. El criterio de decisión basado en este cálculo determina que si el

mismo tiene un valor positivo la inversión generará beneficios económicos, si es negativo generará pérdidas y si es igual a cero no generará ni beneficios ni pérdidas.

Para estimar el monto de la inversión se utilizan precios específicos para los diversos componentes del sistema, los cuales se obtienen de la literatura revisada y se detallan en la tabla 4.4

Tabla 4.4: Costos específicos equipamiento

Equipamiento	Tamaño	Costo Específico	Referencia
Chiller Absorción	120 kW	$600 \frac{\text{Euro}}{\text{kW}}$	(11)
Compresor mecánico	120 kW	$300 \frac{\text{Euro}}{\text{kW}}$	(11)
Colectores solares	300 m ²	$250 \frac{\text{Euro}}{\text{m}^2}$	(9)
Tanque acumulación	5 m ³	$1000 \frac{\text{Euro}}{\text{m}^3}$	(11)

Según lo visto en la sección anterior, se determina la capacidad del chiller de absorción de forma tal que más del 90% del tiempo en que el generador se activa, no sea necesario limitar la producción de refrigeración. Bajo estas hipótesis, se fija su tamaño para esta evaluación en 120 kW. En esta evaluación económica se estudiará el caso en el que el sistema de refrigeración solar (campo de colectores solares y chiller de absorción) son acoplados a una instalación de refrigeración convencional existente. Esto significa asumir que el compresor mecánico ya está instalado y por lo tanto su costo de inversión será nulo.

Se destaca que al momento de realizar este trabajo (diciembre 2022) el Euro y el Dólar estadounidense se encuentran prácticamente a nivel de paridad por lo que la tasa de cambio considerada es igual a 1.

Sobre el costo de la instalación del sistema, en la literatura revisada existen referencias muy variadas que van desde un 5% (48) hasta un 150% (50) del total del costo de equipamiento, pasando por valores medios de 10% (6) y 33% (56). Se considera para este estudio entonces un valor medio del 100%, es decir, que el costo de instalación es igual al de los equipos. Es de destacar que la selección de este valor no es trivial, ya que como se verá más adelante en los resultados, es determinante para la rentabilidad de la inversión.

Con estas consideraciones, utilizando los valores de la tabla 4.4, el total de

la inversión resultante es de

$$I_0 = (120 * 600 + 300 * 250 + 1000 * 5) * 2 = 304.000 \text{ USD} \quad (4.2)$$

El multiplicador por 2 es para contemplar los costos de instalación.

El flujo de caja anual se determina mediante la siguiente ecuación

$$F_t = C_{el} * (El_{anual,eq} - El_{anual}) - C_{mant} + \frac{D_{IRAE}}{P_{IRAE}} \quad (4.3)$$

donde C_{el} es el costo de la electricidad en $\frac{\text{USD}}{\text{kWh}}$, $El_{anual,eq}$ es la electricidad consumida anualmente por un sistema de vapor compresión convencional para la misma producción de refrigeración que el sistema en cascada propuesto, El_{anual} es la electricidad consumida por el sistema en cascada, C_{mant} es el costo de mantenimiento anual de los equipos y D_{IRAE} y P_{IRAE} corresponden a la exoneración total del pago del impuesto a las rentas de las actividades económicas (IRAE) y el plazo en años en que será realizado respectivamente. El precio medio de la electricidad se obtiene para Uruguay de las estadísticas mensuales publicadas por el MIEM (25) para medianos consumidores tipo 3 del sector industrial (hasta 300 kW de potencia y 50.000 kWh de consumo mensual). El costo de mantenimiento anual se considera como el 1% del monto de inversión en equipamiento.

En Uruguay, la Ley N° 16.906 (Ley de inversiones, promoción industrial) del año 1998, en su artículo primero, declara de interés Nacional la promoción y protección de inversiones realizadas en el territorio Nacional. Ésta se ha reglamentado a partir de sucesivos decretos en los cuales se detallan los estímulos para la inversión, dentro de los cuales se encuentran los beneficios tributarios para aquellos contribuyentes del Impuesto a las Rentas de las Actividades Económicas (IRAE) que presenten un proyecto de inversión que sea promovido por el Poder Ejecutivo. De esta forma, es posible que se otorgue una exoneración de IRAE por un monto y plazo máximos a determinar en función del resultado de la aplicación de una matriz de indicadores elaborada por la Comisión de Aplicación de la Ley de Inversiones (COMAP). Los indicadores que componen esta matriz de proyectos son los siguientes:

- Generación de empleo
- Descentralización
- Aumento de las exportaciones

- Utilización de tecnologías limpias
- Incremento de investigación y desarrollo e innovación
- Indicador sectorial

La inversión en un sistema de refrigeración solar estaría comprendida dentro de la utilización de tecnologías limpias por lo que es posible de ampararse en esta Ley para obtener los beneficios fiscales correspondientes. Los actuales valores de los ponderadores e indicadores de la matriz se encuentran explicitados en los criterios básicos generales de funcionamiento del Decreto N° 268/020 (44). Realizando los cálculos según lo descrito por estos criterios básicos se obtendrían, en ambos casos exoneraciones fiscales por un 46.33 % de la inversión total en un plazo de 7 años

La tasa de descuento real k considerada en este trabajo surge de descontarle a la tasa media de interés de referencia del BCU en dólares para empresas grandes (8) la inflación de esta moneda. Es de destacar que al momento de realizar este ejercicio (diciembre 2022), la inflación en dólares se encuentra en valores altos no usuales por lo que a fines de poder realizar una evaluación más coherente se decide utilizar el valor de inflación promedio del periodo 1990-2020 (53).

La tabla 4.5 resume los valores de los parámetros utilizados para el cálculo del flujo de caja anual del proyecto. Al igual que en el artículo de Bellos et al. (11) se considera una vida útil del proyecto de 25 años. Se debe aclarar que para lograr que el proyecto alcance esta vida útil, los colectores solares a instalar deben ser de buena calidad.

La Tasa Interna de Retorno (TIR) está asociada con el VAN ya que es el valor de la tasa de descuento real que hace que éste sea igual a cero. El criterio de decisión en este caso pasa por comparar el valor de la TIR con el de la tasa de descuento real k . Si la TIR es mayor a k la inversión debería ser realizada, mientras que si es menor no.

Finalmente se considera un último indicador, el periodo de repago simple, el cual permite estimar la cantidad de años que serán necesarios para recuperar el monto de la inversión realizada. La ecuación muestra la fórmula de cálculo para este trabajo

$$PRS = \frac{I_0 - D_{IRAE}}{C_{el} * (El_{anual,eq} - El_{anual}) - C_{mant}} \quad (4.4)$$

Las tablas 4.6 y 4.7 resumen para Salto y Montevideo los resultados de los

Tabla 4.5: Parámetros para evaluación económica

Parámetro	Valor	Referencia
Tasa media interés (USD)	4,00 %	(8)
Inflación anual (USD)	2,41 %	(53)
k	1,55 %	-
Vida útil proyecto	25 años	(11)
C_{mant}	1 % Costo equipamiento	(11)
C_{el}	0,16 $\frac{\text{USD}}{\text{kWh}}$	(25)
D_{IRAE}	46.33 % * I_0	(44)
P_{IRAE}	7 años	(44)

indicadores económicos calculados.

Tabla 4.6: Indicadores evaluación económica Salto

T evaporación	VAN	TIR	Repago Simple
0 °C	-77920	-2,07 %	36 Años
-5 °C	-71450	-1,70 %	34 Años
-10 °C	-65548	-1,38 %	32 Años
-20 °C	-49811	-0,59 %	28 Años
-30 °C	-35275	0,08 %	25 Años

Tal como se aprecia en las tablas, bajo los supuestos considerados y los costos actuales de las tecnologías, no sería rentable la inversión en Uruguay para los diversos escenarios estudiados. Los VAN son todos negativos así como las TIR, excepto para Salto y una temperatura de evaporación de -30 °C, pero de todas formas menor a la tasa de descuento real considerada. Los periodos

Tabla 4.7: Indicadores evaluación económica Montevideo

T evaporación	VAN	TIR	Repago Simple
0 °C	-85649	-2,52 %	39 Años
-5 °C	-79575	-2,16 %	37 Años
-10 °C	-74383	-1,87 %	35 Años
-20 °C	-59272	-1,06 %	30 Años
-30 °C	-45638	-0,39 %	27 Años

de repago considerados son en todos los casos mayores o iguales a la vida útil del proyecto. Es importante volver a resaltar la importancia de la selección del costo de instalación de los equipos. Para entender mejor este punto, las gráficas 4.26, 4.27 y 4.28 muestran para ambos departamentos, los resultados que se obtendrían para los diferentes indicadores de evaluación económica del proyecto para un rango de costos de instalación del equipamiento (expresado como porcentaje de su costo) menor al 100 % seleccionado originalmente. Como se puede apreciar, en el caso de Montevideo, para un costo de instalación mayor al 50 % del valor del equipamiento, el proyecto no sería rentable para ninguna temperatura de evaporación si es evaluado bajo los criterios de VAN y TIR. Sin embargo, sí lo sería para temperaturas de evaporación de -20 °C y -30 °C cuando los costos de instalación son de 30 % y 50 % respectivamente. Para el caso de Salto, los resultados son sensiblemente mejores, dado que para costos de instalación de un 60 % y un 40 % del valor de los equipos el proyecto se volvería rentable para temperaturas de evaporación de -30 °C y -20 °C respectivamente. A su vez, a diferencia del caso de Montevideo, para temperaturas de evaporación mayores (-5 °C y -10 °C) el proyecto podría llegar a ser rentable aunque a costos de instalación muy bajos, los cuales se juzgan, a priori, ficticios para la realidad uruguaya. Finalmente, se observa que si el costo de la instalación del equipamiento cae por debajo del 30 % de su valor para Montevideo o del 40 % en el caso de Salto, el periodo de repago simple es, en todos los casos menor a la vida útil del proyecto, aunque en ningún caso

menor a los 15 años, lo cual para proyectos de inversión no es un número muy atractivo.

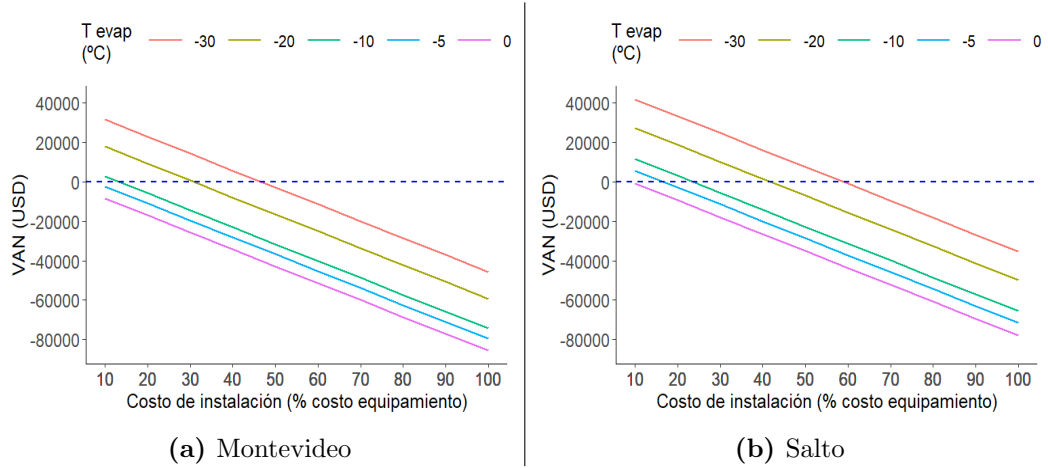


Figura 4.26: Valor actual neto (VAN) en función del costo de instalación del equipamiento expresado como porcentaje de su valor. Comparación Montevideo Salto.

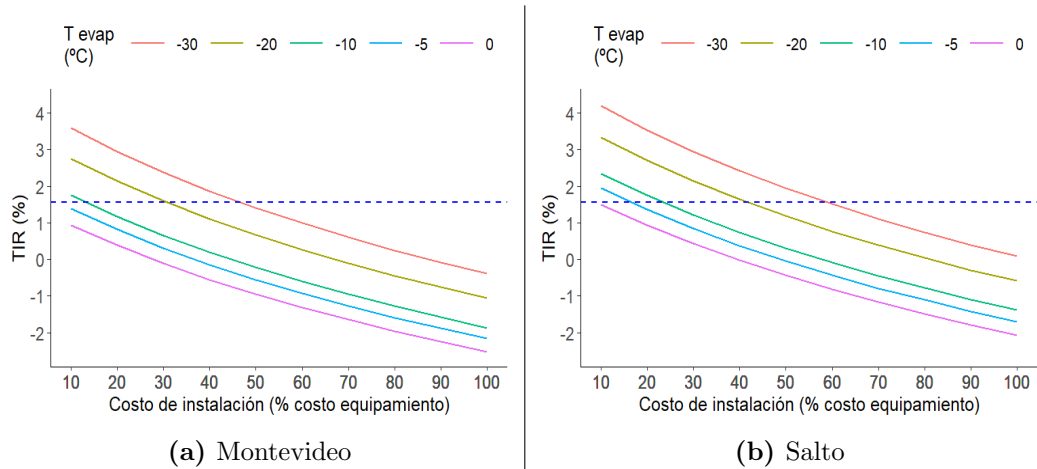


Figura 4.27: Tasa interna de retorno (TIR) en función del costo de instalación del equipamiento expresado como porcentaje de su valor. Comparación Montevideo Salto.

Se destaca el hecho de que los proyectos no son rentables (para el caso seleccionado, con costos de instalación iguales al total del valor del equipamiento en la actualidad) aún considerando que la exoneración de impuestos a través de la Ley de Inversiones alcanza casi a la mitad del monto total invertido. De no existir este subsidio, en el caso de mejor desempeño de la instalación (Salto, $T_{evap} = -30\text{ }^{\circ}\text{C}$) el periodo de repago simple sería de 46 años. Estos resultados no se pueden comparar con los del artículo de referencia de Bellos et al. (11)

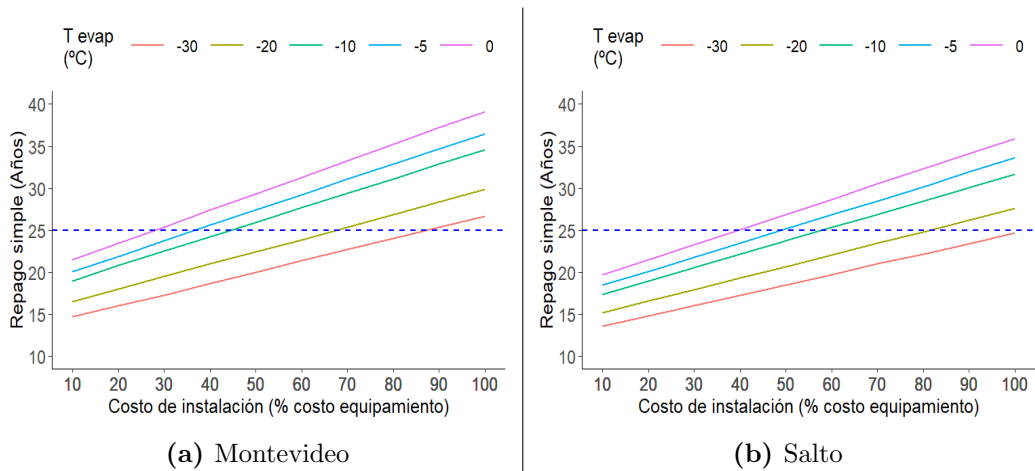


Figura 4.28: Repago simple (años) en función del costo de instalación del equipamiento expresado como porcentaje de su valor. Comparación Montevideo Salto.

dado que en éste no se consideran costos de instalación ni subsidios. Sin embargo, en otros artículos revisados se han encontrado resultados consistentes a los de este estudio en lo que a la evaluación económica refiere. Si bien las aplicaciones consideradas no son exactamente iguales, en éstos se concluye que sin altos subsidios estatales, estos sistemas no son aún económicamente viables. Marletta et al. (43) en un estudio realizado para evaluar la pertinencia de los subsidios otorgados a proyectos de refrigeración solar con chillers de absorción en el sur de Italia, analizan el caso de un sistema de 35 kW de capacidad y un área de colectores solares de 75 m² para acondicionamiento térmico. Allí concluyen que el periodo de repago frente a una instalación convencional con un sistema de vapor-compresión considerando los subsidios es de casi 16 años. Sin embargo, si no se consideran los subsidios éste sería de 38 años. En (50) Shirazi et al. realizan un estudio de optimización multi-objetivo de diferentes configuraciones de chillers de absorción (simple, doble y triple efecto) con diferentes tipos de colectores solares (tubos evacuados, planos y concentradores parabólicos). Analizan el desempeño y los resultados de los indicadores económicos del uso de estos sistemas para aplicaciones de acondicionamiento térmico de un edificio de oficinas y un hotel en Sidney, Australia. Llegan a la conclusión de que para que los periodos de repago caigan por debajo de la vida útil del proyecto al menos la mitad de los costos de inversión deben ser subsidiados. Para el caso del chiller simple efecto, en el punto óptimo de diseño, los periodos de repago para el uso del sistema en el hotel y en el edificio de oficinas resultan en 58 y 63 años respectivamente cuando no existe ningún tipo de subsidio.

Para concluir esta sección, se quiere resaltar el hecho de que si bien bajo todos los criterios de evaluación económica analizados el proyecto de inversión para este caso de estudio en particular no sería rentable, esto no significa que no exista ninguna configuración en la cual podría llegar a serlo. En futuros trabajos se podrían realizar estudios de optimización buscando la configuración óptima del sistema (principalmente de los tamaños del área de colectores y del chiller de absorción) definiendo como objetivo de la función alguno de los indicadores económicos, ya sea el VAN o el periodo de repago. De idéntica forma se podría realizar para complementar este trabajo un análisis de sensibilidad, variando las tasas de descuento, el precio de la electricidad o de los costos específicos del equipamiento por ejemplo para determinar a partir de qué punto el proyecto podría llegar a ser rentable. Otro factor que puede jugar un rol fundamental en este aspecto es la localización del proyecto, dado que esto incide en el porcentaje del IRAE a exonerar. El valor del indicador de descentralización varía en función de determinadas variables asociadas fundamentalmente al empleo evaluadas por el Ministerio de Economía y Finanzas. Si para este estudio se hubiese considerado por ejemplo que estaba situado en el departamento de Treina y Tres, el porcentaje de IRAE a descontar aumentaría en un 7%, valor nada despreciable.

Capítulo 5

Conclusiones

En este trabajo de tesis se estudió el fenómeno de la refrigeración solar, con énfasis en los sistemas activados mediante energía térmica. Para ello se realizó una extensa revisión bibliográfica con el objetivo de comprender los procesos termodinámicos involucrados en los diferentes ciclos y las diversas tecnologías y componentes que forman parte de estos sistemas así como sus posibles configuraciones en función de la aplicación a la que se destinan. De este análisis se concluyó que la tecnología más madura y estudiada en la actualidad es la de los chillers de absorción. Estos sistemas, tal como se vio en los capítulos anteriores, presentan ciertas ventajas frente a las demás tecnologías relevadas, mayoritariamente asociadas a la relativa simplicidad de los componentes que conforman un chiller de absorción (principalmente bombas e intercambiadores de calor). Si bien de este mismo estudio se desprende que, a nivel general, aún no es una tecnología competitiva en cuanto a costos frente a los sistemas convencionales de vapor-compresión, algunas aplicaciones de mediano y gran porte han sido ya instaladas y probadas durante algunos años en diferentes partes del mundo.

La demanda de refrigeración, principalmente para acondicionamiento térmico, ha crecido sostenidamente en los últimos años y se prevé que lo siga haciendo a gran ritmo. La utilización de sistemas de vapor-compresión como tecnología predominante para sistemas de refrigeración requiere de un intensivo consumo de electricidad para su alimentación así como el uso de refrigerantes con potenciales efectos nocivos sobre el medio ambiente. Si bien los perjuicios que éstos causaban sobre la capa de Ozono debido al uso de los componentes CFC se ha abordado a partir del Protocolo de Montreal (el cual Uruguay

ratificó por Ley en 1991) (42), aún presentan inconvenientes debido a su efecto invernadero. Los hidrofluorocarbonos (HFCs) utilizados en equipos de aire acondicionado por ejemplo, tienen una contribución relativa al calentamiento global que, dependiendo el tipo, puede ser entre 140 y 11700 veces mayor (por gramo emitido) a la del dióxido de Carbono. Medidas en $CO_2 - eq$, las emisiones de los HFCs representaron en 2019 para Uruguay el 1% de las emisiones totales de gases de efecto invernadero (41).

En cuanto al consumo de electricidad, si bien sus costos de generación mediante energías renovables (eólica y solar fotovoltaica principalmente) han descendido notoriamente en los últimos años, el aumento de los picos de demanda debido al uso intensivo de equipos de refrigeración de vapor-compresión puede requerir de un mayor uso de máquinas térmicas a combustibles fósiles con sus respectivos impactos tanto económicos como ambientales. Asimismo, estos picos de demanda pueden presentar grandes desafíos para las capacidades de las redes de transmisión y distribución. En este contexto, los sistemas de refrigeración solar mediante chillers de absorción presentan la doble ventaja de que pueden ayudar a aliviar los picos de demanda asociados a los requerimientos de generación de frío a la vez que no utilizan componentes ni refrigerantes nocivos para el medio ambiente (utilizando generalmente H_2O y $LiBr$).

Se analizó también en el presente trabajo la realidad de la demanda energética en el Uruguay para generación de frío. Para ello se relevó y resumió la información más actual disponible en lo que respecta a balances energéticos y estudios estadísticos sectoriales de manera de poder identificar de la forma más precisa posible qué sectores de actividad consumen cuáles cantidades de energía para refrigeración. De ese estudio se concluyó que el sector Comercial y Servicios es el que mayor energía neta demanda para refrigeración, asociada a acondicionamiento térmico y conservación de alimentos. El siguiente sector en importancia es el sector industrial, donde los frigoríficos conforman el subsector que mayor consumo de energía final requieren para frío de proceso.

La parte central de la tesis se enfocó en desarrollar un caso de estudio para evaluar el desempeño que podría tener un sistema de refrigeración solar en cascada activado mediante energía solar térmica en Uruguay. Para ello se realizó en una primera etapa la construcción de un modelo utilizando el software estadístico **R** donde se reprodujo el desarrollado por Bellos et al. en (11), el cual fue utilizado como referencia para su validación. Los resultados obtenidos en comparación con este artículo de referencia se consideraron sa-

tisfactorios por lo que en una segunda etapa se utilizó el modelo desarrollado para estimar la performance de este sistema en Uruguay usando como entrada los datos del año meteorológico típico de Uruguay para aplicaciones de energía solar desarrollado por Alonso-Suárez et al. (5). Este estudio se repitió para las localidades de Montevideo y Salto de forma de evaluar la incidencia del factor geográfico en el rendimiento del sistema. Finalmente, para ambos casos, se realizó una evaluación económica mediante varios criterios para obtener una noción general de su viabilidad en la actualidad.

Las principales conclusiones de los resultados obtenidos son que, para todas las condiciones de operación evaluadas el desempeño del sistema es superior para la localidad de Salto que para la de Montevideo, tanto si se mide en producción de refrigeración como en COP. Sin embargo, se encontró que en las condiciones actuales, en ningún caso la instalación de este sistema sería rentable desde el punto de vista económico a menos que los costos de instalación del equipamiento se redujeran considerablemente. En este sentido, se destaca que en un futuro se podrían realizar otros estudios tanto de optimización de tamaños y capacidades de componentes así como de sensibilidad de precios, costos y subsidios de forma de evaluar si para alguna aplicación o condición particular el proyecto se podría tornar rentable. Para esto podría ser útil lo visto en la sección 4.2.3, en la cual se vio que utilizar ese método de estimación de la producción de refrigeración anual no difiere sustancialmente del de utilizar los datos horarios del AMTUes el cual requiere de mayor tiempo de procesamiento. De esta forma, se podrían hacer análisis más amplios variando tamaños de equipos, precios, etc. sin que sean tan complejos en cuanto al tiempo de ejecución del script que permitan tener una aproximación a los casos óptimos. Una vez reducido el número de casos de estudio sí sería conveniente utilizar los datos horarios puesto que tal como se vio en el capítulo 4 para algunos meses en particular el método de los «días típicos» puede presentar apartamientos significativos en los resultados.

Referencias bibliográficas

- [R] The R Project for Statistical Computing. <https://www.r-project.org/>. Acceso: 2022-12-19.
- [2] Abal, G. and Durañona, V. (2013). Manual técnico de energía solar térmica. volumen i: Fundamentos. *LES*.
- [3] Al-Yasiri, Q., Szabó, M., and Arıcı, M. (2022). A review on solar-powered cooling and air-conditioning systems for building applications. *Energy Reports*, 8:2888–2907.
- [4] Allouhi, A., Kousksou, T., Jamil, A., Rhafiki, T. E., Mourad, Y., and Zeraouli, Y. (2015). Optimal working pairs for solar adsorption cooling applications. *Energy*, 79:235–247.
- [5] Alonso-Suárez, R., Bidegain, M., Abal, G., and Modernell, P. (2016). Año meteorológico típico para aplicaciones de energía solar (amtues): series horarias típicas para 5 sitios del uruguay (versión 2.4). Libro ISBN: 978-9974-0-1647-7, Comisión Sectorial de Investigación Científica de la Udelar.
- [6] Antonyraj, G. (2012). *ECONOMIC ANALYSIS OF SOLAR ASSISTED ABSORPTION CHILLER FOR A COMMERCIAL BUILDING*. Tesis de M.Sc., University of Tennessee at Chattanooga, Chattanooga, Tennessee.
- [7] Bataineh, K. and Taamneh, Y. (2016). Review and recent improvements of solar sorption cooling systems. *Energy and Buildings*, 128:22–37.
- [8] BCU (2022). Banco Central del Uruguay Tasas Medias de Interés. <https://www.bcu.gub.uy/Servicios-Financieros-SSF/Tasas-Medias/tasas-medias-interes.pdf>. Acceso: 2022-11-23.

- [9] Bellos, E., Chatzovoulos, I., and Tzivanidis, C. (2021). Yearly investigation of a solar-driven absorption refrigeration system with ammonia-water absorption pair. *Thermal Science and Engineering Progress*, 23.
- [10] Bellos, E., Tzivanidis, C., Symeou, C., and Antonopoulos, K. (2017a). Energetic, exergetic and financial evaluation of a solar driven absorption chiller – a dynamic approach. *Energy Conversion and Management*, 137:34–48.
- [11] Bellos, E., Tzivanidis, C., and Tsifis, G. (2017b). Energetic, exergetic, economic and environmental (4e) analysis of a solar assisted refrigeration system for various operating scenarios. *Energy Conversion and Management*, 148:1055–1069.
- [12] Besagni, G., Mereu, R., and Inzoli, F. (2016). Ejector refrigeration: A comprehensive review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 53:373–407.
- [13] Cimsit, C. and Ozturk, I. (2012). Analysis of compression-absorption cascade refrigeration cycles. *Applied Thermal Engineering*, 40:311–317.
- [14] Cimsit, C., Ozturk, I., and Hosoz, M. (2014). Second law based thermodynamic analysis of compression-absorption cascade refrigeration cycles. *Journal of Thermal Science and Technology*, 34(2):9–18.
- [15] Colorado, D. and Rivera, W. (2015). Performance comparison between a conventional vapor compression and compression-absorption single-stage and double-stage systems used for refrigeration. *Applied Thermal Engineering*, 87:273–285.
- [16] Controls, J. (s.f.). FRICK[®] XLP2 Evaporative Condenser. https://www.johnsoncontrols.com/-/media/jci/be/united-states/refrigeration/industrial-refrigeration/xlp2-evaporative-condensers/files/be_spec_xlp2-evp_condenser.pdf. Acceso: 2020-08-28.
- [17] Dassatti, G. (s.f.). La refrigeración en los establecimientos de faena. https://www.inac.uy/innovaportal/file/6268/1/la_refrigeracion_en_los_establecimientos_de_faena.pdf. Web INAC. Acceso: 2020-08-28.

- [18] DiChiara, L., Bastarrica, F., and Ferres, F. (2023). Costo de abastecimiento de la demanda (cad) bajo escenario fáctico y contrafáctico. actualización 2020, 2021 y 2022.
- [19] DNE (2008). Estudio de consumo y uso de la energía 2006. <https://www.gub.uy/ministerio-industria-energia-mineria/datos-y-estadisticas/estadisticas/estudio-consumo-uso-energia-2006>. Acceso: 2022-12-19.
- [20] DNE (2013a). Encuesta sobre consumo de la energía en el sector residencial - Datos 2013. <https://www.gub.uy/ministerio-industria-energia-mineria/datos-y-estadisticas/estadisticas/encuesta-sobre-consumo-energia-sector-residencial-datos-2013>. Acceso: 2022-12-19.
- [21] DNE (2013b). Encuesta sobre consumo y usos de la energía en la Industria - Datos 2011. <https://www.gub.uy/ministerio-industria-energia-mineria/datos-y-estadisticas/estadisticas/encuesta-sobre-consumo-usos-energia-industria-datos-2011>. Acceso: 2022-12-19.
- [22] DNE (2020). Balance Nacional de Energía Útil del sector industrial – Datos 2016. <https://www.gub.uy/ministerio-industria-energia-mineria/datos-y-estadisticas/estadisticas/balance-nacional-energia-util-del-sector-industrial-datos-2016>. Acceso: 2022-12-19.
- [23] DNE (2022a). Balance energético nacional. <https://ben.miem.gub.uy/balance.php>. Acceso: 2022-12-18.
- [24] DNE (2022b). Balance Energético Nacional. Información complementaria. <https://ben.miem.gub.uy/icomplementaria.php>. Acceso: 2022-12-19.
- [25] DNE, M. (2022c). Series estadísticas de energía eléctrica. *Precios medios de energía eléctrica con impuestos para cuentas tipo cier*, Recuperado en <https://www.gub.uy/ministerio-industria-energia-mineria/datos-y-estadisticas/datos/series-estadisticas-energia-electrica>.

- [26] Duffie, J. and Beckman, W. (2013). *Solar Engineering of Thermal Processes*. John Wiley Sons, Inc., Hoboken, New Jersey, 4 edition.
- [27] Eicker, U., Pietruschka, D., Schmitt, A., and Haag, M. (2015). Comparison of photovoltaic and solar thermal cooling systems for office buildings in different climates. *Solar Energy*, 118:243–255.
- [28] Escribano, J. M., Noceto, P. F., and Alonso-Suárez, R. (2013). Manual técnico de energía solar térmica. volumen ii: Aspectos técnicos y normativos. *LES*.
- [29] Evapco (s.f.). PMC-E Evaporative Condensers Bulletin. <https://www.evapco.com/sites/evapco.com/files/2018-09/PMC-E-Bulletin-106D-final-9.2018.pdf>. Acceso: 2020-08-28.
- [30] Ibrahim, N. I., Al-Sulaiman, F. A., Saat, A., Rehman, S., and Ani, F. N. (2020). Charging and discharging characteristics of absorption energy storage integrated with a solar driven double-effect absorption chiller for air conditioning applications. *Journal of Energy Storage*, 29.
- [31] IEA (s.f.). The Future of Cooling, IEA, Paris. <https://www.iea.org/reports/the-future-of-cooling>. Acceso: 2022-11-30.
- [32] INE (2018). Encuesta Continua de Hogares. <https://www.ine.gub.uy/encuesta-continua-de-hogares1>. Acceso: 2022-12-19.
- [33] Jain, V., Kachhwaha, S., and Sachdeva, G. (2013). Thermodynamic performance analysis of a vapor compression–absorption cascaded refrigeration system. *Energy Conversion and Management*, 75:685–700.
- [34] Jakob, U. (2016). *Renewable Heating and Cooling*.
- [35] Jani, D., Mishra, M., and Sahoo, P. (2016). Solid desiccant air conditioning – a state of the art review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 60:1451–1469.
- [36] Kaynakli, O. and Kilic, M. (2007). Theoretical study on the effect of operating conditions on performance of absorption refrigeration system. *Energy Conversion and Management*, 48(2):599–607.

- [37] Klein, T. and Anderegg, W. (2021). A vast increase in heat exposure in the 21st century is driven by global warming and urban population growth. *Sustainable Cities and Society*, 73.
- [38] Lansing, F. (1976). Computer modeling of a single-stage lithium bromide/water absorption refrigeration unit. *JPL deep space network progress report. DSN Engineering Section*, 42(32):247–257.
- [39] Lavandeira, J. (2011). *Guía del Frío Solar. Ahorro y eficiencia energética con refrigeración solar*. Fundación de la Energía de la Comunidad de Madrid, Madrid.
- [40] Li, Y. and Wang, R. (2016). *Advances in Solar Heating and Cooling*. Woodhead Publishing.
- [41] MA (2020). Inventario nacional de gases de efecto invernadero 1990-2019 a la conferencia de las partes en la convención marco de las naciones unidas sobre el cambio climático. uruguay. <https://www.gub.uy/ministerio-ambiente/politicas-y-gestion/inventarios-nacionales-gases-efecto-invernadero-ingei>. Acceso: 23-12-2022.
- [42] MA (s.f.). Protocolo de montreal. <https://www.gub.uy/ministerio-ambiente/politicas-y-gestion/protocolo-montreal>. Acceso: 23-12-2022.
- [43] Marletta, L., Evola, G., Arena, R., and Gagliano, A. (2022). Are subsidies for thermally-driven solar-assisted cooling systems consistent? a critical investigation for southern italy. *Energy Reports*, 8:7751–7763.
- [44] MEF (2022). Criterios básicos generales de funcionamiento decreto 268/020. <https://www.gub.uy/ministerio-economia-finanzas/politicas-y-gestion/criterios-basicos-generales-funcionamiento-decreto-268020>. Acceso: 2022-12-19.
- [45] Míguez, J. A. (2010). Energía solar térmica para refrigeración. https://www.fing.edu.uy/sites/default/files/2011/4400/mono_JA_Miguez.pdf. Fundamentos de energía solar térmica, IFFI, Udelar.

- [46] Pátek, J. and Klomfar, J. (2006). A computationally effective formulation of the thermodynamic properties of *libr-h₂o* solutions from 273 to 500 k over full composition range. *International Journal of Refrigeration*, 29:566–578.
- [47] Rafique, M., P.Gandhidasan, Rehman, S., and Al-Hadhrami, L. (2015). A review on desiccant based evaporative cooling systems. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 45:145–159.
- [48] Rodríguez-Toscano, A., Amaris, C., Sagastume-Gutiérrez, A., and Bourouis, M. (2022). Technical, environmental, and economic evaluation of a solar/gas driven absorption chiller for shopping malls in the caribbean region of colombia. *Case Studies in Thermal Engineering*, 30.
- [49] Sarbu, I. and Sebarchievici, C. (2015). General review of solar-powered closed sorption refrigeration systems. *Energy Conversion and Management*, 105:403–422.
- [50] Shirazi, A., Taylor, R. A., Morrison, G. L., and White, S. D. (2017). A comprehensive, multi-objective optimization of solar-powered absorption chiller systems for air-conditioning applications. *Energy Conversion and Management*, 132:281–306.
- [51] Shirazi, A., Taylor, R. A., Morrison, G. L., and White, S. D. (2018). Solar-powered absorption chillers: A comprehensive and critical review. *Energy Conversion and Management*, 171:59–81.
- [52] Sözen, A. (2001). Effect of heat exchangers on performance of absorption refrigeration systems. *Energy Conversion and Management*, 42(14):1699–1716.
- [53] Banco Mundial (2022). Inflación (% anual) Estados Unidos. <https://datos.bancomundial.org/indicador/FP.CPI.TOTL.ZG?locations=US>. Acceso: 2022-11-24.
- [54] s.a. (s.f.a). Engineering equation solver. <https://fchartsoftware.com/ees/>. Acceso: 2022-12-19.
- [55] s.a. (s.f.b). Hospital militar escuela “dr. alejandro dávila bolaños”. <https://www.hospitalmilitar.com.ni/hospital-verde-y-saludable/>. Acceso: 2022-12-12.

- [56] The Renewable Energy Institute (s.f.). Solar Cooling With Small Size Chiller: State of the art. <https://www.renewableinstitute.org/solar-cooling-with-small-size-chiller-state-of-the-art/>. Acceso: 2022-11-23.
- [57] Tillner-Roth, R. and Baehr, H. (1994). An international standard formulation for the thermodynamic properties of 1,1,1,2-tetrafluoroethane (hfc-134a) for temperatures from 170 k to 455 k and pressures up to 70 mpa. *Journal of Physical and Chemical Reference Data*, 23(5).
- [58] UTE (2022). Histórico de Máximos y Mínimos de Demanda. <https://portal.ute.com.uy/institucional/ute/utei/composicion-energetica>. Acceso: 2022-12-19.
- [59] Weiss, W. and Spörk-Dür, M. (2018). Solar heat worldwide. global market development and trends in 2017. detailed market figures 2016. *IEA Solar Heating Cooling Programme*.
- [60] Weiss, W. and Spörk-Dür, M. (2022). Solar heat worldwide. global market development and trends in 2021. detailed market figures 2020. *IEA Solar Heating Cooling Programme*.
- [61] Wylen, G. J. V. and Sonntag, R. E. (2012). *FUNDAMENTOS DE TERMODINAMICA*. Limusa, 2 edition.
- [62] Zambolin, E. and Col, D. D. (2012). An improved procedure for the experimental characterization of optical efficiency in evacuated tube solar collectors. *Renewable Energy*, 43:37–46.