

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE BAJA CALIFORNIA

INSTITUTO DE INGENIERÍA



DESARROLLO DE UN SISTEMA DE DESALINIZACIÓN Y ENFRIAMIENTO POR
ABSORCIÓN ACTIVADO POR ENERGÍA SOLAR TÉRMICA PARA COMUNIDADES
REMOTAS COSTERAS CON CLIMA CÁLIDO

TESIS

QUE PARA OBTENER EL GRADO DE:
DOCTOR EN INGENIERÍA

PRESENTA:

JUAN RÍOS ARRIOLA

DIRECTOR:

DR. NICOLÁS VELÁZQUEZ LIMÓN

Mexicali, B.C., México

Diciembre de 2025

**EL SIGUIENTE PROYECTO FUE DESARROLLADO EN
EL CENTRO DE ESTUDIO DE LAS ENERGÍAS
RENOVABLES.**



AGRADECIMIENTOS

A Dios, por acercarme más a él en esta que ha sido la etapa más desafiante de mi vida.

Al Dr. Nicolás Velázquez Limón por abrirme las puertas del CEENER. Por sus enseñanzas técnicas y personales, que, sin duda, han sido de gran valor y utilidad para mi desarrollo profesional y humano.

A Grecia Gómez, por su amor que me ha convertido en mejor persona. Por mostrarme que todo es posible desde el amor y de la mano de Dios.

A mis profesores Luis Enrique Gómez Pineda, Ivett Zavala Guillén, Efraín Gómez Arias, Emilio Hernández, José Ramón Ayala, René Delgado Rendón y Eric Villanueva Vega.

A mis compañeros del CEENER; Saúl, Cristian, Jesús Armando, Raúl Cendejas, Ernesto, José Armando, Luis Antonio, José Daniel, Francisco Javier, Samuel, Akane y Alan. Por su apoyo moral y técnico. Los admiro y estimo mucho, esta etapa será inolvidable.

A mis alumnos prestadores de servicio social en el CEENER; Juan Daniel, Claudia, Adriana y Eleazar. A mis alumnos del programa educativo de Ingeniería en Energías Renovables de la Facultad de Ingeniería; Gabriel, Mauricio, Alejandra, Pedro y Pablo. Por su apoyo técnico en la realización de este proyecto y por los buenos momentos que pasamos juntos. Espero que el CEENER haya aportado a su crecimiento tanto como ustedes le aportaron.

A mi familia en Ensenada, por siempre hacerse sentir a pesar de la distancia. Por sembrar en mi la semilla de la honradez y el trabajo. A mi tía Gloria Lizaola por abrirme las puertas de su casa desde mi llegada a Mexicali y por sus valiosas enseñanzas.

A todo el personal del Instituto de Ingeniería, por su calidez y calidad humana. En especial a; Jaime Reyes, Antonio Valenzuela, Humberto Rodríguez, Janeth Camacho, Francisca Molina, Eliana Rodríguez, Jhonattan Castillo y Oscar Landeros.

DEDICATORIA

Le dedico este trabajo doctoral a todos mis compatriotas que por años han habitado las comunidades remotas costeras de Baja California. Son ejemplo de fortaleza, resiliencia y amor por nuestra tierra y costumbres. He realizado esta etapa doctoral con mi máximo esfuerzo, intentando que la Universidad Autónoma de Baja California esté cada vez más cerca de ustedes.

-Madre Baja California, mira a tus hijos que intentan-

RESUMEN

La presente tesis presenta un análisis paramétrico, de diseño, operativo y técnico económico de un sistema de absorción de bromuro de litio-agua de simple efecto activado por energía solar térmica para la producción simultánea de agua y enfriamiento, con el fin de determinar su viabilidad técnica y económica en comunidad remotas costeras con clima cálido. El sistema, diseñado para una capacidad de enfriamiento de 35 kW y activado por energía térmica de baja temperatura ($<100\text{ }^{\circ}\text{C}$), fue simulado en Aspen Plus® para evaluar su rendimiento variando parámetros operativos, incluyendo flujos másicos, niveles de concentración, niveles de presión, y temperaturas de los suministros externos de agua (caliente, de enfriamiento y fría). Los resultados indican que la configuración óptima opera con presiones de generador-condensador y absorbedor-evaporador de 7.4 kPa y 0.75 kPa, respectivamente, un flujo másico de solución de 0.1725 kg/s, y un flujo másico de agua de mar de 0.0165 kg/s. Bajo estas condiciones, el sistema produce 1.26 m³/día de agua dulce con un coeficiente de rendimiento (COP) de 0.77, un COP global (COP_G) de 1.61 y una relación de recuperación (RR) de 0.88. Una vez definidas las condiciones óptimas de operación del sistema ABCD se utilizó el software TRNSYS para realizar un estudio operativo anual del sistema y determinar los mejores modos de operación, donde se determinó que operar al sistema ABCD por 24 h incrementa la producción de agua en 398% con respecto a un sistema ABCD operando en un horario escolar (7 a 15 h con periodo vacacional). Posteriormente, se determinó la mejor relación de área de captación y volumen de almacenamiento basados en la fracción solar, el sistema ABCD operando con áreas de captación de 330 y 440 m² de captación solar con 36 m³ de almacenamiento presentaron fracciones solares de 0.83 y 0.92, respectivamente. Basados en un estudio económico se determinó que el sistema ABCD con fracción solar de 0.83 presenta una tasa de retorno de inversión en 6 años y acumula un capital de \$4,369,576 mxn. Por su parte, el sistema ABCD con fracción solar de 0.92 presenta una tasa de retorno de inversión en 6 años y acumula un capital de \$5,353,681 mxn. La apertura de ciclo de absorción para la producción simultánea de agua y enfriamiento incrementa el potencial de implementación de los sistemas de absorción en comunidades remotas costeras.

ABSTRACT

This thesis presents a parametric, design, operational, and techno-economic analysis of a single-effect lithium bromide-water absorption system powered by solar thermal energy for the simultaneous production of freshwater and cooling. The aim is to determine its technical and economic feasibility for remote coastal communities with warm climates. The system, designed for a 35 kW cooling capacity and activated by low-temperature thermal energy ($<100\text{ }^{\circ}\text{C}$), was simulated in Aspen Plus® to evaluate its performance by varying operational parameters, including mass flow rates, concentration levels, pressure levels, and external water supply temperatures (hot, cooling, and chilled water). Results indicate that the optimal configuration operates with generator-condenser and absorber-evaporator pressures of 7.4 kPa and 0.75 kPa, respectively, a solution mass flow rate of 0.1725 kg/s, and a seawater mass flow rate of 0.0165 kg/s. Under these conditions, the system produces 1.26 m³/day of freshwater with a coefficient of performance (COP) of 0.77, a global COP (COP_G) of 1.61, and a recovery ratio (RR) of 0.88. Once the optimal operating conditions of the ABCD system were defined, TRNSYS software was used to conduct an annual operational study and determine the best operating modes. It was found that operating the ABCD system for 24 hours increases water production by 398% compared to a system operating on a school schedule (7:00 to 15:00 with vacation periods). Subsequently, the optimal solar collector area to storage volume ratio was determined based on the solar fraction. The ABCD system, operating with solar collector areas of 330 m² and 440 m² and 36 m³ of thermal energy storage, achieved solar fractions of 0.83 and 0.92, respectively. An economic study revealed that the ABCD system with a 0.83 solar fraction has an investment return period of 6 years and accumulates capital of \$4,369,576 MXN. Meanwhile, the system with a 0.93 solar fraction has a return period of 6 years and accumulates \$5,353,681 MXN. The open absorption cycle for simultaneous water and cooling production enhances the implementation potential of absorption systems in remote coastal communities.

ÍNDICE

CAPÍTULO 1: INTRODUCCIÓN	1
1.1 Problemática.....	1
1.2 Justificación.....	6
1.3 Antecedentes	7
1.4. Hipótesis.....	23
1.5 Objetivos	23
1.5.1 Objetivo general.....	23
1.5.2 Objetivos específicos	24
CAPÍTULO 2: FUNDAMENTO TEÓRICO	25
2.1 Energía solar térmica.....	25
2.2 Propiedades del agua de mar.....	28
2.2.1 Temperatura del agua de mar.....	28
2.2.2 Salinidad del agua de mar	29
2.3 Desalinización.....	31
2.3.1 Desalinización por absorción.....	33
2.4 Enfriamiento por absorción.....	34
2.5 Intercambiadores de calor para desalinización y enfriamiento.....	38
CAPÍTULO 3: ESTUDIO DE FACTIBILIDAD TÉCNICA DE LA PROPUESTA TECNOLÓGICA	41
3.1 Descripción de la propuesta tecnológica.....	41
3.2 Metodología de estudio de la propuesta tecnológica	44
3.3 Validación de la simulación	47
3.4 Condiciones de operación del sistema	48
3.5 Estudio paramétrico del sistema.....	50
CAPÍTULO 4: EVALUACIÓN TECNO ECONÓMICA DE LA PROPUESTA TECNOLÓGICA	68

4.1 Descripción del caso de estudio: Puertecitos, BC, México.....	68
4.1.1 Disponibilidad de agua a nivel local	68
4.1.2 Sistema de Aire Acondicionado Termosolar de la Escuela de Puertecitos.....	70
4.1.3 Condiciones meteorológicas	72
4.1.4 Condiciones del mar.....	78
4.1.5 Análisis de la edificación	80
4.2 Estudio operativo del sistema ABCD	85
4.2.1 Operación durante temporada cálida horario escolar (7-15h).....	90
4.2.2 Operación durante resto del año horario escolar (7-15h).....	93
4.2.3 Operación 24 h periodo cálido	99
4.3 Estudio económico de la propuesta tecnológica	103
4.3.1 Diseño de los componentes del sistema.....	103
4.3.2 Costos de inversión inicial	119
4.3.3 Costo de operación y mantenimiento.....	120
4.3.4 Resultados	123
CAPÍTULO 5: CONCLUSIONES Y TRABAJOS FUTUROS.....	127
REFERENCIAS:.....	131
APÉNDICE A: PRODUCTOS OBTENIDOS.....	142
APÉNDICE B: DESALINIZACION Y ENFRIAMIENTO POR ABSORCION DE DOBLE EFECTO	145
Introducción	145
Descripción del sistema.....	150
Metodología de estudio.....	152
Resultados	155

INDICÉ DE FIGURAS

FIGURA 1. DISPONIBILIDAD DE AGUA POR RHA EN MÉXICO. (CONAGUA, 2019).	3
FIGURA 2. CICLO DE COMPRESIÓN MECÁNICA (A) Y DE ABSORCIÓN DE SIMPLE EFECTO (B) (VEREDA ORTIZ, 2015).	8
FIGURA 3. DIAGRAMA DE SISTEMA DE CAPTACIÓN Y ALMACENAMIENTO DE ENERGÍA SOLAR TÉRMICA (MARC ET AL., 2010B).	10
FIGURA 4. SISTEMA DE ENFRIAMIENTO POR ABSORCIÓN ACTIVADO CON GASES DE ESCAPE DE UN GENERADOR DIESEL (HORVATH ET AL., 2014).	11
FIGURA 5. SISTEMA DE ENFRIAMIENTO POR ABSORCIÓN TERMOSOLAR (BELLOS ET AL., 2017).	12
FIGURA 6. DIAGRAMA DEL SISTEMA DE ENFRIAMIENTO SOLAR TÉRMICO (IDRUS ALHAMID ET AL., 2019).	13
FIGURA 7. ESQUEMA DE UN SISTEMA DE REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN ACTIVADO CON ENERGÍA SOLAR. (AGUILAR-JIMÉNEZ, ET AL., 2020).	14
FIGURA 8. CICLO DE ENFRIAMIENTO POR ABSORCIÓN-EYECCIÓN APHORN RATANA & EAMES (1998).	15
FIGURA 9. SISTEMA DE ENFRIAMIENTO POR ABSORCIÓN DE EFECTO VARIABLE XU ET AL., (2015).	16
FIGURA 10. SISTEMA DE DESALINIZACIÓN POR ABSORCIÓN RIFFAT (1995).	17
FIGURA 11. SISTEMA DE DESALINIZACIÓN Y ENFRIAMIENTO POR ABSORCIÓN DE DOBLE EFECTO GONZÁLEZ URIBE (2017).	18
FIGURA 12. SISTEMA DE DESALINIZACIÓN Y ENFRIAMIENTO POR ABSORCIÓN CON DESALINIZACIÓN FLASH Y EYECTOCONDENSADOR BAROMÉTRICO (LÓPEZ-ZAVALA ET AL 2019).	19
FIGURA 13. DIAGRAMA DEL SISTEMA DE ENFRIAMIENTO POR ABSORCIÓN CON DESALINIZACIÓN POR EVAPORACIÓN DE SIMPLE EFECTO (SHAABAN ET AL., 2020).	20
FIGURA 14. SISTEMA DE DESALINIZACIÓN Y ENFRIAMIENTO POR ABSORCIÓN ACOPLADO CON UN SISTEMA DE DESALINIZACIÓN POR ÓSMOSIS INVERSA (HARBY ET AL., 2021).	21
FIGURA 15. SISTEMAS DE DESALINIZACIÓN Y ENFRIAMIENTO POR ABSORCIÓN LI ET AL., (2025).	22
FIGURA 16. CONFIGURACIONES DE INTERCAMBIADORES DE CALOR TIPO PELÍCULA DESCENDENTE (DAI ET AL., 2022).	40
FIGURA 17. SISTEMA DE DESALINIZACIÓN Y ENFRIAMIENTO POR ABSORCIÓN (LiBr-H ₂ O).	43
FIGURA 18. METODOLOGÍA PARA EL ESTUDIO DE LA PROPUESTA TECNOLÓGICA EN ASPEN PLUS.	45
FIGURA 19. DIAGRAMA P-T-X DE LA MEZCLA LiBr-H ₂ O CON CONDICIONES DE DISEÑO.	50
FIGURA 20. VARIACIÓN DEL COP EN FUNCIÓN DEL FLUJO MÁSSICO DE REFRIGERANTE Y SOLUCIÓN ABSORBENTE. 52	
FIGURA 21. VARIACIÓN DE LA CONCENTRACIÓN EN FUNCIÓN DE LOS FLUJOS MÁSSICOS DE SOLUCIÓN Y REFRIGERANTE.	54
FIGURA 22. COMPORTAMIENTO DE LA CAPACIDAD DE ENFRIAMIENTO Y COP VARIANDO EL FLUJO MÁSSICO DE REFRIGERANTE.	56

FIGURA 23. COMPORTAMIENTO DE LA CAPACIDAD DE DESALINIZACIÓN VARIANDO EL FLUJO MÁXICO DE REFRIGERANTE.	57
FIGURA 24. COMPORTAMIENTO DEL CALOR DE ACTIVACIÓN Y LA TEMPERATURA DE LA SOLUCIÓN VARIANDO LA PRESIÓN DEL GENERADOR Y CONDENSADOR.....	58
FIGURA 25. COMPORTAMIENTO DE LA CAPACIDAD DE ENFRIAMIENTO Y DESALINIZACIÓN VARIANDO LA PRESIÓN DEL EVAPORADOR Y ABSORBEDOR.....	59
FIGURA 26. COMPORTAMIENTO DE LA CAPACIDAD DE ENFRIAMIENTO Y DESALINIZACIÓN VARIANDO LA TEMPERATURA DEL AGUA CALIENTE.	61
FIGURA 27. COMPORTAMIENTO DE LA CAPACIDAD DE ENFRIAMIENTO Y DESALINIZACIÓN VARIANDO LA TEMPERATURA DEL AGUA FRÍA.	62
FIGURA 28. COMPORTAMIENTO DE LA CAPACIDAD DE ENFRIAMIENTO Y DESALINIZACIÓN VARIANDO LA TEMPERATURA DEL AGUA DE ENFRIAMIENTO.	64
FIGURA 29. COMPORTAMIENTO DEL COEFICIENTE DE DESEMPEÑO Y LA RELACIÓN DE RECUPERACIÓN VARIANDO LA TEMPERATURA DEL REFRIGERANTE.....	65
FIGURA 30. PROFUNDIDADES DEL NIVEL ESTÁTICO EN EL AE3. (CONAGUA, 2020)	69
FIGURA 31. SISTEMA DE ENFRIAMIENTO SOLAR EN LA ESCUELA PRIMARIA DE PUERTECITOS, BC, MEX.	71
FIGURA 32. ESTACIÓN METEOROLÓGICA MODELO DAVIS VANTAGE PRO.....	73
FIGURA 33. VARIACIÓN PROMEDIO MENSUAL DE LA TEMPERATURA AMBIENTE EN PUERTECITOS.	74
FIGURA 34. VARIACIÓN PROMEDIO MENSUAL DE LA HUMEDAD RELATIVA EN PUERTECITOS.	75
FIGURA 35. VARIACIÓN PROMEDIO MENSUAL DE LA RADIACIÓN SOLAR EN PUERTECITOS.	76
FIGURA 36. VARIACIÓN PROMEDIO MENSUAL DE LA VELOCIDAD DE VIENTO EN PUERTECITOS.	77
FIGURA 37. VARIACIÓN PROMEDIO MENSUAL DE TEMPERATURA DEL AGUA DE MAR EN SUPERFICIE CASTRO (1994).....	78
FIGURA 38. VARIACIÓN MENSUAL DE LA TEMPERATURA DEL MAR DE CORTEZ A DIFERENTES PROFUNDIDADES RIPA Y MARINONE (1988).	79
FIGURA 39. VARIACIÓN MENSUAL DE SALINIDAD A DIFERENTES PROFUNDIDADES EN EL MAR DE CORTEZ RIPA Y MARINONE (1988).	80
FIGURA 40. AULAS DE LA ESCUELA DE PUERTECITOS.	81
FIGURA 41. PLANO DE LAS AULAS DE PUERTECITOS.	83
FIGURA 42. VALIDACIÓN EXPERIMENTAL DEL MODELO DE LA EDIFICACIÓN EN TRNSYS.....	84
FIGURA 43. DIAGRAMA DEL SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO TERMOSOLAR DE PUERTECITOS.	85
FIGURA 44. DIAGRAMA DE FLUJO CON METODOLOGÍA PARA ESTUDIO OPERATIVO.	89
FIGURA 45. PRODUCCIÓN SEMANAL DE AGUA DEL SISTEMA ABDC DURANTE LA PRIMERA SEMANA DE JULIO.	90
FIGURA 46. PRODUCCIÓN SEMANAL DE AGUA DEL SISTEMA ABDC DURANTE LA ÚLTIMA SEMANA DE AGOSTO.	91
FIGURA 47. VARIACIÓN DE CAPACIDAD DE ENFRIAMIENTO Y TEMPERATURA DE BULBO HÚMEDO (7-15 H).....	92
FIGURA 48. PRODUCCIÓN SEMANAL DE AGUA DEL SISTEMA ABDC DURANTE LA SEGUNDA SEMANA DE ABRIL.....	94

FIGURA 49. PRODUCCIÓN SEMANAL DE AGUA DEL SISTEMA ABDC DURANTE LA PRIMERA SEMANA DE NOVIEMBRE.	95
FIGURA 50. PRODUCCIÓN SEMANAL DE AGUA DEL SISTEMA ABDC DURANTE LA ÚLTIMA SEMANA DE MARZO.	96
FIGURA 51. VARIACIÓN MENSUAL DE AGUA PRODUCTO Y TEMPERATURA DE BULBO HÚMEDO (7-15 H).	97
FIGURA 52. VARIACIÓN MENSUAL DE AGUA PRODUCTO Y TEMPERATURA DE BULBO HÚMEDO (24 H).....	100
FIGURA 53. VARIACIÓN DE LA FRACCIÓN SOLAR EN FUNCIÓN DEL NÚMERO DE COLECTORES Y EL VOLUMEN DE ALMACENAMIENTO.....	102
FIGURA 54. DIAGRAMA DE FLUJO DEL PROCEDIMIENTO PARA CALCULAR EL ÁREA DE LOS INTERCAMBIADORES DE CALOR (VELÁZQUEZ LIMÓN, 2002).	104
FIGURA 55. FLUJO DE EFECTIVO PARA FRACCIONES SOLARES DE 0.83, 0.92 Y 0.99.	126

INDICÉ DE TABLAS

TABLA 1. CLASIFICACIÓN DEL NIVEL DE ESCASEZ EN FUNCIÓN DEL INDICADOR DE ESTRÉS HÍDRICO.	2
TABLA 2. PRINCIPALES TIPOS DE COLECTORES DE ENERGÍA SOLAR TÉRMICA (GONZÁLEZ URIBE, 2017).....	26
TABLA 3. COMPOSICIÓN TÍPICA DEL AGUA DE MAR CON SALINIDAD DE 36,000 PPM.....	30
TABLA 4. CLASIFICACIÓN DEL AGUA EN FUNCIÓN DE SU SALINIDAD.	31
TABLA 5. RESULTADOS DE LA VALIDACIÓN.....	48
TABLA 6. COMPARACIÓN ENTRE SISTEMAS DE ENFRIAMIENTO Y/O DESALINIZACIÓN POR ABSORCIÓN.	67
TABLA 7. CARACTERÍSTICAS CONSTITUTIVAS DE LAS AULAS DE LA PRIMARIA DE PUERTECITOS.	82
TABLA 8. MÓDULOS DE TRNSYS UTILIZADOS PARA EL ESTUDIO OPERATIVO DEL SISTEMA ABCD.	86
TABLA 9. PRODUCCIÓN DE AGUA MENSUAL BAJO MODOS DE OPERACIÓN ESCOLAR.	98
TABLA 10. PRODUCCIÓN DE AGUA MENSUAL BAJO MODO DE OPERACIÓN 24 H.....	101
TABLA 11. COSTOS DE INVERSIÓN INICIAL PARA REMINERALIZACIÓN DE AGUA.	121
TABLA 12. COSTOS OPERATIVOS PARA REMINERALIZACIÓN DE AGUA.....	121
TABLA 13. COSTOS ASOCIADOS A LA FRACCIÓN SOLAR DEL SISTEMA PARA LA EVALUACIÓN ECONÓMICA.	125

Acrónimos

A/C: Aire acondicionado.

ABD: Absorption desalination

ABCD: Absorption cooling and desalination

ABHT: Absorption heat transformer

ASHRAE: American Society of Heating Refrigeration and Air Conditioning Engineers.

ASTM: American Society of Testing Materials.

CFE: Comisión Federal de Electricidad.

COP: Coefficient of Performance (Coeficiente de desempeño).

COPG= Global Coefficient of Performance

DOE: Department of Energy.

DSABCD: Double stage absorption cooling and desalination

EJC: Ejector condenser

EPW: Energy Plus Wheatherfile.

FDS: Flash desalination system

SAATEP: Sistema de Aire Acondicionado Termosolar de la escuela de Puertecitos.

SCAES: Subsistema de Captación y Almacenamiento de Energía Solar

Tonr: Tonelada de refrigeración.

TRNSYS: Transient Simulation Studio.

O&M: Operación y mantenimiento.

USD: United States Dollar.

Nomenclatura

α = Difusividad térmica (m^2/s).

Γ = Densidad de atomización ($\text{kg}/\text{s}\cdot\text{m}$).

A = Área (m^2)

a = Constante dependiente del tipo de tubería en absorbedor.

b = Constante dependiente del tipo de tubería en absorbedor.

c = Constante dependiente del tipo de tubería en absorbedor.

B_0 = Número de nucleación.

C_p = Calor específico ($\text{kJ}/\text{kg}\cdot^\circ\text{C}$).

ρ = Densidad (kg/m^3).

D = Diámetro (m).

e = espesor de tubo (m).

F = Fracción (-)

g = aceleración gravitacional (m/s^2).

H = altura del distribuidor a los tubos (m).

h = coeficiente convectivo ($\text{W}/\text{m}^2\cdot^\circ\text{C}$).

k = Conductividad térmica ($\text{W}/\text{m}\cdot^\circ\text{C}$).

L = Longitud (m).

μ =Viscosidad dinámica ($\text{kg}/\text{m}\cdot\text{C}$)

N = Número ($\text{W}/\text{m}\cdot^\circ\text{C}$).

Nu = Número de Nusselt (-).

P = Presión (kPa).

q = Flujo de calor (W/m^2).

R = Resistencia al flujo de calor ($\text{m}^2\cdot^\circ\text{C}/\text{W}$)

S = Salinidad (ppm, g/kg)

T = Temperatura ($^\circ\text{C}$).

U = Coeficiente global de transferencia de calor ($^\circ\text{C}$).

V = Volúmen (m^3).

Vel = Velocidad (m/s).

X = Concentración (-).

Z = Costo (USD, mxn).

Subíndices

abs = absorbedor

b = burbuja

br = salmuera

c = característica

cs = lado frío

col =colectores solares

$cond$ =condensador

CW =agua de enfriamiento

CHW =agua fría

$evap$ =evaporador

f = película

fg = cambio de fase

g = vapor

gen = generador

hs = lado caliente

HW =agua caliente

l = líquido

shx = intercambiador de calor para solución

sat = saturación

sol = solución LiBr- H_2O

sw = agua de mar

$o\&m$ = operación y mantenimiento

$prod$ = producto

CAPÍTULO 1

INTRODUCCIÓN

Se presenta la introducción general a la tesis, empezando por la problemática del agua, la cual se aborda desde un enfoque mundial, nacional y local, incluyendo proyecciones futuras. Basado en la relación entre la escasez de agua y la necesidad de climatización en zonas con altos niveles de radiación solar surge la justificación de implementar un sistema para la producción simultánea de agua y enfriamiento activado por energía solar. Los antecedentes dejan de manifiesto que los sistemas de enfriamiento por absorción son la tecnología alternativa de enfriamiento con mayor viabilidad y madurez tecnológica para implementarse en zonas sin acceso a la red eléctrica. Se propone la modificación del ciclo de enfriamiento por absorción para la producción simultánea de agua y enfriamiento y su estudio para determinar su potencial y límites operativos.

1.1 Problemática

El agua potable es un elemento crucial para el desarrollo y la supervivencia de los seres vivos, el incremento de su demanda y la disminución de su disponibilidad se intensifican con el crecimiento poblacional y el cambio climático (Damania et al., 2017). En las últimas décadas el porcentaje de incremento de uso del agua a escala global ha duplicado al porcentaje de incremento poblacional (Cosgrove & Loucks, 2015). Si continua el ritmo de explotación actual, se ha estimado que para el año 2030 exista un déficit de agua a nivel mundial de 40%, y se pronostica que sea más intenso en regiones semiáridas (UNESCO, 2020). Es importante mencionar que los países con mayor disponibilidad de radiación solar, son los que enfrentarán sequías más severas según los pronósticos regionales, como el caso de México (Boriskina et al., 2019).

El ritmo de crecimiento demográfico en México ha provocado que su población se haya quintuplicado en el periodo de tiempo de 1950 al 2020 (INEGI, 2021). Durante el mismo periodo de tiempo su cantidad de agua disponible per cápita (pc) se redujo aproximadamente 80% (CONAGUA, 1999), debido principalmente a la disminución en la precipitación anual en algunas zonas del país y al ritmo de extracción. Es importante

mencionar que México fue posicionado como cuarto país con mayor extracción de agua, solo por debajo de China, USA e Indonesia (FAO, 2017).

El Indicador de Estrés Hídrico (WSI) fue propuesto por Falkenmark y Lindh en 1974, y actualmente es el más utilizado para medir la escasez de agua y el estrés hídrico (H. Xu & Wu, 2017). Este método define la escasez de agua en términos de la cantidad total de recurso hídrico disponible para la población de una región delimitada, de modo que, queda expresada como la cantidad de agua potable renovable que está disponible para cada persona cada año (Manungufala, 2021). La Tabla 1 muestra los límites establecidos para la clasificación del nivel de escasez de agua.

Tabla 1. Clasificación del nivel de escasez en función del Indicador de Estrés Hídrico.

WSI (m³/habitante/año)	Nivel de escasez de agua
WSI<500	Escasez absoluta
500<WSI<1000	Escasez crónica
1000<WSI<1700	Escasez regular

El promedio nacional de disponibilidad de agua per cápita (pc) en México reportado al 2019 es de 3,620 m³/pc/año. Sin embargo, existe una marcada disparidad en la disponibilidad de agua per cápita entre las principales agrupaciones de regiones hidrológicas administrativas (RHA) de México, en las zonas Norte, Centro y Noroeste la disponibilidad es de 1,558 m³/pc/año y en la zona Sureste del País es de 10,508 m³/pc/año (CONAGUA, 2019). Por lo tanto, actualmente la mayor parte del país se encuentra en condición de escasez regular, aunque también existen zonas que presentan escasez crónica y escasez absoluta. La Figura 1 muestra que las RHA's 1 (Baja California Norte y Baja California sur) y 6 (Chihuahua, Coahuila, Nuevo León y Tamaulipas) se encuentran en condiciones de escasez regular y se pronostica que para 2030 presenten escasez crónica.



Figura 1. Disponibilidad de agua por RHA en México. (CONAGUA, 2019).

Es importante destacar que las zonas Norte, Centro y Noroeste de México abarcan el 78% de la extensión territorial nacional, albergan el 77% de la población mexicana y aportan el 83% del Producto Interno Bruto (PIB). Por lo tanto, existe una mayor concentración poblacional y por ende mayor actividad en los sectores agrícola, industrial y de servicios, lo cual provoca que los requerimientos de agua potable sean mayores en la zona con menor disponibilidad (CONAGUA, 2018). Los principales sectores consumidores de agua en México son; agrícola (75.7%), abastecimiento público (14.7%), industrial (4.9%) y generación de energía eléctrica (4.7%). Cabe mencionar que el consumo humano por medio del abastecimiento público debe ser el uso primordial del agua y en algunas RHA de México que presentan escasez han existido problemas de desabasto (Breña Naranjo, 2021) que se ven reflejados en cortes de suministro al sector residencial. También han surgido problemas socio hídricos derivados del rechazo de la población a la construcción de nuevas plantas industriales con procesos altamente consumidores de agua.

Se pronostica que México incrementa 10% su población actual al 2030 por lo que tendrá una población de 141.8 millones de habitantes (CONAPO, 2016), a pesar de que la tasa de crecimiento tiende a reducirse, se calcula que el 56% del crecimiento poblacional ocurrirá en las regiones Centro y Norte del país, que actualmente presentan baja disponibilidad de agua, empeorando sus estatus al pasar de escasez regular ($WSI \approx 1000$) a escasez crónica o absoluta ($WSI \approx 500$) como se muestra en la Tabla 1. La Política Hídrica Nacional (2019-2024) determina como prioridades; garantizar progresivamente los derechos humanos al agua, eficientizar el uso del agua para contribuir al desarrollo sostenible y reducir la vulnerabilidad ante sequías, principalmente en pueblos indígenas.

El estado de Baja California tiene una extensión territorial de 71,446 km² (Brinkhoff, 2021) de los cuales el 79.6% corresponden a regiones naturales áridas, sus límites territoriales están delimitados principalmente por 1493 km de línea costa donde alberga un gran número de comunidades y asentamientos sin acceso a las redes agua potable y energía eléctrica (INEGI, 2019). En la zona Este de Baja California converge la región natural árida con la línea costa del mar de Cortez, como resultado existen comunidades costeras remotas ubicadas sobre regiones áridas sin acceso a las redes de agua potable y energía eléctrica.

La zona Este de Baja California enfrenta una escasez de agua potable, principalmente en las poblaciones alejadas de los núcleos urbanos. Existe un acuífero con un área de 1,259 km² para extracción de agua subterránea (delimitado por las coordenadas geográficas 115° 00' 49.4", 114° 39' 9.8" longitud Oeste y 30° 43' 33.1", 30° 17' 14.6" de latitud norte) clasificado por la CONAGUA como tipo III, que permite extracciones limitadas para usos domésticos, industriales, de riego y otros. Sin embargo, el agua que presenta esta zona tiene alto grado de salinidad, evitando la posibilidad de aprovechamiento directo para consumo humano o para incorporarse a algún proceso unitario donde puede provocar incrustación salina (CONAGUA, 2020a).

La zona Este de Baja California presenta condiciones meteorológicas extremas caracterizadas por altos niveles de radiación solar acompañados por un bajo nivel de precipitación. A pesar de su cercanía con el mar de Cortez, sus climas predominantes son; cálido, muy cálido, y desértico según la clasificación de Köppen (García, 2004a). En esta zona la temperatura ambiente alcanza altos niveles ($T \approx 45$ °C) durante la temporada de verano (García-Cueto et al., 2019) provocando que la mayoría de las edificaciones requieran sistemas de A/C, lo cual representa una problemática debido a la baja disponibilidad de energía eléctrica en la zona y al alto consumo eléctrico que conlleva la operación de sistemas convencionales de A/C por compresión mecánica de vapor.

Para satisfacer la necesidad de A/C en zonas sin acceso a la red de energía eléctrica, se ha vuelto atractiva la implementación de sistemas alternos de A/C como los enfriadores por absorción activados con una fuente de energía térmica (Horvath et al., 2014b; Marc et al., 2010a). A pesar de presentar ventajas con respecto a los sistemas convencionales de A/C, su operación en climas extremos puede verse limitada en el rechazo de calor (Shirazi et al., 2018a) lo cual influye directamente en la eficiencia del ciclo de enfriamiento por absorción (Eicker et al., 2012a).

Como resumen, en la región comprendida entre la zona este de Baja California y la línea costera del mar de Cortez existen varios asentamientos y/o comunidades cuyas edificaciones requieren servicios de agua potable todo el año y servicios de enfriamiento durante la temporada cálida del año, los enfriadores por absorción representan una solución técnicamente viable para satisfacer la demanda de enfriamiento durante la temporada cálida pero requieren un alto consumo de agua potable para rechazar calor su calor residual por medio de una torre de enfriamiento. El agua extraída del acuífero más cercano debe ser utilizada prioritariamente para satisfacer las necesidades de consumo doméstico y no de un proceso unitario, además las condiciones de alta salinidad dificultan su incorporación a un proceso unitario.

A pesar de que los enfriadores por absorción pueden satisfacer necesidades de enfriamiento con bajo consumo de energía eléctrica, en ocasiones tienen un alto costo de inversión inicial, lo cual limita su competitividad contra sistemas convencionales de

enfriamiento por compresión mecánica de vapor. Además, su eficiencia operacional es menor con respecto a los sistemas de enfriamiento por compresión mecánica de vapor. Por este motivo, es necesario modificar el sistema de enfriamiento por absorción para obtener enfriamiento y agua de manera simultánea con el máximo nivel de eficiencia posible con la finalidad de incrementar la viabilidad técnica y económica de la tecnología.

1.2 Justificación

La relación existente entre la demanda de agua potable y enfriamiento en zonas con altos niveles de radiación solar, vuelve atractiva la propuesta de desarrollar un sistema para la producción simultánea de agua potable y enfriamiento activado con energía solar. Actualmente los sistemas más utilizados para la producción de agua y enfriamiento activados con energía solar son los sistemas de desalinización por ósmosis inversa y los sistemas de enfriamiento por compresión mecánica de vapor activados por energía solar fotovoltaica. Sin embargo, el consumo intensivo y simultáneo de energía eléctrica que presentan ambas tecnologías puede provocar problemas para el sistema eléctrico, esto se agrava en comunidades remotas donde la energía eléctrica usualmente se genera y distribuye en microrredes fotovoltaicas. Utilizar sistemas activados con energía térmica en procesos con alta demanda energética como la desalinización y el enfriamiento incrementa la disponibilidad de energía eléctrica para activar otras cargas eléctricas esenciales.

La extensión territorial de Baja California provoca que una gran cantidad de sus poblaciones se encuentre alejado sus principales núcleos urbanos y sin acceso a los servicios de agua y energía eléctrica. Sus climas predominantes aunado a la baja precipitación pluvial han causado que los sistemas de enfriamiento y desalinización de agua incrementen su implementación de manera significativa. Sin embargo, su alto costo operativo asociado a su consumo energético y mantenimiento imposibilita su implementación en zonas remotas donde el costo nivelado de generación y almacenamiento de energía eléctrica es alto. Los colectores solares térmicos presentan mayor eficiencia para aprovechar la radiación solar y mayor simplicidad de fabricación, instalación, operación y mantenimiento con respecto a los módulos fotovoltaicos.

Además, el almacenamiento térmico tiene un costo técnico y económico menor con respecto al almacenamiento eléctrico. Los sistemas de enfriamiento por absorción requieren un mantenimiento mínimo comparado con los sistemas de enfriamiento por compresión mecánica de vapor debido a la ausencia de partes móviles. Además, tienen la posibilidad de producir agua de manera simultánea sin incrementar la energía térmica adicionada.

1.3 Antecedentes

A partir de finales del siglo XVIII Nairne llevó a cabo experimentos que involucraban la mezcla de ácido sulfúrico y agua, junto con bombas de aire, procesos de absorción y evaporación, disminuía la temperatura del agua hasta convertirse en hielo. Con el tiempo, la comprensión de estas interacciones sentó las bases para un avance tecnológico significativo y se desarrollaron las primeras máquinas de enfriamiento por absorción.

El proceso de enfriamiento por absorción es atribuido a Edmond Carré, quien en 1850 construyó una máquina para hacer hielo utilizando la mezcla agua-ácido sulfúrico, pero fue hasta 1859 que su hermano Ferdinand Ph E Carré patentó procesos relacionados a una máquina de absorción, en sus patentes describió dos tipos de máquinas, una de operación periódica de baja energía para fabricación de hielo principalmente para viviendas, y una máquina de operación continua para aplicaciones industriales.

A partir de 1880, en Estados Unidos de América, los sistemas de compresión de vapor desplazaron a las máquinas de absorción, y a finales de siglo perdieron su relevancia en la industria. Fue hasta después de la primera guerra mundial que en Europa las máquinas de absorción experimentaron un renacimiento, gracias a que se tomó conciencia del costo de la energía, y las posibilidades de ahorrar utilizando calor residual para la activación de las máquinas de absorción. En este instante se desarrolló una literatura extensa que abarca tanto la teoría como las aplicaciones prácticas, es posible afirmar que el diseño y fundamentos de los sistemas de refrigeración por absorción se sentaron entre los años 1920 y 1940. (Stephan, 1983)

Para finales de los años 1960 el 100% de los enfriadores de absorción LiBr-H₂O, eran fabricados por empresas estadounidenses, sin embargo, a finales de los años 1970 y a través de los años 1980 los precios del gas natural, disponibilidad de combustible y políticas gubernamentales crearon una reducción en las ventas. Desde los inicios de los años 1990 hasta la actualidad las ventas de dichos equipos han aumentado modestamente en el continente americano. En países asiáticos como Japón, China y Corea, han aumentado de forma exponencial desde mediados de los años 1970. Las razones de este crecimiento dispar entre continentes son complicadas, pero es claro que históricamente la economía y política de energías suministradas entre América y la Asia moderna han sido evaluadas de forma diferente en lo que respecta a la tecnología de enfriadoras de agua y refrigeración.

El proceso de enfriamiento por absorción es en su mayoría similar al proceso de refrigeración por compresión mecánica de vapor, la principal diferencia radica en que el compresor eléctrico es sustituido por un compresor térmico, el cual es formado por un pequeño ciclo: absorbedor, condensador, generador, válvula de expansión como muestra la Figura 2. Esta modificación al mecanismo de compresión permite una mayor flexibilidad para el acoplamiento de una fuente térmica de activación. Otra diferencia es que en lugar de utilizar un solo fluido de trabajo (refrigerante), en el enfriamiento por absorción se utiliza una mezcla de fluidos de trabajo (refrigerante-absorbente).

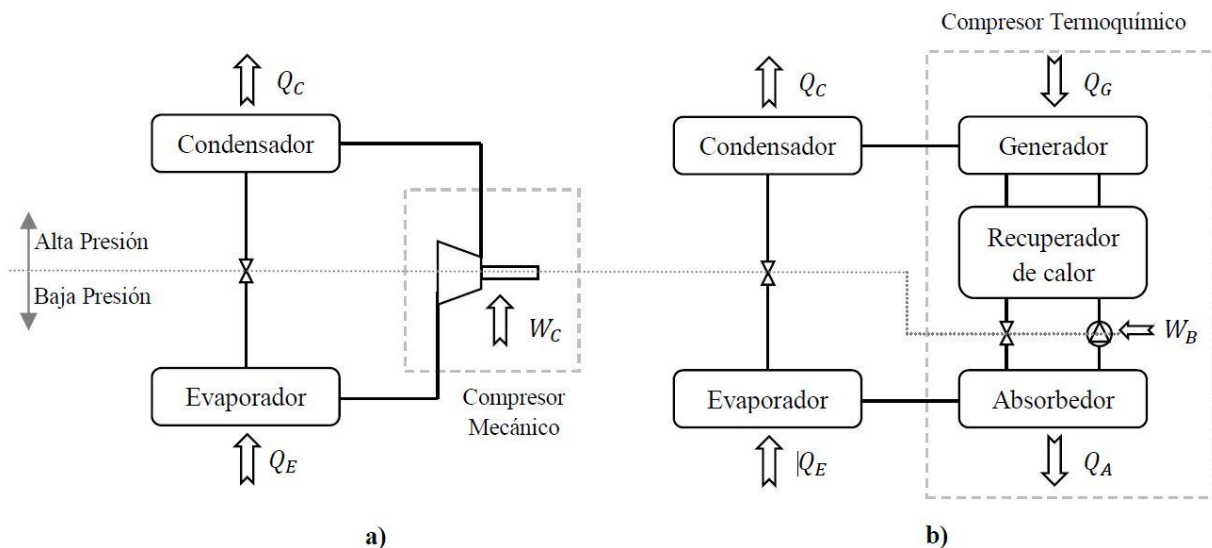


Figura 2. Ciclo de compresión mecánica (a) y de absorción de simple efecto (b) (Vereda Ortiz, 2015).

El enfriamiento por absorción comienza en el generador, donde se realiza la integración directa o indirecta de la fuente térmica de activación. La integración directa consiste en introducir al generador el calor proveniente de la quema de un combustible fósil como diésel o gas natural, que cede su calor de combustión directamente a la mezcla de fluidos de trabajo. La integración indirecta utiliza un fluido caloportador a alta temperatura (80-100 °C), que previamente recibió calor de una fuente térmica, el cual puede ser agua o vapor de agua, y cede su calor hacia la mezcla de fluidos de trabajo por medio de un intercambiador de calor. A continuación, se describen una serie de estudios con diferente enfoque sobre sistemas de enfriamiento por absorción, con la finalidad de destacar sus ventajas, limitantes y áreas de oportunidad.

Marc et al., (2010) estudiaron experimentalmente el desempeño de su sistema de enfriamiento por absorción termo solar instalado en una isla con clima tropical (Figura 3). Reportaron que los componentes con mayor consumo eléctrico son el ventilador de la torre de enfriamiento y la bomba utilizada en el campo de colectores solares, con 36 y 9% del total respectivamente, por ello los autores plantearon adecuaciones para reducir el consumo eléctrico de estos dos componentes. También destacaron que durante el mes de mayo los niveles de radiación solar disminuyen y con ello las ganancias térmicas de la edificación, esto provoca que el enfriador quede sobredimensionado y su COP eléctrico disminuye de 1.65 (abril) a 1.03 (mayo).

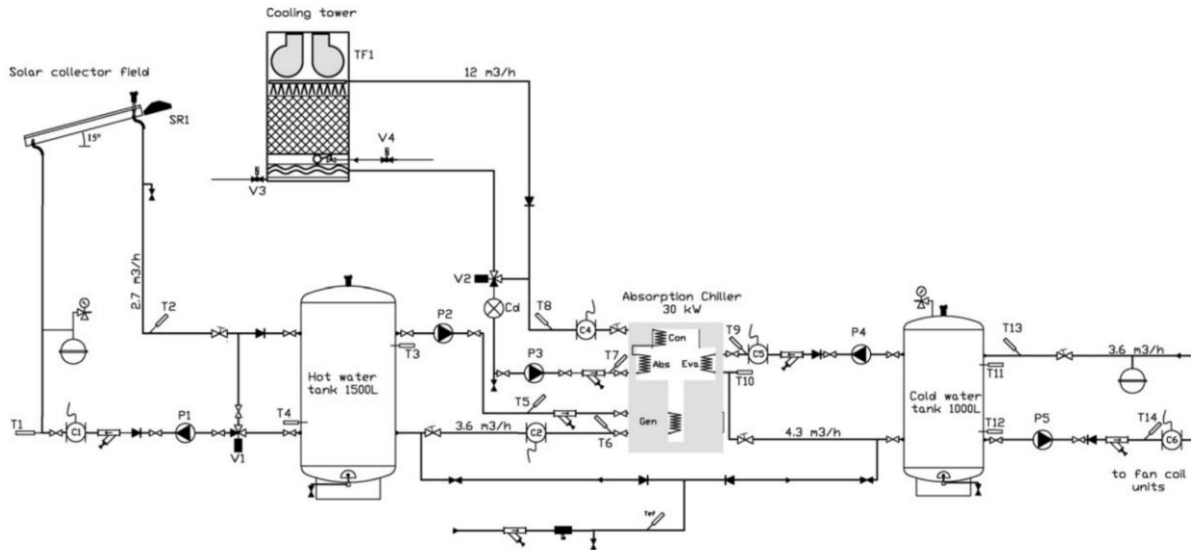


Figura 3. Diagrama de sistema de captación y almacenamiento de energía solar térmica (Marc et al., 2010b).

Eicker et al., (2012) estudiaron un enfriador por absorción con capacidad de 15 kW activado con energía solar térmica y reportaron que el consumo de energía eléctrica puede disminuir en 30% sustituyendo la torre de enfriamiento por intercambiadores de calor geotérmicos para rechazar calor en el subsuelo. Destacaron que este sistema de rechazo de calor requiere únicamente una bomba para circular el fluido en el subsuelo y que las caídas de presión pueden minimizarse colocando los intercambiadores de calor geotérmicos verticales a 120 m de profundidad conectados en paralelo.

Horvath et al., (2014) estudiaron un sistema de refrigeración por absorción de 5,27 kW para A/C en bases militares remotas (Figura 4). El sistema se activaba con el calor residual producido por un generador diésel. Sus resultados mostraron que el sistema era capaz de reducir en un 38% el consumo de diésel durante la semana más calurosa, en comparación con el actual sistema de aire acondicionado de vapor por compresión mecánica activado por electricidad.

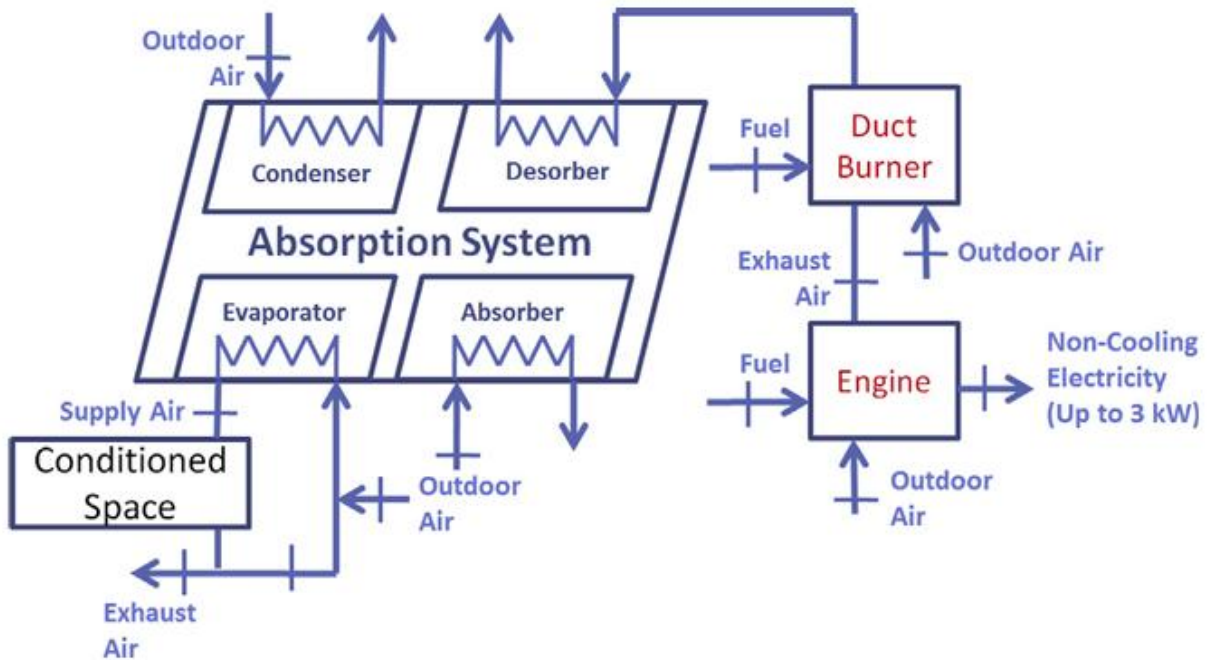


Figura 4. Sistema de enfriamiento por absorción activado con gases de escape de un generador Diesel (Horvath et al., 2014).

Bellos et al., (2017) analizaron paramétricamente un sistema de enfriamiento solar de 100 Kw (Figura 5), con el objetivo de diseñar un sistema sustentable usando criterios energéticos, exergeticos y financieros. El sistema examinado incluye colectores de tubos evacuados, tanque de almacenamiento y una máquina de refrigeración por absorción operando con LiBr-H₂O. Los sistemas estudiados con mayor capacidad de almacenamiento tienen menor desempeño al medio día, pero un mayor desempeño por las noches. Según los índices financieros el caso con el tanque de 14m³ y 450m² de colectores solares es el óptimo. Las tecnologías de enfriamiento solar tienen mejor desempeño en climas con un potencial solar satisfactorio y a la vez temperaturas no extremadamente altas. Como ultimo comentan que el inminente incremento del costo de la electricidad, junto con la disminución del costo de las máquinas de absorción, generara un crecimiento en el interés de tecnologías de enfriamiento solar, especialmente en países donde el potencial solar es alto.

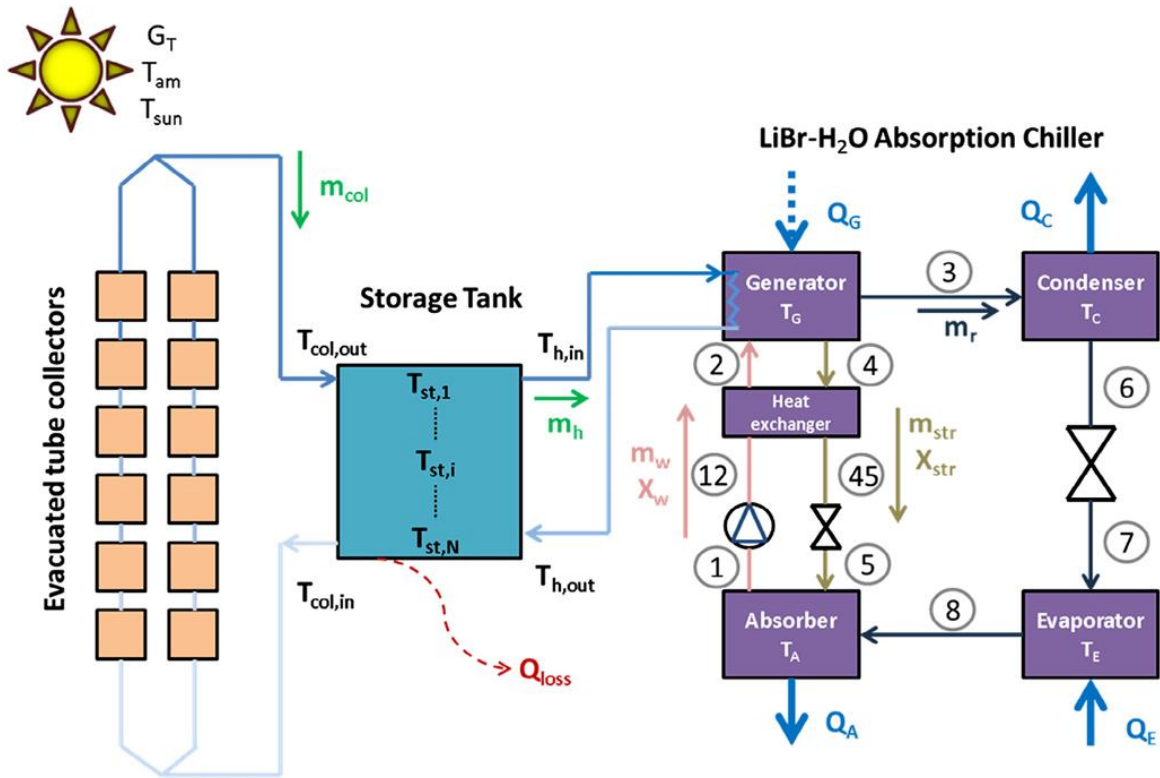


Figura 5. Sistema de enfriamiento por absorción termosolar (Bellos et al., 2017).

Shirazi et al., (2018) realizaron una revisión sobre la tecnología de enfriamiento por absorción activada con energía solar térmica y mencionaron que uno de los desafíos y principales áreas de oportunidad para mejorar eficiencia de este tipo de sistemas es la tecnología utilizada para el rechazo de calor. Destacaron que en regiones con clima cálido y húmedo donde la temperatura de bulbo húmedo es alta, las tecnologías de enfriamiento seco (condensador de aire seco) y húmedo (torres de enfriamiento) se ven limitadas, y recomienda realizar adaptaciones y/o emplear tecnologías alternativas para rechazo de calor.

Idrus Alhamid et al., (2019) analizaron toda la energía utilizada en un sistema de enfriamiento solar. Este sistema utiliza energía solar, gas, y electricidad de manera simultánea para suministrar una capacidad de enfriamiento requerida. El sistema consiste en una máquina de enfriamiento por absorción de simple o doble efecto con una capacidad de 239 kW, colectores solares tubulares al vacío, una torre de enfriamiento,

un tanque de almacenamiento de agua caliente, radiador y gas CNG el cual funciona junto con los colectores solares como una fuente de energía. (Figura 6)

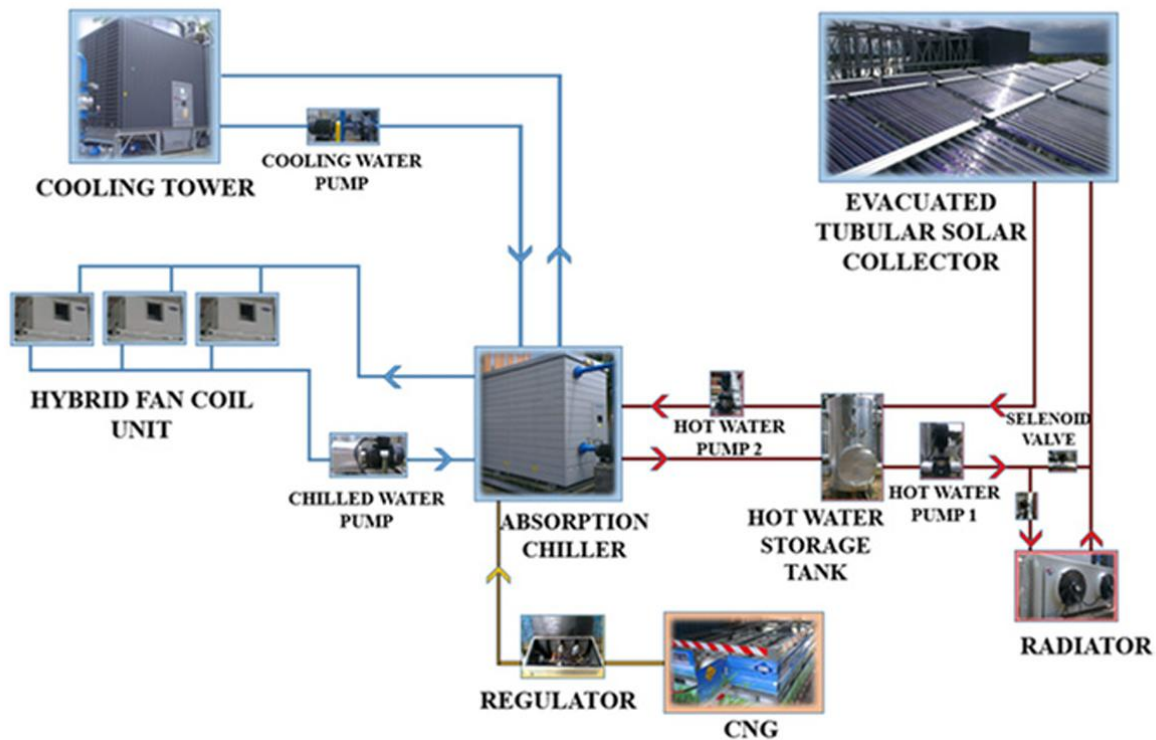


Figura 6. Diagrama del sistema de enfriamiento solar térmico (Idrus Alhamid et al., 2019).

En sus resultados de análisis de energía pudieron observar que el consumo de energía eléctrica es muy bajo, entre 2% y 4% de la energía total utilizada, esto es porque la mayoría del equipamiento eléctrico tales como bombas de suministro de agua caliente y fría, operan a un flujo constante, por lo tanto, el consumo de energía es altamente afectado por el tiempo de operación del sistema, y no por el incremento o disminución drástica de la capacidad de enfriamiento. El uso de energía solar influye directamente al consumo de gas y viceversa, esto sucede porque el uso de energía solar puede reducir el consumo de gas del sistema.

Aguilar-Jiménez et al., (2019) simularon el comportamiento operativo de un sistema de A/C por absorción de 35 kW activado con energía solar térmica, instalado en la escuela primaria de la comunidad rural remota de Puertecitos, Baja California, México (Figura 7). El sistema es capaz de satisfacer las condiciones de confort térmico de las

cuatro aulas de la escuela durante la semana escolar. Sin embargo, es necesario operar los sistemas de captación y almacenamiento de energía solar durante el fin de semana, a fin de almacenar agua a una temperatura óptima para la activación y operación semanal del sistema.

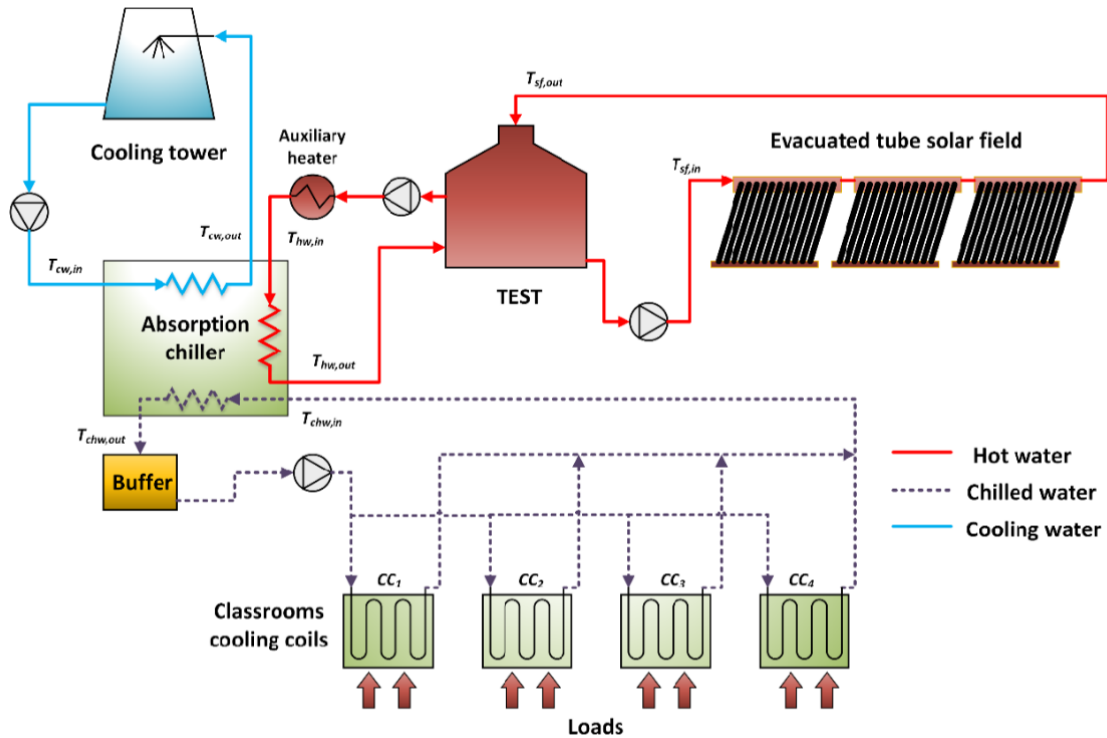


Figura 7. Esquema de un sistema de refrigeración por absorción activado con energía solar. (Aguilar-Jiménez, et al., 2020).

A pesar de que existen diferencias considerables en las condiciones meteorológicas y en las características de cada sistema de enfriamiento por absorción activado con energía solar térmica descritos en los párrafos anteriores, todos tienen en común que el sistema de rechazo de calor es su principal factor limitante debido al alto consumo de energía eléctrica.

A su vez, el potencial de los diferentes tipos de intercambiadores de calor geotérmicos para rechazo de calor en el subsuelo, y vuelven de interés la integración de este tipo de tecnologías para reducir el tiempo de operación de motores eléctricos, como el ventilador de la torre de enfriamiento, las bombas del circuito de agua fría y las bombas del subsistema de captación y almacenamiento de energía solar. también reducir el consumo de calor auxiliar de la caldera diésel, principalmente en los días pico del periodo

cálido. Al reducir la carga térmica y con ello la cantidad de calor de activación suministrado al enfriador por absorción, disminuye la cantidad de calor residual en el subsistema de agua de enfriamiento lo cual se ve reflejado en una menor cantidad de agua evaporada durante su operación.

Aphornratana & Eames (1998) estudiaron experimentalmente la integración de un eyector vapor-vapor entre el generador y el condensador de un sistema de enfriamiento por absorción de simple efecto que trabaja con la mezcla LiBr-H₂O. El vapor de agua desorbido en el generador ingresa como fluido motriz al eyector para succionar vapor de agua a baja presión proveniente del evaporador como muestra la Figura 8. Los autores reportan que el COP de su sistema alcanza valores de 1.05, sin embargo, requiere una mayor presión de operación en el generador provocando que la temperatura en el generador sea cercana a 200 °C similar a las condiciones de un sistema de enfriamiento por absorción de doble efecto.

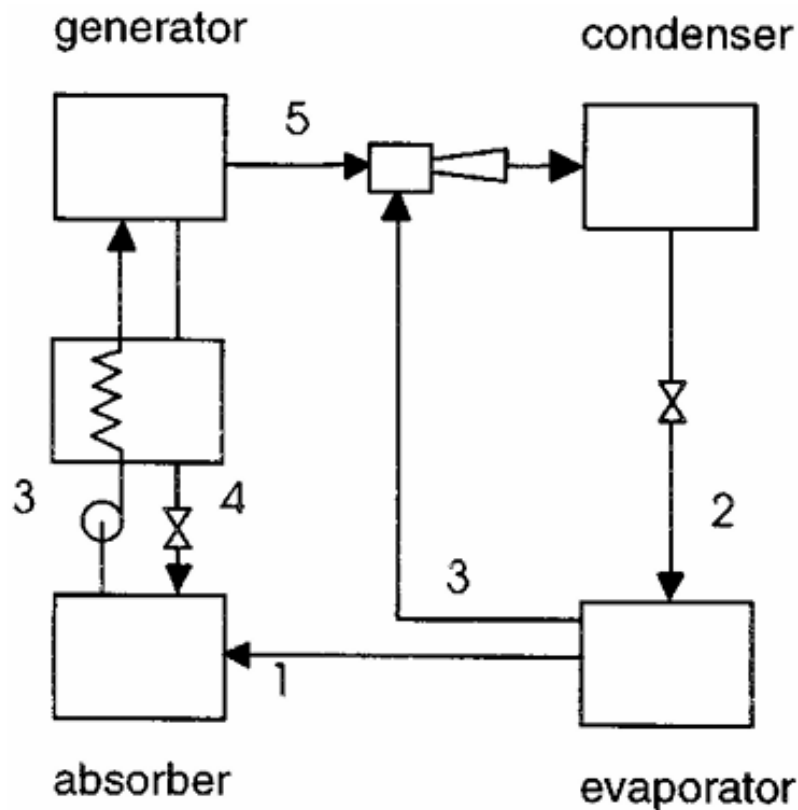


Figura 8. Ciclo de enfriamiento por absorción-yección Aphornratana & Eames (1998).

Xu et al., (2015) estudiaron experimentalmente el desempeño de un sistema de enfriamiento por absorción de efecto variable con el propósito de aprovechar con mayor eficiencia la energía solar (Figura 9). Los autores reportan que el COP de su sistema incrementa de 0.67 a 1.05 al incrementar la temperatura en el generador de 95 °C a 120 °C. Su sistema cuenta con 7 intercambiadores de calor para cambio de fase operando en 3 niveles de presión diferentes, a diferencia de un sistema de enfriamiento por absorción de simple efecto convencional que únicamente requiere 4 intercambiadores de calor para cambio de fase operando en 2 niveles de presión diferentes.

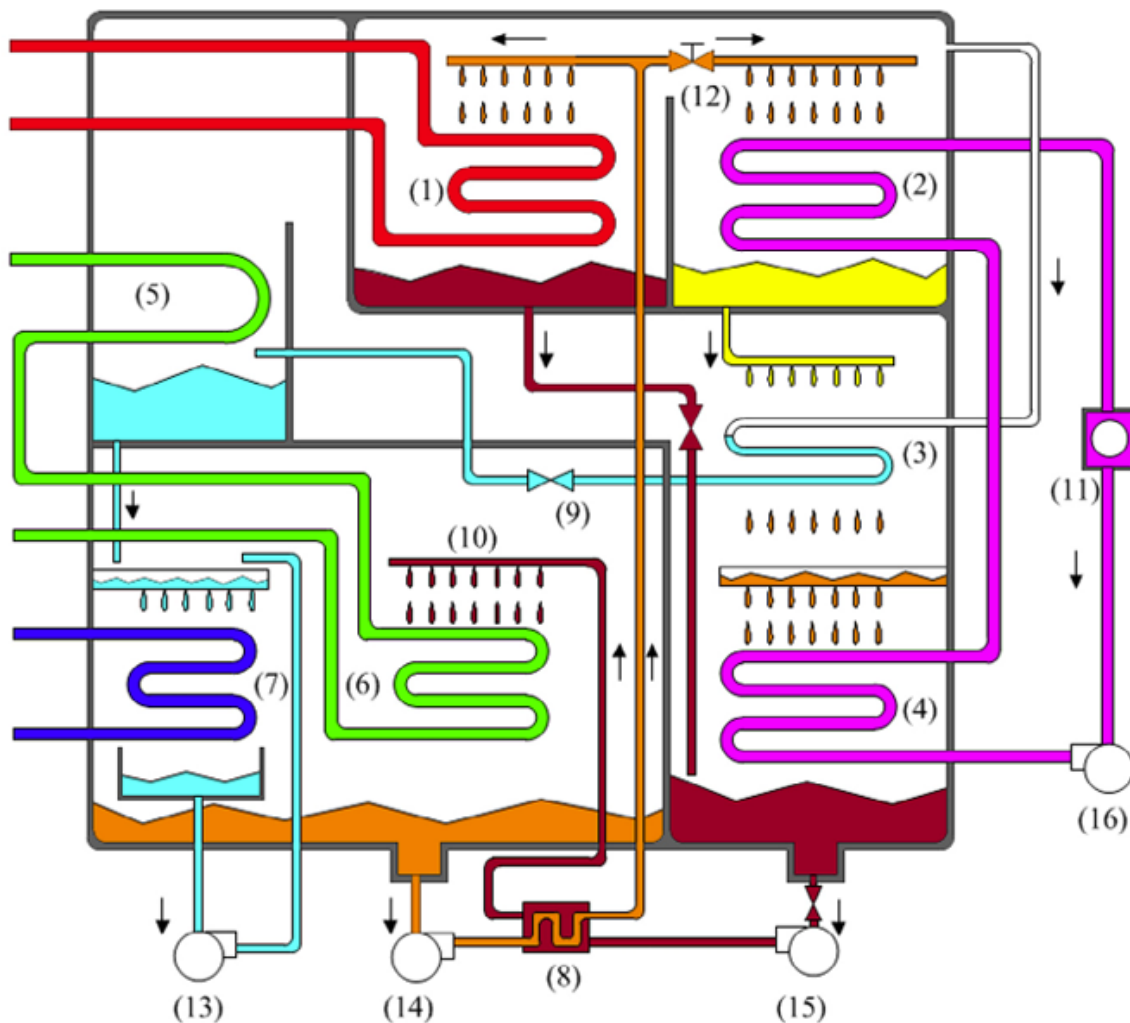


Figura 9. Sistema de enfriamiento por absorción de efecto variable Xu et al., (2015).

Los trabajos anteriores muestran que el incremento del COP en sistemas de enfriamiento por absorción es posible mediante la incorporación de nuevos componentes

en el ciclo, sin embargo, esto incrementa el costo de inversión inicial del sistema y modifica las condiciones de operación requiriendo energía térmica de mayor calidad para operar. Con la creciente problemática de escasez de agua a nivel mundial se ha propuesto la apertura del ciclo de absorción para la producción de agua, la modificación consiste en extraer el agua que cambia de fase en el condensador e ingresar la corriente de agua que se pretende desalinizar al evaporador.

Riffat (1995) fue el primero en proponer y evaluar numéricamente un ciclo de absorción abierto para desalinizar agua que se muestra en la Figura 10. Los autores reportaron que su sistema presentó un COP de 1.04 operando con temperaturas de 20, 40 y 80 °C en el evaporador, absorbedor y generador, respectivamente. El incremento en el COP se produce por el incremento de la temperatura en el evaporador, sin embargo, esto imposibilita la producción de enfriamiento en el ciclo de absorción. Los autores destacan que este tipo de sistemas son atractivos por su alta cantidad de calor de desecho que puede ser aprovechado (cogeneración) y por la producción de agua a bajas temperaturas con ausencia de ensuciamiento y mínima corrosión. Además, mencionan que sus aplicaciones no se limitan a desalinizar agua de mar si no que puede ser utilizada en otros procesos industriales para concentrar pulpas, residuos de papel y azúcar.

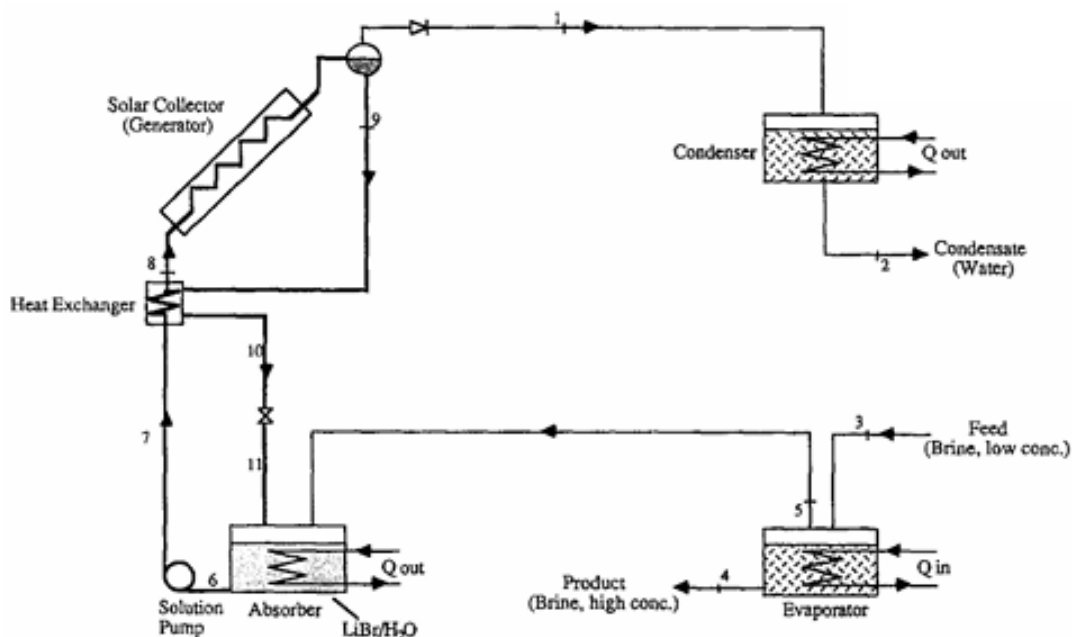


Figura 10. Sistema de desalinización por absorción Riffat (1995).

Shaaban et al., (2020) estudiaron un ciclo de enfriamiento por absorción de simple efecto hibridado con un sistema de desalinización por evaporación de simple efecto que se muestra en la Figura 13. Los autores realizaron integración energética aprovechando el condensador del sistema de enfriamiento por absorción como evaporador para el sistema de desalinización por evaporación de simple efecto, de modo que solo agregan un intercambiador de calor adicional al ciclo de enfriamiento por absorción de simple efecto, el cual es utilizado como condensador del ciclo de desalinización por evaporación de simple efecto. Los autores reportan que su sistema es capaz de producir 760.3 lt/día y 26.9 kW de enfriamiento con un COP de 0.77. Una de las desventajas del sistema que proponen los autores es la temperatura de la salmuera (86.6 °C) lo cual incrementa el riesgo de ensuciamiento y escalamiento en el intercambiador de calor y se ve reflejado en una disminución del RR, el cual es presenta un valor de 2%.

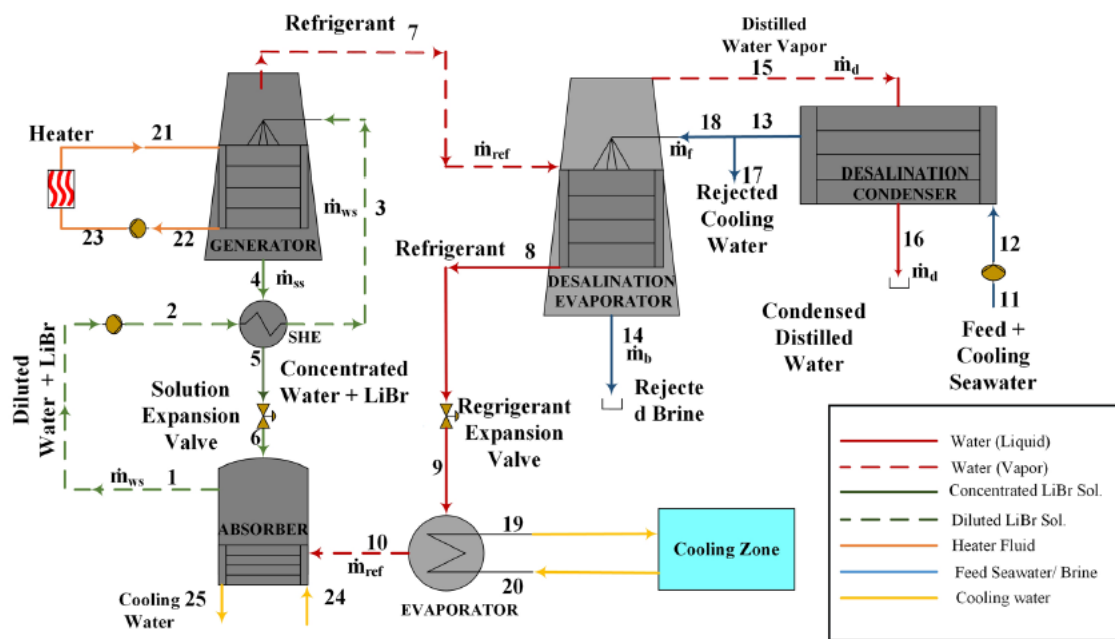


Figura 13. Diagrama del sistema de enfriamiento por absorción con desalinización por evaporación de simple efecto (Shaaban et al., 2020).

Harby et al., (2021) estudiaron una hibridación entre un sistema de desalinización y enfriamiento por absorción abierto con un sistema de desalinización por ósmosis inversa que se muestra en la Figura 14. Su propuesta de integración consiste en enviar la corriente de rechazo del sistema de desalinización por ósmosis inversa hacia el evaporador del sistema de desalinización y enfriamiento por absorción. El agua líquida que cambia de fase en el condensador del sistema de desalinización y enfriamiento por absorción es extraída como agua producto. En sus resultados reportan que su propuesta de hibridación tiene una capacidad de 0.346 kW de enfriamiento y su producción de agua es de 13.887 m³/día con un COP de 0.774 y relación de recuperación (RR) de 85.25%.

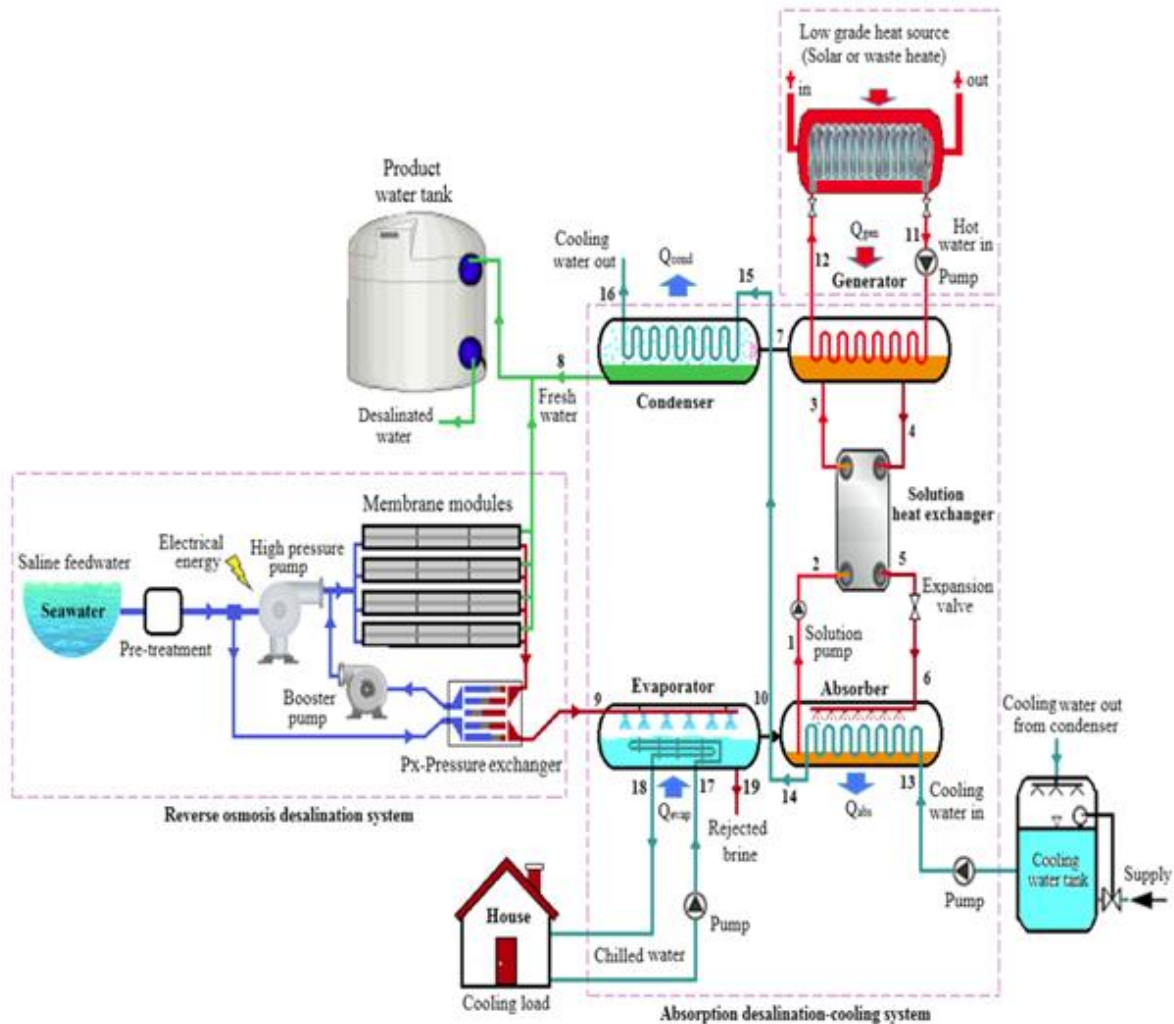


Figura 14. Sistema de desalinización y enfriamiento por absorción acoplado con un sistema de desalinización por ósmosis inversa (Harby et al., 2021).

Li et al., (2025) estudiaron diferentes configuraciones de sistemas de desalinización y enfriamiento por absorción para aprovechar fuentes térmicas de baja temperatura, las cuales se muestran en la Figura 15. Los autores reportan que, al variar la temperatura de la fuente de calor de 50 a 85 °C, para la configuración de simple efecto el COP y GOR presenta variaciones de 0 a 0.79 y de 0.81, respectivamente. Al variar la temperatura del sumidero de calor de 20 a 30 °C el COP y GOR varían de 0.78 a 0.09 y de 0.81 a 0.09. También reportan que al variar la temperatura de evaporación (presión del evaporador) el sistema varía su COP y GOR de 0.77 a 0.83 y 0.80 a 0.86, respectivamente. Para activar el sistema con agua caliente a baja temperatura es necesario reducir la presión del generador, lo cual provoca un efecto benéfico en el COP, que no se percibe en esta configuración porque carece de intercambiador de calor para solución.

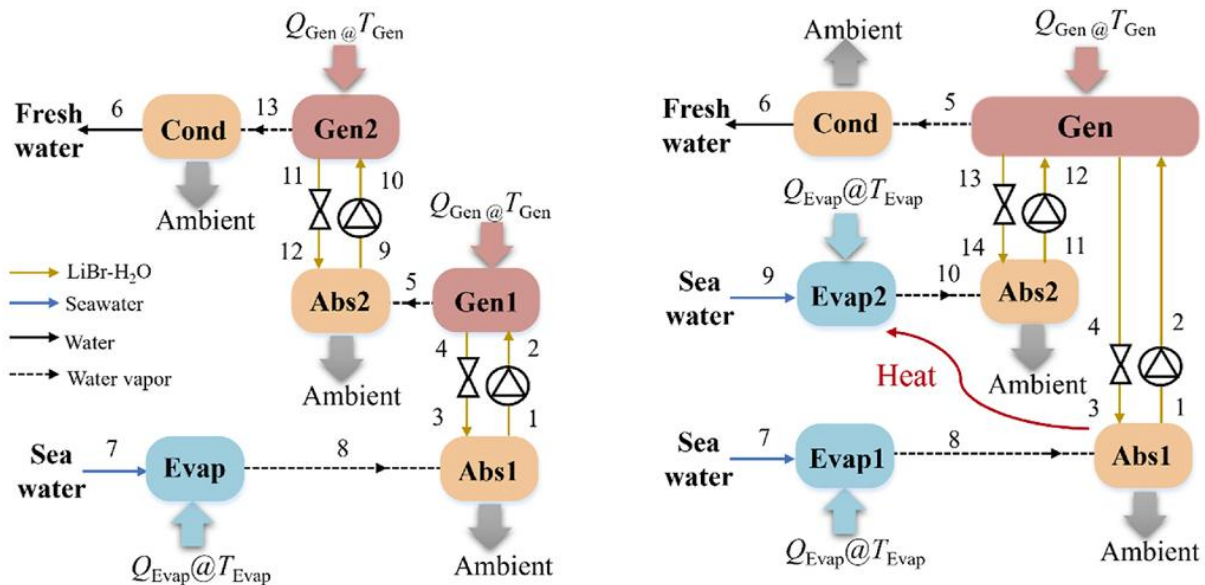


Figura 15. Sistemas de desalinización y enfriamiento por absorción Li et al., (2025).

La revisión bibliográfica indica que el ciclo de absorción es capaz de producir agua y refrigeración. Sin embargo, los estudios publicados hasta la fecha se limitan a modificar las condiciones del ciclo de absorción para aumentar la producción de agua sin producir refrigeración, hibridaciones con otras tecnologías y comparaciones entre ciclos de refrigeración por absorción de doble etapa y ciclos de desalinización (doble efecto y doble elevación). Sin embargo, el ciclo de absorción abierto de efecto simple no se ha

estudiado a fondo para determinar los límites de funcionamiento, las condiciones óptimas de funcionamiento y sus ventajas con respecto a otras tecnologías similares. Para ello, es necesario realizar un estudio paramétrico de las variables internas y externas utilizando un simulador para el modelado termodinámico del sistema.

El presente trabajo de investigación presenta un análisis paramétrico de un sistema de refrigeración y desalinización por absorción de agua con bromuro de litio de efecto único, variando las variables operativas internas (caudales máscicos, niveles de concentración y presión) y externas (temperaturas del agua caliente, del agua de refrigeración y del agua de mar refrigerada) con el fin de establecer sus límites operativos y sus condiciones óptimas de funcionamiento, así como determinar sus principales ventajas e inconvenientes, establecer las variables críticas para determinar las estrategias de control y estudiar su viabilidad técnica y económica operando en un escenario sin acceso a las redes de agua potable y energía eléctrica, tomando como caso de estudio aplicado a la comunidad remota costera de Puertecitos, Baja California, México.

1.4. Hipótesis

Es posible desarrollar un sistema de desalinización y enfriamiento por absorción activado con energía solar térmica cuya viabilidad tecno económica permita implementarse en comunidades remotas costeras sin acceso a las redes de agua potable y energía eléctrica.

1.5 Objetivos

1.5.1 Objetivo general

Desarrollar un sistema de desalinización y enfriamiento activado con energía solar cuya viabilidad tecno económica permita implementarse en comunidades remotas costeras sin acceso a la red de agua potable y energía eléctrica.

1.5.2 Objetivos específicos

- Caracterizar la meteorología del sitio de estudio, para generar información y utilizarla como dato de entrada en la simulación.
- Estudiar paramétricamente un sistema de desalinización y enfriamiento por absorción.
- Diseñar un sistema de desalinización y enfriamiento por absorción.
- Estudiar operativamente un sistema de desalinización y enfriamiento por absorción.
- Realizar un estudio operativo anual de un sistema de desalinización y enfriamiento bajo el clima de una comunidad costera remota con clima cálido.
- Analizar la factibilidad tecno-económica de la tecnología.

CAPÍTULO 2

FUNDAMENTOS TEÓRICOS

Se presentan las bases teóricas para el estudio y desarrollo de la propuesta tecnológica. Iniciando con la energía solar que es la fuente de activación para el sistema de desalinización y enfriamiento por absorción propuesto debido a que las regiones con mayor escasez de agua y requerimiento de enfriamiento presentan alta disponibilidad de recurso solar. Se presentan las generalidades y principales características del agua de mar la cual es la fuente de agua del sistema de desalinización propuesto. Se describe el surgimiento y la evolución de la desalinización de agua de mar para exponer el contexto actual de las tecnologías térmicas para desalinización de agua de mar. Se introduce al concepto de desalinización por absorción y se describe el principio operativo y la evolución de los sistemas de enfriamiento por absorción para resaltar el contexto en el que la modificación del ciclo para la producción simultánea de agua y enfriamiento puede volverlo competitivo frente a los sistemas de enfriamiento por compresión mecánica.

2.1 Energía solar térmica

La energía solar térmica es una fuente renovable que aprovecha la radiación solar para convertirla en calor útil, un recurso ampliamente utilizado en diferentes sectores debido a su versatilidad y sostenibilidad. Este proceso se basa en la captación de energía mediante colectores solares, que pueden ser planos, de tubos evacuados o sistemas de concentración, los cuales transfieren el calor a un fluido de trabajo, como aire, agua, aceites térmicos o incluso sales fundidas para altos niveles de temperatura. Este calor puede ser empleado en una amplia gama de aplicaciones, desde el calentamiento de agua sanitaria y la climatización de edificios, calentamiento para procesos industriales, desalinización y generación de electricidad (Farjana et al., 2018). La Tabla 2 muestra un resumen de los principales tipos de tecnologías utilizadas para el aprovechamiento de la energía solar térmica, los cuales pueden dividirse en dos grandes grupos que son los captadores solares (sin movimiento) y los concentradores solares los cuales requieren

movimiento (sistemas de seguimiento solar) para enfocar la componente directa de la radiación solar en un área determinada.

Tabla 2. Principales tipos de colectores de energía solar térmica (González Uribe, 2017).

Movimiento	Tipo de colector	Tipo de Absorbedor	Temperatura (°C)
Estacionario	Estanque solar	Placa	27-80
	Colector placa plana		30-80
	Colector de tubos evacuados	Tubular	50-200
	Colector parabólico compuesto		60-240
Seguimiento en 1 eje	Reflector lineal Fresnel		60-300
	Colector cilíndrico parabólico		60-250
	Reflector lineal Fresnel	60-300	
Seguimiento en 2 ejes	Reflector de plato esférico	Punto	67-727
	Colector de campo de heliostatos		150-2000

En el ámbito residencial, la energía solar térmica es utilizada principalmente para la producción de agua caliente sanitaria (ACS), sistemas de calefacción y climatización de piscinas. Estos usos han demostrado ser eficientes en regiones con alta incidencia de radiación solar, donde los sistemas solares térmicos pueden satisfacer gran parte de la demanda energética del hogar. En climas fríos y/o con menor disponibilidad de radiación solar estos sistemas pueden complementarse con tecnologías convencionales (calderas diesel, calderas eléctricas, calderas de gas) para generar calor auxiliar y garantizar un suministro continuo incluso durante días nublados.

La eficiencia típica de un colector solar (placa plana, tubos evacuados) es cercana a 60%, mientras los módulos fotovoltaicos que son la aplicación más utilizada de la energía solar, presentan eficiencias menores a 30%. Además, pueden integrarse directamente a procesos termodinámicos minimizando las pérdidas por conversión de la

energía. Tomando como ejemplo el calentamiento de agua sanitaria en el sector residencial, un colector solar puede suministrar directamente el agua a alta temperatura para el usuario, mientras un módulo fotovoltaico necesita generar la energía eléctrica para después suministrarla al agua mediante un calentador eléctrico. En procesos de absorción el colector solar puede reemplazar al generador, utilizando la mezcla de fluidos de trabajo como fluido caloportador.

En la industria, la energía solar térmica tiene un papel destacado en procesos que requieren calor de baja o media temperatura, generalmente por debajo de los 250 °C, algunas de estas aplicaciones incluyen la pasteurización, esterilización, secado, calentamiento de fluidos y destilación, las cuales son esenciales en sectores como la alimentación, los textiles, los productos químicos y las bebidas. También existen tecnologías para alcanzar mayores niveles de temperaturas como los sistemas de concentración solar, que utilizan espejos parabólicos o torres solares, los cuales pueden alcanzar temperaturas superiores a los 400 °C. Esto potencializa su integración en procesos industriales más complejos o incluso en la generación de electricidad mediante ciclos de vapor. Este tipo de tecnología es particularmente útil en plantas termoeléctricas solares, que convierten el calor en electricidad a través de turbinas de vapor, lo que representa una solución sostenible y competitiva frente a las plantas tradicionales que funcionan con combustibles fósiles (Farjana et al., 2018).

Además de las aplicaciones tradicionales, la energía solar térmica se está integrando en sistemas de refrigeración solar, donde el calor captado por los colectores solares se utiliza para accionar sistemas de enfriamiento basados en ciclos de absorción o adsorción. Estos sistemas son ideales para climas cálidos y regiones con alta demanda de enfriamiento, como países tropicales o desérticos, y representan una alternativa ecológica frente a los sistemas de aire acondicionado convencionales que dependen de electricidad y refrigerantes nocivos para el medio ambiente.

Desde un punto de vista ambiental, la energía solar térmica contribuye significativamente a la reducción de emisiones de gases de efecto invernadero al sustituir el uso de combustibles fósiles. Además, su implementación a gran escala ayuda a diversificar la matriz energética y a disminuir la dependencia de fuentes de energía no

renovables. Sin embargo, uno de los retos principales para su adopción generalizada es el costo inicial de instalación, aunque se ha demostrado que, a largo plazo, estos sistemas ofrecen un retorno de inversión atractivo debido al ahorro en costos energéticos y su bajo mantenimiento (Farjana et al., 2018).

2.2 Propiedades del agua de mar

El planeta contiene cerca de 1.4×10^9 km³ de agua, de los cuales aproximadamente el 97.5% del total de agua en el planeta se encuentra en los océanos como agua salina o “agua de mar” (HishamT. El-Dessouky & Ettouney, 2002). Las propiedades físicas del agua de mar incluyen tanto “propiedades termodinámicas” como la densidad y el punto de congelación como “propiedades de transporte como la conductividad eléctrica y la viscosidad”. A pesar de que dichas propiedades físicas pueden medirse directamente, generalmente se emplean tablas o formulas en función de variables de estado como; la cantidad de calor (temperatura), la cantidad de materia disuelta que contiene el agua (salinidad) y la presión atmosférica. Durante muchos años la norma internacionalmente aceptada para calcular las propiedades físicas del agua de mar ha sido la ecuación de estado internacional de 1980, conocida por las siglas EOS-80. Sin embargo, a partir de 2010 fue desarrollado un nuevo estándar internacional para las propiedades de agua de mar denominada “ecuación termodinámica del agua de mar” TEOS-10 (Pawlowicz et al., 2012).

El agua oceánica mejor conocida como “agua de mar” presenta condiciones que la vuelven única; es salina, su punto de congelación se encuentra por debajo con respecto al del agua destilada o potable, mientras su conductividad eléctrica y densidad son mayores con respecto al del agua destilada o potable. Con el surgimiento y crecimiento de las tecnologías de desalinización de agua salina, ha crecido la importancia de conocer las propiedades del agua de mar, en mayor medida su temperatura y concentración salina.

2.2.1 Temperatura del agua de mar

La temperatura del agua de mar es una variable de interés en diversos procesos del planeta. A nivel de superficie su perfil espacial tiene una gran influencia en el clima,

por ejemplo, cada 3 a 7 años una amplia franja del Océano Pacífico a lo largo del ecuador se calienta entre 2 y 3 °C provocando el patrón climático del Niño causante de fuertes lluvias en el Sur de Estados Unidos y sequías en Australia, Indonesia y el sur de Asia. También influye en la formación de ciclones tropicales que obtienen energía de las aguas cálidas del océano para formarse e intensificarse (NASA, 2002).

La temperatura superficial del agua de mar varía desde -2 °C hasta 36 °C, su temperatura puede encontrarse por debajo del punto de congelamiento del agua debido a que su salinidad disminuye su temperatura de congelamiento. Las menores temperaturas superficiales de agua de mar se dan en las regiones cercanas al Polo Norte y a la Antártica, mientras que las mayores temperaturas se dan en las regiones ecuatoriales. Esto se debe a la diferencia de radiación solar incidente en ambas regiones del planeta. El promedio de temperatura superficial del agua de mar en el planeta es de 17 °C, mientras que el promedio considerando toda la masa a profundidad es de 3.5 °C (University of Hawai'i, 2022).

La estratificación de agua de mar es el proceso por el cual el agua de mares y océanos forman capas basadas en la variación de su temperatura y salinidad con respecto a su profundidad. Los datos obtenidos de sondas verticales introducidas en el océano para medir su perfil vertical de temperatura indican que la capa superficial de agua cálida a menudo termina de forma abrupta y la temperatura disminuye considerablemente con la profundidad, la zona donde ocurre este fenómeno es conocida como "termoclina" (Huang, 2015). Por debajo de la termoclina la temperatura del agua es de 5 °C o menos, gradualmente conforme incrementa la latitud, disminuye la profundidad a la cual se encuentra la termoclina (Morita & Moyer, 2001).

2.2.2 Salinidad del agua de mar

La salinidad puede definirse como la concentración de sales minerales disueltas presentes en una unidad de volumen o peso de lo que pueden ser aguas y/o suelos. Las sales minerales disueltas en mares y océanos están formadas por algunos elementos mayoritarios como; cloro, sodio, magnesio, calcio y potasio, también otros elementos minoritarios como bicarbonato, bromo, estroncio, boro y flúor. La Tabla 3 muestra la

composición típica de las sales disueltas en el agua de mar (HishamT. El-Dessouky & Ettouney, 2002).

Tabla 3. Composición típica del agua de mar con salinidad de 36,000 ppm.

Compuesto	Composición	% en masa	ppm
Cloruro	Cl ⁻	55.03	19,810.8
Sodio	Na ⁺	30.61	11,019.6
Sulfato	(SO ₄) ⁻	7.68	2,764.8
Magnesio	Mg ⁺⁺	3.69	1,328.4
Calcio	Ca ⁺⁺	1.16	417.6
Potasio	K ⁺	1.16	417.6
Ácido carbónico	(CO ₃) ⁻	0.41	147.6
Bromo	Br ⁻	0.19	68.4
Ácido bórico	H ₃ BO ₃ ⁻	0.07	25.2
Estroncio	Sr ⁺⁺	0.04	14.4
Total		100	36,000

La forma para determinar la calidad y/o el tipo/categoría de un agua depende precisamente del nivel de concentración de minerales, al cual también suele llamarse nivel de “sólidos disueltos totales” (SDT). La Tabla 4 muestra la clasificación y denominación del agua en función de su nivel de SDT en partes por millón (ppm) (Valero et al., 2001). El agua de alimentación considerado para el sistema de desalinización del presente estudio es; salobre (5,000 ppm), salina (20,000 ppm) y marina (35,000 ppm), independientemente de la salinidad de entrada se busca que la corriente concentrada que sale del evaporador tenga una concentración elevada para aprovechar la capacidad del agua de mar de concentrarse en mayor medida a bajas temperaturas de saturación.

Tabla 4. Clasificación del agua en función de su salinidad.

Agua	SDT (ppm)
<i>Ultrapura</i>	0.03
<i>Pura</i>	0.3
<i>Desionizada</i>	3
<i>Dulce (potable)</i>	<1,000
<i>Salobre</i>	1,000-10,000
<i>Salina</i>	10,000-30,000
<i>Marina</i>	30,000-50,000
<i>Salmuera</i>	>50,000

2.3 Desalinización

Desde décadas pasadas se han desarrollado sistemas para desalinizar agua, debido a que su nivel de salinidad, no permite su aprovechamiento de manera directa para el uso humano. Las tecnologías de desalinización se clasifican en dos grupos; desalinización térmica (cambio de fase) y por membranas (do Thi et al., 2021), actualmente la tecnología de ósmosis inversa es la más utilizada para desalinizar agua de mar y salobre. Por otra parte, los sistemas de cambio de fase son atractivos por su capacidad de integración con fuentes de energía térmica, proveniente del calor residual de procesos térmicos y/o energías renovables (Goh et al., 2021).

Los porcentajes de capacidad mundial instalada al año 2022 para las tecnologías de membranas, son; Ósmosis Inversa (OI) con 70%, seguido por Nanofiltración (NF) con 4% y Electrodialisis (ED) con 2%. Cabe mencionar, que el alto porcentaje de capacidad instalada para sistemas de desalinización por membranas está estrechamente relacionado con al auge de la tecnología de OI, debido a que su capacidad instalada ha incrementado de manera significativa y contrasta con la capacidad instalada del resto de las tecnologías de membranas (DesalData, 2022).

Para los sistemas de desalinización por cambio de fase los porcentajes de capacidad instalada al 2022 son: Flash múltiple efecto (MSF) con 17%, Destilación

múltiple efecto (MED) con 6%, mientras que el resto de las tecnologías; Destilación por membrana (MD), Compresión de vapor (VC), Congelamiento (FR), Humidificación-Deshumidificación (HDH) y destilación solar (SS) abarcan el restante 1% (DesalData, 2022). Las tecnologías de cambio de fase que en ocasiones también son llamadas -*tecnologías térmicas*-, fueron las pioneras en el ámbito de la desalinización y también dominaron la capacidad mundial instalada hasta el año 2000, cuando fueron igualadas en capacidad instalada por la tecnología de Ósmosis Inversa (Jones et al., 2019).

La capacidad de desalinización ha incrementado en los últimos años, Eke et al. (2020) reportaron que a partir del 2010 el ritmo mundial de incremento en capacidad e instalación de nuevas plantas es de 6.8% anual, equivalente a 4.6 millones de m³/d. Según lo reportado por Zotalis et al. (2014) al año 2012 la capacidad de desalinización mundial fue de 79 millones de m³/d, después Catrini et al. (2018) reportaron que la capacidad mundial de desalinización instalada al año 2016 fue de 88.6 millones de m³/d. En el 2018 la capacidad total reportada fue de 92.5 millones de m³/d, con un incremento de 4.4%. En el 2019 Jones et al. reportaron una capacidad instalada de 95.37 millones de m³/d, presentado un incremento de 3.1%. En el 2020 Eke et al. reportaron una capacidad instalada de 97.2 millones de m³/d, presentando un porcentaje de incremento de 1.9%.

La capacidad instalada de desalinización a nivel mundial al año 2022 es de 115.62 millones de m³/d repartida en 20,956 plantas desalinizadoras, presentando un incremento de 18.9% con respecto al 2020 (DesalData, 2022). El incremento es significativo con respecto a los obtenidos en años anteriores, a pesar de que la diferencia es de 2 años, el promedio por año equivale a aproximadamente 9% anual.

Un análisis mundial de capacidad instalada indica que el país con mayor capacidad instalada es Arabia Saudita con 14.58 millones de m³/d, seguido por Estados Unidos de América con 11.90 millones de m³/d y Emiratos Árabes Unidos con 9.47 millones de m³/d. Las tecnologías de desalinización por membranas representan el 88.96% de la capacidad de desalinización a nivel mundial, mientras que las tecnologías

térmicas (o de cambio de fase) representan el 10.56%, el porcentaje restante ($\approx 0.5\%$) pertenece a plantas híbridas y/o de tecnología desconocida (DesalData, 2022).

Los porcentajes de capacidad instalada entre tecnologías de membranas y de cambio de fase a nivel mundial son similares a los porcentajes en la mayoría de los países, sin embargo, en la región del Golfo Pérsico los porcentajes son inversos, las tecnologías de cambio de fase representan el 85% de la capacidad instalada. Esto se debe principalmente a la disponibilidad de combustibles fósiles en países petroleros y al aprovechamiento del calor residual de procesos de generación eléctrica para activar sistemas de desalinización principalmente mediante las tecnologías MED y MSF. También es importante mencionar que estas dos tecnologías se adaptan a las condiciones de alta salinidad y alta temperatura predominantes en el agua del Golfo Pérsico. Además, los sistemas MED y MSF presentan mayor robustez para desalinizar aguas con proliferación de biología marina, lo anterior es altamente perjudicial para la tecnología de ósmosis inversa (Thu et al., 2013).

A manera de resumen, ha quedado de manifiesto que la tecnología de ósmosis inversa es la actual líder en el ámbito de la desalinización, sin embargo, existen factores que potencializan la implementación de tecnologías térmicas como; las condiciones termo físicas del agua que se pretende desalinizar, la disponibilidad de recursos energéticos (calor residual, energía eléctrica, fuentes renovables) para la activación del sistema de desalinización. Otra potencial área de mejora que puede detonar el crecimiento de las tecnologías térmicas de desalinización es la hibridación con sistemas de enfriamiento (López-Zavala et al., 2019; Qasem & Zubair, 2019; Velázquez-Limón et al., 2020; Ghenai et al., 2021) y/o generación de energía eléctrica (Soomro & Kim, 2018; Mata-Torres et al., 2019; Aguilar-Jiménez et al., 2020).

2.3.1 Desalinización por absorción

Los sistemas de enfriamiento por absorción que operan con la mezcla bromuro de litio-agua (LiBr-H₂O) o cualquier otro par de refrigerante-absorbente que utilice al agua como refrigerante tienen la posibilidad de abrir el ciclo para extraer el agua que cambia de fase a estado líquido en el condensador e ingresar una corriente de agua con sólidos

disueltos totales para desalinizarla en el evaporador e ingresarla como vapor de agua al absorbedor, para mantener el sistema operando de manera balanceada. Por lo tanto, el sistema puede operar como un sistema de desalinización por absorción.

La desalinización y el enfriamiento por absorción son dos aplicaciones que pueden combinarse para obtener ambos servicios en un solo sistema. En la desalinización por absorción, se utiliza una solución de agua con sólidos disueltos que se vaporiza en un intercambiador de calor, produciendo vapor de agua y una solución con mayor concentración de sólidos disueltos. A continuación, el vapor de agua es absorbido por el bromuro de litio, que reduce su nivel de concentración y requiere enfriarse para retirar el calor de condensación del vapor de agua que ingresa del evaporador y el que se produce por expansión súbita en la válvula de estrangulamiento de la solución.

Para combinar los procesos de desalinización y enfriamiento por absorción, es necesario ingresar el agua de mar a un evaporador a presiones por debajo de 1 kPa (donde la temperatura de saturación del agua es cercana a los 6°C). Establecer bajas temperaturas de saturación es necesario para producir enfriamiento a temperaturas aptas para acondicionamiento de aire, además permite concentrar en mayor medida la corriente de salmuera. También el coeficiente de transferencia de calor por evaporación en intercambiadores de calor tipo película descendente se ven favorecidos con la disminución de presión.

2.4 Enfriamiento por absorción

El servicio de aire acondicionado (A/C) es primordial en algunas regiones del mundo, por ejemplo, en países como Japón y Estados Unidos el 91 y 90% de sus edificaciones cuenta con equipos de A/C (IEA, 2018) y la mayoría de ellos opera con la tecnología de enfriamiento por compresión mecánica de vapor (Alsouda et al., 2023). Los sistemas de enfriamiento por compresión mecánica de vapor generalmente son activados por energía eléctrica proveniente de la red, por tal motivo su activación simultánea durante la temporada cálida provoca un consumo intensivo de energía que puede provocar problemas para el sistema eléctrico (Climate Central, 2022).

Para reducir los efectos negativos provocados por el alto consumo energético implicado en procesos de enfriamiento por compresión mecánica de vapor, se han propuesto sistemas alternativos que no requieren energía eléctrica para activar un compresor como el caso del enfriamiento por absorción. Los sistemas de enfriamiento por absorción utilizan una solución en estado líquido (absorbente) para absorber el vapor (refrigerante) proveniente del evaporador, después de mezclarse incrementan su presión utilizando una bomba. Las mezclas más comunes utilizadas como fluido de trabajo en enfriamiento por absorción son bromuro de litio-agua (LiBr-H₂O) y amoníaco-agua (NH₃-H₂O), la sustancia con menor punto de ebullición trabaja como refrigerante.

A pesar de que los sistemas de enfriamiento por absorción han sido estudiados por varios años (Ishibashi, 1978; Ziegler et al., 1993) y actualmente cuentan con diferentes modelos disponibles en el mercado, no son ampliamente utilizados. Su implementación se limita a aplicaciones donde el costo nivelado de energía es alto o donde no existe acceso a la red eléctrica (Aguilar-Jiménez, Velázquez-Limón, López-Zavala, González-Uribe, Islas, Gonzáles, et al., 2020; Horvath et al., 2014c; Marc et al., 2010c). Esto se debe a que su coeficiente de desempeño (COP) es menor con respecto al de los sistemas de enfriamiento por compresión mecánica de vapor. Sin embargo, este tipo de sistemas se caracterizan por su capacidad de activarse directamente con energía térmica, generalmente proveniente de fuentes de energía renovable y/o calor residual. Distintas investigaciones se han enfocado a incrementar el COP de sistemas de enfriamiento por absorción con diferentes propuestas.

El proceso de enfriamiento por absorción es en su mayoría similar al proceso de refrigeración por compresión mecánica de vapor, la principal diferencia radica en que el compresor eléctrico es sustituido por un compresor térmico, el cual es formado por un pequeño ciclo: absorbedor, condensador, generador, válvula de expansión. Esta modificación al mecanismo de compresión permite una mayor flexibilidad para el acoplamiento de una fuente térmica de activación. Otra diferencia es que en lugar de utilizar un solo fluido de trabajo (refrigerante), en el enfriamiento por absorción se utiliza una mezcla de fluidos de trabajo (refrigerante-absorbente).

El enfriamiento por absorción comienza en el generador, donde se realiza la integración directa o indirecta de la fuente térmica de activación. La integración directa consiste en introducir al generador el calor proveniente de la quema de un combustible fósil como diesel o gas natural, que cede su calor de combustión directamente a la mezcla (solución) de fluidos de trabajo. La integración indirecta utiliza un fluido caloportador a alta temperatura (80-100 °C), que previamente recibió calor de una fuente térmica, el cual puede ser agua o vapor de agua, y cede su calor hacia la mezcla de fluidos de trabajo por medio de un intercambiador de calor.

En cualquiera de los dos modos de activación, la adición de calor en el generador provoca que se vaporice la sustancia con menor punto de ebullición, de modo que la mezcla de fluidos incrementa su concentración de absorbente. El flujo de vapor abandona el generador y pasa al condensador, donde intercambia calor con una corriente de agua con menor temperatura llamada "agua de enfriamiento", el vapor disminuye su temperatura hasta cambiar de fase a su estado líquido. Posteriormente abandona el condensador y es sometido a un proceso de estrangulamiento mediante una válvula de expansión, con la finalidad de reducir su presión y temperatura para ser utilizado como refrigerante. Una vez en estado de mezcla saturada a baja temperatura, se introduce al evaporador donde vuelve a vaporizarse al intercambiar calor con una corriente de agua a mayor temperatura, la cual cede el calor sensible y reduce su temperatura, de modo que, se produce el agua fría para A/C.

Por su parte la solución con alta concentración de absorbente, abandona el generador y entra a un intercambiador de calor donde cede calor a la solución diluida que está a punto de entrar al generador. Posteriormente es sometida a un proceso de estrangulamiento en una válvula de expansión para reducir su presión hasta el nivel de presión establecido en el evaporador para absorber al refrigerante en estado de vapor saturado. Existen diferentes mezclas de fluidos de trabajo utilizadas en ciclos de absorción, las más comunes son; bromuro de litio-agua ($\text{LiBr-H}_2\text{O}$) y agua-amoniaco ($\text{H}_2\text{O-NH}_3$). También se utilizan en menor medida las mezclas; $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$, $\text{LiBr-HO (CH}_2\text{) OH}$, los cuales tienen menor desempeño en comparación con los dos más utilizados.

El COP típico para los sistemas de enfriamiento por absorción que operan con la mezcla bromuro de litio-agua ($\text{LiBr-H}_2\text{O}$) es de 0.7, mientras que los sistemas que trabajan con agua-amoniaco ($\text{H}_2\text{O-NH}_3$) presentan COP de 0.6. La ventaja de los sistemas que operan con agua-amoniaco ($\text{H}_2\text{O-NH}_3$) es su capacidad para producir enfriamiento a niveles de temperatura aptos para refrigeración (conservación y/o congelamiento de alimentos perecederos y/o productos farmacéuticos, producción de hielo, etc), mientras que los que trabajan con bromuro de litio-agua ($\text{LiBr-H}_2\text{O}$) se limitan a la producción de agua fría y/o aire acondicionado. Además, los sistemas de enfriamiento por absorción que trabajan con $\text{H}_2\text{O-NH}_3$ tienen la posibilidad de ser enfriados por aire, mientras los sistemas que trabajan con $\text{LiBr-H}_2\text{O}$ generalmente son enfriados por agua.

El ciclo de enfriamiento por absorción descrito hasta ahora corresponde al denominado “efecto simple” o de “un efecto”. Pero cabe mencionar que en la actualidad se han propuesto sistemas de “doble efecto” o “triple efecto” que básicamente, agregan generadores adicionales para producir más refrigerante provocando un incremento en la eficiencia. Sin embargo, requieren mayor calidad de energía térmica para activarse dado que, sus temperaturas de activación son cercanas a 180°C .

2.5 Intercambiadores de calor para desalinización y enfriamiento

Un intercambiador de calor es un dispositivo utilizado para transferir energía térmica de un fluido a otro. Existen diferentes tipos de intercambiadores de calor donde los más utilizados son los intercambiadores de calor tipo tubo y coraza, intercambiadores de calor tipo placas e intercambiadores de calor de tubos con aletas. Los intercambiadores de calor tipo tubo y coraza son utilizados para transferir calor entre dos fluidos, donde el fluido que se encuentra inundando la coraza generalmente cambiará de fase (condensación/vaporización) mientras el fluido que circula dentro de los tubos se encarga de retirar o adicionar retira el calor latente de cambio de fase. Los intercambiadores de calor de placas son utilizados para transferir calor entre dos corrientes de fluido en estado líquido y se caracterizan por presentar áreas de transferencia de calor grandes en un volumen pequeño. Por su parte los intercambiadores de calor tipo tubos con aletas son utilizados para transferir entre un fluido en estado líquido (o cambiando de fase dentro de los tubos) y un gas, ejemplos comunes son los radiadores de automóviles y condensadores/vaporizadores de minisplit.

Los sistemas de enfriamiento por absorción que trabajan con la mezcla LiBr-H₂O son enfriados por agua (absorbedor y condensador) y debido a las temperaturas de saturación que manejan en el evaporador ($T_{\text{sat}} > 0 \text{ } ^\circ\text{C}$) al utilizar agua como refrigerante (evitando congelamiento) son utilizados para enfriar agua (tipo chiller). Cuando la activación del sistema de enfriamiento por absorción se lleva a cabo mediante energía solar, lo más común es utilizar colectores solares ($T_{\text{col}} < 100 \text{ } ^\circ\text{C}$) que transfieren la energía térmica hacia un fluido caloportador que generalmente es agua. Por lo tanto, a todos los intercambiadores de calor (absorbedor, condensador, evaporador, generador) ingresa agua (a distintas condiciones de temperatura) para intercambiar calor con la solución LiBr-H₂O (absorbedor y generador) o con el refrigerante (condensador y evaporador) por lo cual, los intercambiadores de calor tipo tubo y coraza son utilizados en este tipo de sistemas. El intercambiador de calor para solución que se encuentra entre el generador y el absorbedor generalmente es un intercambiador de calor tipo placas.

En el área de la desalinización térmica las tecnologías líderes son la tecnología flash múltiple etapa (MSF) y destilación múltiple efecto (MED). La tecnología MSF trabaja basado en el cambio de fase por disminución súbita de presión, por lo tanto, sus cámaras de vaporización no utilizan tubería para intercambio de calor. En la tecnología MED si se utilizan intercambiadores de calor, donde el vapor producido en el efecto anterior se condensa dentro de los tubos, y por fuera de los tubos se vaporiza el agua con sales que no pudo evaporarse en efecto anterior. Los intercambiadores de calor tipo tubo y coraza fueron los más utilizados para la desalinización con tecnología MED hasta la década de los 60 (siglo XX), sin embargo, su baja tasa de transferencia de calor y su alta tasa de ensuciamiento provocaron que fueran reemplazados por los intercambiadores de calor tipo película descendente, los cuales son los más utilizados para la desalinización térmica, la cual es liderada por la tecnología MED.

Los intercambiadores de calor tipo película descendente han ampliado su implementación no solo en el ámbito de la desalinización, si no que, han venido reemplazando a los intercambiadores de calor tipo tubo y coraza debido a que presentan una serie de ventajas sobre ellos. Entre las cuales destacan; diseño compacto debido a alta transferencia de calor, mejora en la humectabilidad (que provoca propiedades de transferencia de calor uniformes a lo largo del tubo), operación rápida debido al menor tiempo de contacto para el fluido de trabajo (ideal para la industria alimenticia), lavado continuo de la deposición generada en los tubos que minimizan la tasa de escalamiento y/o ensuciamiento (Shahzad et al., 2019).

Dentro de los intercambiadores de calor tipo película descendente existen dos categorías principales, las cuales se diferencian por disponer de forma horizontal o vertical el banco de tubos sobre los cuales se forma la película del fluido de trabajo. La Figura 16 muestra una representación de ambas configuraciones (Darwish et al., 2006). El espesor de la película que se forma en el banco de tubos con configuración horizontal provoca que el coeficiente de transferencia de calor sea el doble comparado con la configuración vertical. Además, son capaces de trabajar con menores diferenciales de temperatura.

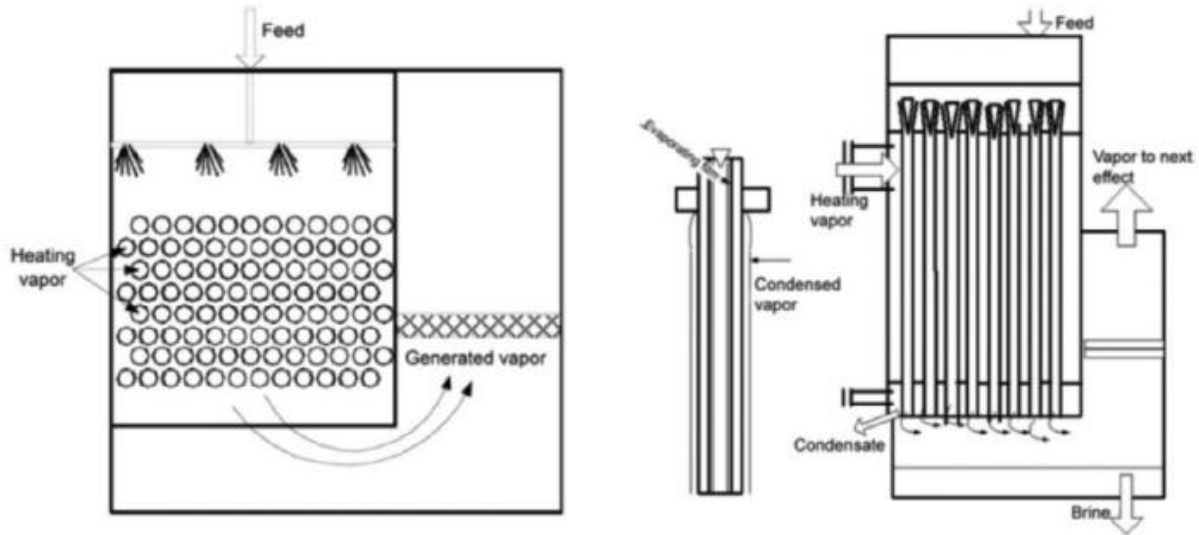


Figura 16. Configuraciones de intercambiadores de calor tipo película descendente (Dai et al., 2022).

Otras ventajas de los intercambiadores de calor tipo película descendente con configuración horizontal sobre los que utilizan la configuración vertical de tubos son; menor tamaño para la misma capacidad debido al alto coeficiente de transferencia de calor, existen modelos disponibles con diferentes corrugaciones al banco de tubos que mejoran la transferencia de calor comparado con los tubos verticales, capacidad para hacer arreglos multipasos entre los tubos horizontales a diferencia de los tubos verticales que están limitados a un solo paso, mayores relaciones longitud a diámetro (L/D) lo cual mejora la humectabilidad y minimiza la posibilidad de secado o inundación (Shahzad et al., 2019).

En la tecnología de enfriamiento por absorción también se utilizan los intercambiadores de calor tipo película descendente (Jeong & Garimella, 2002; Lee et al., 2019) debido a que sus principales componentes (generador, condensador, absorbedor y evaporador) son para realizar procesos de cambio de fase (transferencia de calor latente) a excepción del intercambiador de calor para solución que se utiliza para intercambiar calor entre la solución concentrada que sale del generador (estado líquido) y la solución diluida que proviene del absorbedor (estado líquido) el cual generalmente es un intercambiador de calor tipo placas (de Vega et al., 2006).

CAPÍTULO 3

ESTUDIO DE FACTIBILIDAD TÉCNICA DE LA PROPUESTA TECNOLÓGICA

Se describe física y operativamente la propuesta tecnológica basada en la apertura del ciclo de absorción de simple efecto. Se presenta la metodología implementada para su modelado termodinámico y su validación. El sistema fue estudiado variando las condiciones de operación internas; niveles de concentración, presión, flujo de solución y refrigerante y las condiciones de operación externas; temperaturas de agua caliente, agua de enfriamiento, agua fría y agua de mar con la finalidad de determinar sus límites operativos, condiciones óptimas de operación y las ventajas/desventajas con respecto a otras tecnologías similares. Se describen las estrategias de operación y lazos de control requeridos para mantener al sistema operando de manera balanceada y fuera de los niveles de cristalización.

3.1 Descripción de la propuesta tecnológica

El sistema de desalinización y enfriamiento por absorción está compuesto por un generador (G), un condensador (C), un evaporador (E), un absorbedor (A), un intercambiador de calor para solución (SHX), una válvula de estrangulamiento (RTV) para disminuir la presión de la corriente a desalinizar (10) la cual es utilizada como refrigerante en el evaporador, una bomba (WP) para extraer la corriente de agua desalinizada (8) del condensador (C), un elemento estrangulador (STV) para la solución (5) que se dirige hacia el absorbedor (A) y una bomba de solución (SP) para la corriente de solución (1) que se dirige hacia el intercambiador de calor para solución y posteriormente al generador (G). La Figura 17 muestra un diagrama del sistema de desalinización y enfriamiento por absorción bajo estudio.

La etapa inicial del proceso es la desorción de vapor de agua (7) de la solución diluida (3) que se pone en contacto indirecto el agua caliente (\dot{m}_{HW}) que se encuentra a una temperatura mayor que la temperatura de saturación de la solución concentrada (4) a la presión establecida en el generador (G), el flujo masico de agua caliente varía en función de la cantidad de enfriamiento requerida en el evaporador (E). Posteriormente,

el vapor de agua desorbido de la solución (7) ingresa al condensador (C), donde se pone en contacto indirecto con una corriente de fluido (\dot{m}_{cw}) que se encuentra a una temperatura menor que la temperatura de saturación del vapor de agua (8) a la presión establecida en el condensador (C), de modo que, el vapor de agua (7) se condensa y se extrae en estado líquido (9) utilizando la bomba (WP).

En la etapa siguiente es necesaria la apertura del ciclo convencional de enfriamiento por absorción para reponer el agua producto (9) que se extrae del condensador (C) con la corriente (13) que ingresa al evaporador para ser desalinizada. La apertura se lleva a cabo en la tubería que conecta al condensador (C) y la válvula de expansión (RTV), de modo que, la corriente (10) que proviene del cuerpo de agua que se pretende desalinizar se dirige hacia el evaporador (E) para producir enfriamiento y separarse del soluto que tiene disuelto. La corriente (10) en estado de líquido subenfriado ingresa a la válvula de expansión (RTV) para disminuir su presión hasta que su temperatura de saturación sea apta para realizar el servicio de enfriamiento deseado en el evaporador (E). Una vez reducida su presión, la corriente (13) ingresa a un evaporador (E) para ponerse en contacto indirecto con una corriente de fluido (\dot{m}_{CHW}) que se encuentra a una temperatura mayor que la temperatura de saturación de la corriente de salmuera (15), de modo que, el solvente comienza a vaporizarse (14) provocando que la temperatura de la corriente de agua fría fluido (\dot{m}_{CHW}) se reduzca hasta un nivel apto para realizar el servicio de enfriamiento deseado, sin provocar que alguno de los químicos presentes en los sólidos disueltos totales de la corriente (15) alcance un nivel de concentración que provoque cristalización en el evaporador (E).

En la etapa final del proceso la corriente de solución concentrada (4) ingresa al intercambiador de calor de solución (SHX) para ceder calor a la corriente de solución diluida (2) que se dirige hacia el generador (G), posteriormente la corriente de solución concentrada (5) ingresa a la válvula de expansión (STV) para reducir su presión (6) y ponerse en contacto directo con la corriente de vapor de agua (14) en un absorbedor (A), provocando el fenómeno de absorción, de modo que, las corrientes se mezclan produciendo una corriente de solución diluida (1) que requiere incrementar su presión con la bomba de solución (SP) para ingresar al intercambiador de calor (SHX) y

posteriormente al generador (G), el proceso de absorción en el absorbedor (A) requiere disipar calor, lo cual se lleva a cabo por medio de la corriente (\dot{m}_{cw}).

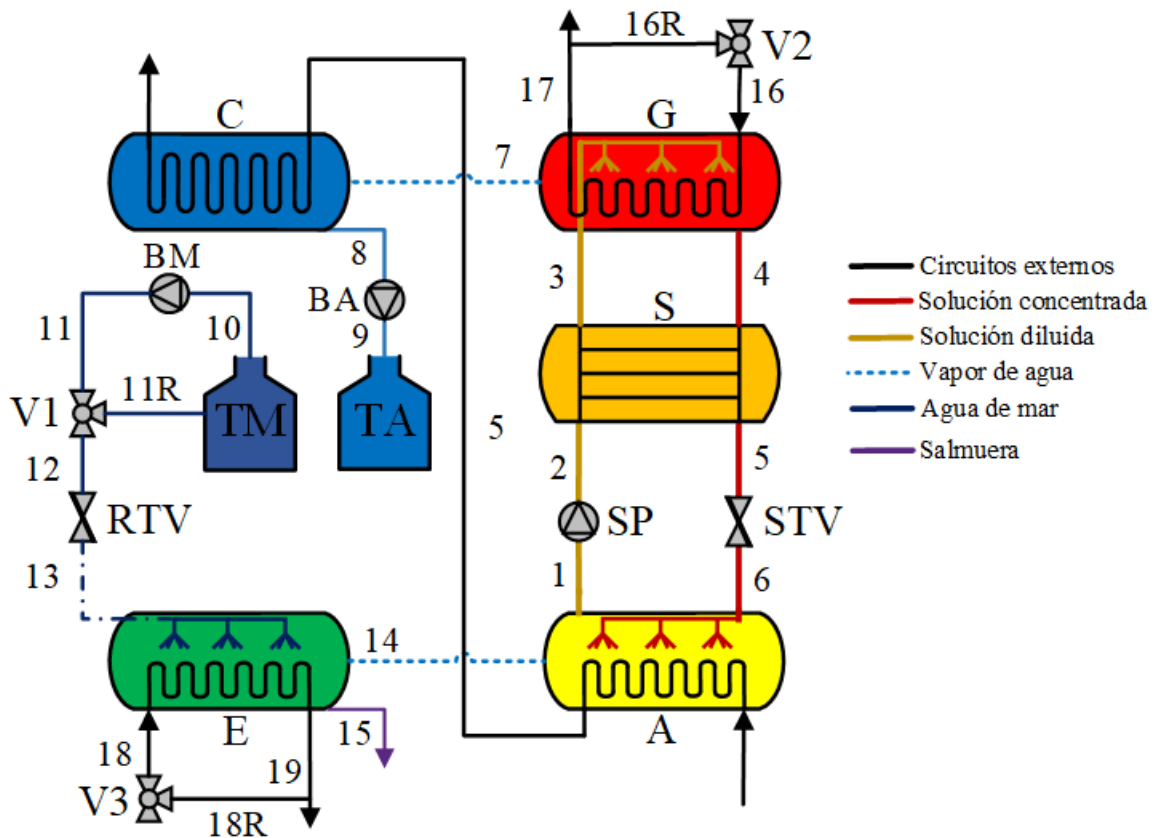


Figura 17. Sistema de desalinización y enfriamiento por absorción (LiBr-H₂O).

En esta etapa del proceso es clave que la cantidad de vapor de agua (14) generado por reducción de presión en la válvula de expansión (RTV) y por adición de calor en el evaporador (E) sea equivalente a la cantidad de flujo (7) vaporizado en el desorbedor (G), la válvula (V3) recircula a la corriente (18R) para controlar la adición de calor (18) al evaporador (E) en función de la demanda de enfriamiento y la válvula (V2) controla la adición de calor (18) al desorbedor (G) para hacer que el flujo de la corriente (7) sea igual al flujo de la corriente (14) y mantener la estabilidad del sistema.

En la etapa siguiente es necesaria la apertura del ciclo convencional de enfriamiento por absorción para reponer el agua producto (9) que se extrae del condensador (C) con la corriente (13) que ingresa al evaporador para ser desalinizada. La apertura se lleva a cabo en la tubería que conecta al condensador (C) y la válvula de expansión (RTV), de

modo que, la bomba (BM) succiona a la corriente (10) que proviene del cuerpo de agua para que se pretende desalinizar (TM) y dirige la corriente (11) hacia la válvula (V1) que controla la cantidad de flujo (12) que ingresa al sistema en función de la cantidad de enfriamiento demandado en el evaporador (E) con la finalidad de minimizar el flujo masico de refrigerante manteniendo la concentración de la corriente (15) en un nivel por debajo del límite permisible para evitar la cristalización de soluto en el evaporador (E), la corriente (11R) es recirculada hacia el cuerpo de agua para desalinizar (TM). La corriente en estado líquido (12) ingresa a la válvula de expansión (RTV) y disminuye su presión hasta que la temperatura de saturación de la corriente en estado de mezcla (13) sea apta para realizar el servicio de enfriamiento deseado en el evaporador (E).

3.2 Metodología de estudio de la propuesta tecnológica

Con la finalidad de estudiar la potencialidad para desalinizar agua de mar mediante un ciclo de enfriamiento por absorción abierto, se seleccionó el software Aspen Plus® debido a su capacidad de simular de manera detallada el desempeño de sistemas térmicos y sus componentes; bombas, intercambiadores de calor, y válvulas. Además, por su capacidad de modelar el comportamiento de diferentes mezclas de fluidos como el caso del agua de mar y el bromuro de litio, lo cual permite modificar los flujos de refrigerante o absorbente y sus concentraciones, la Figura 18 muestra la metodología utilizada en el software ASPEN plus.

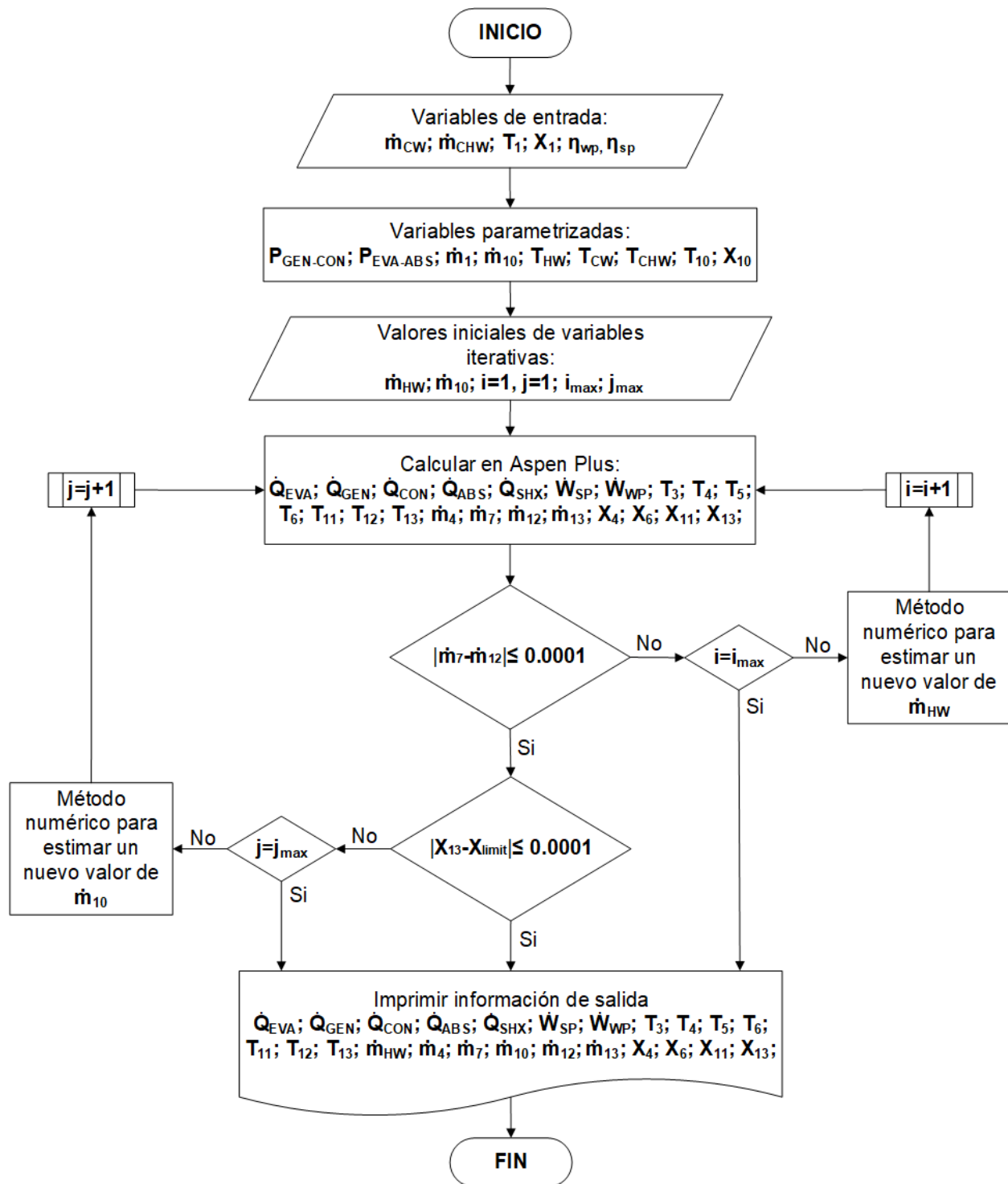


Figura 18. Metodología para el estudio de la propuesta tecnológica en ASPEN plus.

El sistema bajo estudio es un sistema de desalinización y enfriamiento por absorción de simple efecto que opera con la mezcla bromuro de litio agua (LiBr-H₂O). Para el estudio del sistema se considera que; opera en estado estable, las variaciones

de energía cinética y potencial son despreciables al igual que las pérdidas de calor y presión de los componentes y tuberías, los procesos de estrangulamiento son isoentálpicos en ambas válvulas de expansión, la solución que sale del absorbedor y el generador se encuentran en estado de saturación, el agua producto que sale del condensador y el vapor que sale del evaporador se encuentran en estado de saturación.

Los flujos máscicos de agua caliente, agua de enfriamiento y agua fría fueron establecidos acorde a las condiciones de diseño especificadas en el manual de producto para un chiller por absorción con capacidad de 35 kW de la marca Lucy New Energy Technology Co (2013). Las presiones de operación del sistema se establecieron buscando que el sistema sea capaz de operar durante los días críticos de la temporada cálida, donde la temperatura de bulbo húmedo alcanza valores máximos de 30 °C considerando un enfriamiento en serie del absorbedor y condensador.

Para realizar el estudio paramétrico se consideró que el sistema es activado por energía térmica de bajo grado ($T_{HW} < 100$ °C), por lo tanto, la temperatura de la corriente de activación (\dot{m}_{HW}) varía entre 85-100 °C y la temperatura establecida en el generador es 5 °C menor. En el circuito de agua de enfriamiento se considera una torre de enfriamiento como medio de disipación de calor operando bajo un clima cálido húmedo (regiones cercanas al mar), donde la temperatura de bulbo húmedo puede alcanzar valores de 30 °C (Justine et al., 2023). Considerando una temperatura de aproximación de 3.3 °C en la torre de enfriamiento (Liao et al., 2019), la temperatura de entrada del agua de enfriamiento (\dot{m}_{CW}) establecida varía entre 24 y 34 °C.

Los indicadores utilizados para evaluar el desempeño del sistema de enfriamiento y desalinización por absorción son el coeficiente de desempeño (COP), el coeficiente de desempeño global (COP_G) y la relación de recuperación (RR). Un indicador comúnmente utilizado para evaluar la eficiencia de procesos de enfriamiento es el coeficiente de desempeño COP , el cual se calcula dividiendo la capacidad de enfriamiento \dot{Q}_{EVAP} (kW) sobre la cantidad de energía térmica adicionada al sistema \dot{Q}_{GEN} (kW), como muestra la ecuación 1.

$$COP = \frac{\dot{Q}_{EVAP}}{\dot{Q}_{GEN} + \dot{W}_{SP} + \dot{W}_{WP}} \quad (1)$$

Sin embargo, debido a que el sistema en cuestión produce dos servicios de manera simultánea con una única entrada de calor de activación se propone un nuevo indicador global que también considera la cantidad de agua producida por el sistema \dot{m}_{prod} (kg/s) multiplicada por su entalpía de cambio de fase h_{fg} (kJ/kg), de modo que, se calcula como muestra la ecuación 2.

$$COP_G = \frac{\dot{m}_{prod} * h_{fg} + \dot{Q}_{eva}}{\dot{Q}_{gen}} \quad (2)$$

La relación de recuperación se calcula al dividir la cantidad de flujo másico de agua producto \dot{m}_{prod} (kg/s) sobre la cantidad de flujo másico de agua de mar \dot{m}_{ref} (kg/s) que ingresa al sistema como lo muestra la ecuación 3. Por lo tanto, un valor alto de RR significa que una mayor cantidad del agua de mar que ingresa al sistema está siendo aprovechada como agua producto y a su vez, que la cantidad de salmuera rechazada es menor, aunque con mayor concentración.

$$RR = \frac{\dot{m}_{prod}}{\dot{m}_{ref}} \quad (3)$$

Cabe mencionar que el refrigerante \dot{m}_{ref} es la corriente de agua con sales que ingresa al sistema para desalinizarse, y al tratarse de una mezcla su punto de ebullición incrementa a medida que se concentra el soluto, por lo cual no se lleva a cambio un cambio de fase a temperatura constante. Se utilizó la ecuación (4) reportada por Zheng (2017) para definir el límite de concentración permisible para la corriente de salmuera en función de su temperatura a la salida del evaporador. El límite permisible incrementa conforme disminuye la temperatura, por tal motivo, operar con bajas temperaturas de saturación en el evaporador (para producir enfriamiento) permite incrementar la concentración.

$$X_{BR} = 0.9 * (457628.5 - 11304.11 * T_{BR} + 107.578 * T_{BR}^2 - 0.360747T_{BR}^3) \quad (4)$$

3.3 Validación de la simulación

Para asegurar la confiabilidad de los resultados de simulación, se realizó una simulación estableciendo parámetros similares a los reportados por Florides et al., (2003). La simulación consiste en un sistema de enfriamiento por absorción convencional de 10 kW que opera con la mezcla LiBr-H₂O. La Tabla 5 muestra los resultados de la simulación

de un sistema de enfriamiento por absorción de 10 kW comparados con los resultados reportados por Florides et al., (2003). El error máximo obtenido es de 5.88% y ocurre en la temperatura del punto 7 que corresponde a la temperatura del vapor de agua desorbido en el generador, esto se debe a que en el presente estudio se consideró que el vapor de agua se encuentra en equilibrio térmico con la corriente de solución concentrada (4) que sale del generador.

Tabla 5. Resultados de la validación.

Punto	\dot{m} (kg/s)			T (°C)		
	Florides	Calculado	Error (%)	Florides	Calculado	Error (%)
1	0.053	0.053	0.0000	34.9	34.245	1.8768
2	0.053	0.053	0.0000	34.9	34.249	1.8653
3	0.053	0.053	0.0000	65	65.44	0.6769
4	0.0486	0.04851	0.1852	90	90	0.0000
5	0.0486	0.04851	0.1852	54.8	54.25	1.0036
6	0.0486	0.04851	0.1852	44.5	44.923	0.9506
7	0.0044	0.00449	2.0455	85	90	5.8824
8	0.0044	0.00449	2.0455	44.3	45.076	1.7517
9	0.0044	0.00449	2.0455	6	5.899	1.6833
10	0.0043	0.00449	4.4186	6	5.899	1.6833

3.4 Condiciones de operación del sistema

Para establecer la presión alta del sistema (sección generador-condensador) se utilizó el diagrama presión-temperatura-concentración (P-T-X) de la mezcla LiBr-H₂O. La primera condición de diseño fue que el sistema sea activado por colectores solares

térmicos ($T_{HW} < 100$ °C) por lo tanto, se estableció en 90 °C la temperatura de saturación de la mezcla LiBr-H₂O en el generador.

La segunda condición de diseño fue la concentración de la solución en el generador, es conocido que para evitar problemas de cristalización se recomienda que la concentración máxima sea de 65% en LiBr (Z. Y. Xu & Wang, 2016), sin embargo, para una temperatura de desorción de ≈ 90 °C a 65 % en LiBr corresponde una presión de saturación de ≈ 5.4 kPa. Esto conlleva a que la temperatura de saturación del vapor de agua desorbido será de 34.26 °C, por tal motivo, el agua de enfriamiento debe entrar a temperaturas menores o iguales a 30 °C lo cual puede imposibilitarse en regiones cálidas costeras donde la temperatura de bulbo húmedo alcanza valores de 30 °C (Justine et al., 2023).

Se estableció que la presión en la sección del generador y condensador sea mayor o igual a 7.4 kPa, de modo que la temperatura de saturación del vapor de agua que entra al condensador sea de 40 °C, con la finalidad de que el sistema sea capaz de operar durante los días críticos de la temporada cálida considerando que un enfriamiento en serie del absorbedor y el condensador. Incluso durante alguna temporada del año o en algunas regiones con condiciones moderadas el condensador pudiera ser enfriado por aire y/o si el sistema se utiliza para cogenerar enfriamiento y calentamiento la calidad de la energía térmica que entrega el condensador es mayor. Establecer una presión de 7.4 kPa en el generador permite concentrar la solución hasta 62.5% en LiBr con una temperatura de desorción de 90 °C.

La presión baja del sistema (sección absorbedor-evaporador) se estableció en 0.75 kPa para que la temperatura de saturación del refrigerante sea de 3 °C con el propósito de que el sistema produzca agua fría a 7 °C en concordancia a lo establecido en las condiciones estándar de evaluación para unidades manejadoras de aire (AHRI, 2019). Se utilizó el diagrama presión-temperatura-concentración (P-T-X) de la mezcla LiBr-H₂O, para establecer la concentración de LiBr en la solución que sale del absorbedor, la cual se fijó en 57.4%, de modo que, la temperatura de saturación de la solución sea de 36 °C y con esto garantizar la correcta operación del sistema bajo

condiciones extremas típicas de climas cálidos con alta humedad donde la temperatura de bulbo húmedo presenta valores cercanos a 30 °C. La Figura 19 muestra los procesos de concentración y dilución de la solución en bajo condiciones de diseño.

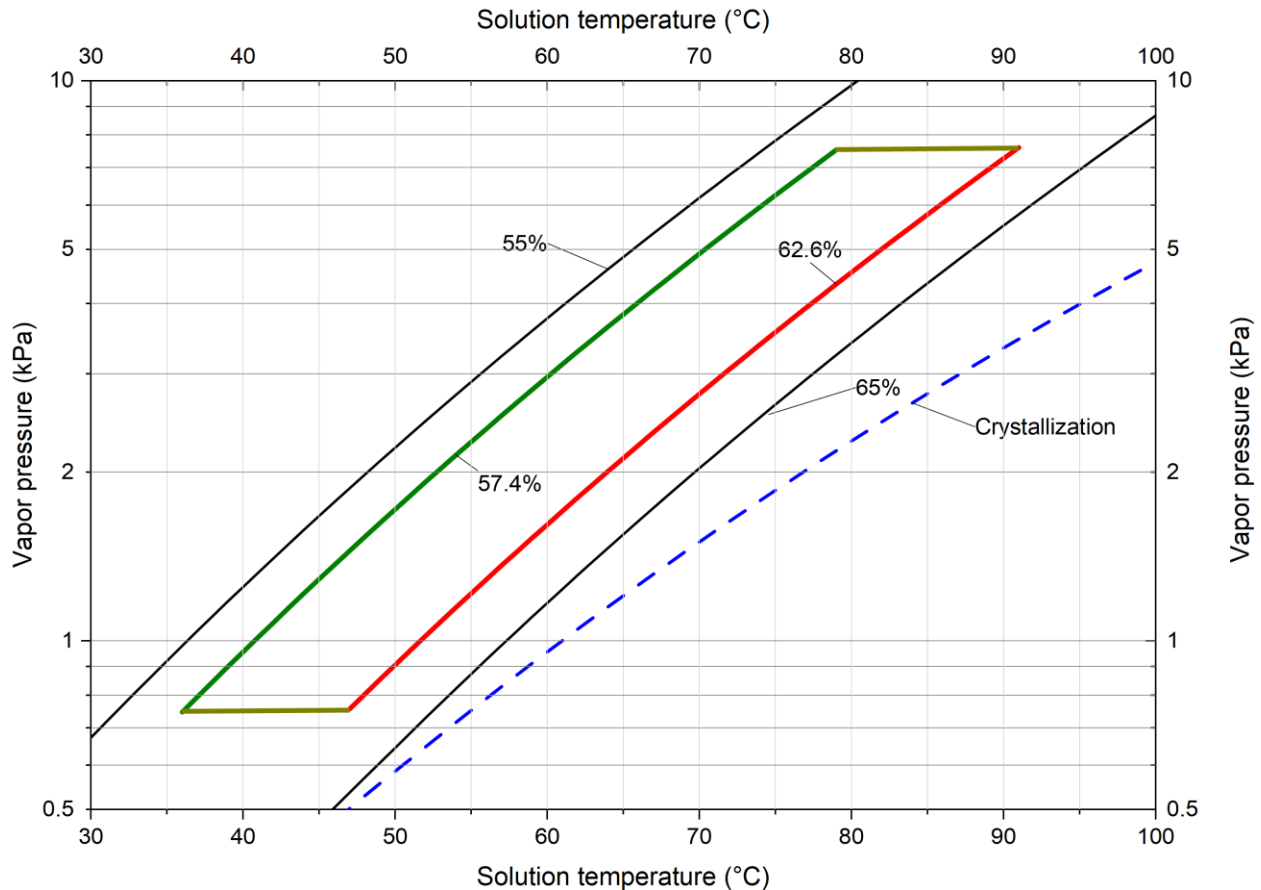


Figura 19. Diagrama P-T-X de la mezcla LiBr-H₂O con condiciones de diseño.

3.5 Estudio paramétrico del sistema

En esta sección se busca analizar la potencialidad y los límites de un sistema de desalinización y enfriamiento por absorción con capacidad de enfriamiento de 35 kW utilizado para desalinizar agua de mar, variando los flujos másicos (solución y refrigerante) y niveles de presión (generador-condensador y absorbedor-evaporador) para producir agua y enfriamiento con los máximos niveles de eficiencia posibles.

Una vez definidas las presiones de diseño de la sección generador-condensador y absorbedor-evaporador se procedió a definir la cantidad de flujo másico de solución

que permita maximizar la diferencia de concentración entre la solución concentrada (4) y la solución diluida (1) sin presentar problemas de cristalización.

La Figura 20 muestra que estableciendo una capacidad de enfriamiento fija ($Q_{EVAP}=35$ kW) el COP del sistema incrementa al minimizar el flujo de solución absorbente. Esto se debe a que incrementar el flujo de solución absorbente conlleva un aumento en la adición de calor sensible en el generador para saturar la solución absorbente, mientras la cantidad de calor latente adicionado se mantiene constante. A pesar de que disminuye la diferencia de temperatura de la solución a la entrada y la salida del generador conforme incrementa el flujo de solución, el incremento de flujo másico provoca que el calor sensible incremente. Por ejemplo, reducir el flujo de solución de 0.5 kg/s a 0.1 kg/s para un flujo de refrigerante de 0.01 kg/s incrementa el COP en 44%, mientras que para un flujo de refrigerante de 0.1 kg/s incrementa 22%.

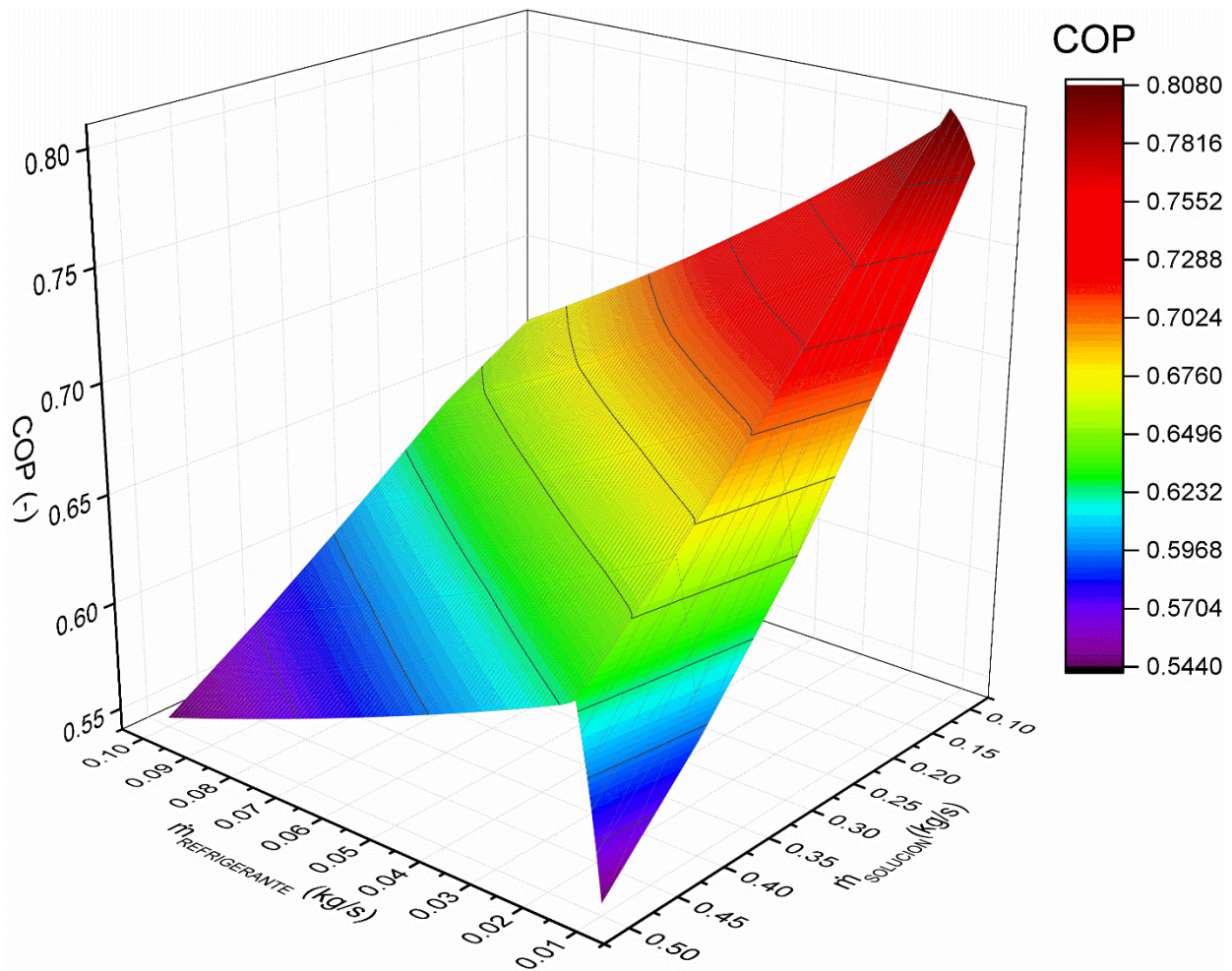


Figura 20. Variación del COP en función del flujo másico de refrigerante y solución absorbente.

El flujo de refrigerante que ingresa al sistema tiene un efecto distinto sobre el COP. Cuando el sistema opera con 0.10 kg/s de solución absorbente incrementar el flujo de refrigerante de 0.010 a 0.015 kg/s aumenta el COP del sistema de 0.786 a 0.807, sin embargo, seguir incrementando el flujo de refrigerante de 0.015 a 0.1 kg/s disminuye el COP de 0.807 a 0.664. Esto se debe a que la cantidad de vapor flash producido en la válvula de estrangulamiento es proporcional al flujo másico ($\approx 3\%$) y al incrementarlo se genera más vapor flasheado que ingresa al absorbedor sin producir enfriamiento en el evaporador, sin embargo, este vapor posteriormente debe desorberse en el generador incrementando la adición de calor.

Operar con el mínimo flujo de solución aparenta optimizar la operación del sistema, sin embargo, la Figura 21 muestra que para un flujo de solución absorbente de 0.1 kg/s la concentración de LiBr varía entre 63.01% y 69.22% al variar el flujo de refrigerante de 0.01 a 0.10 kg/s. Es conocido que para evitar problemas de cristalización por sobresaturación se recomienda que la concentración máxima de la solución sea de 65% en LiBr (Z. Y. Xu & Wang, 2016). Aunque algunos autores reportan que es posible trabajar en condiciones de sobresaturación si no existen sitios que fomenten la nucleación de cristales (Herold et al., 2016). La solución absorbente incrementa su concentración a la salida del generador debido a que su concentración a la salida del absorbedor se mantiene constante (57.4%) y es necesario desorber más vapor de agua en el generador a medida que ingresa más vapor de agua al absorbedor producido por flasheo en la válvula de expansión y por adición de calor en el evaporador.

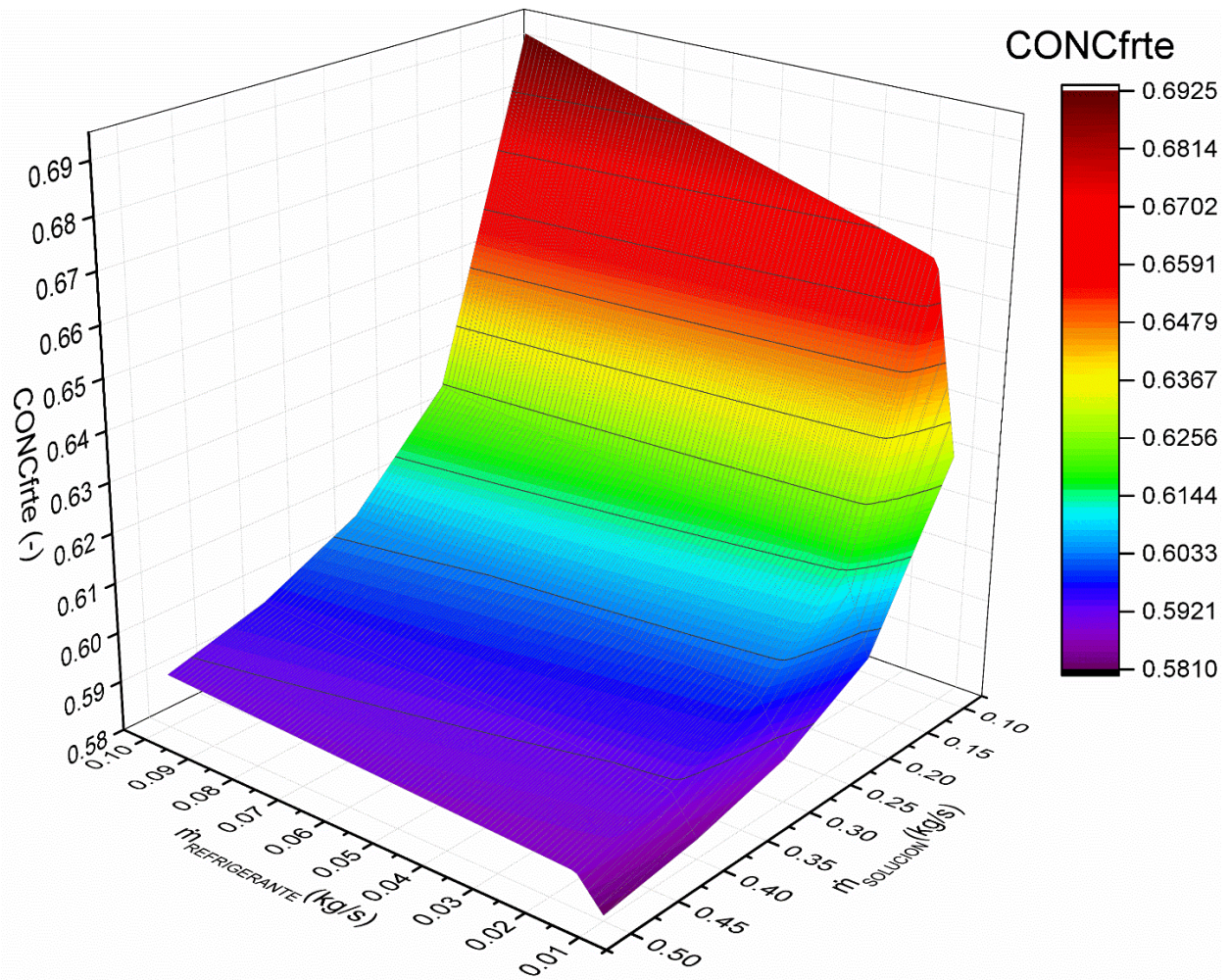


Figura 21. Variación de la concentración en función de los flujos máscicos de solución y refrigerante.

La solución absorbente se concentra en mayor medida al incrementar el flujo de refrigerante desde 0.010 hasta 0.015 kg/s, debido a que con flujos iguales o mayores a 0.015 kg/s el sistema es capaz de producir los 35 kW de enfriamiento deseados y a partir de ahí la cantidad de vapor de agua producido en el evaporador se mantiene constante. Por lo tanto, para flujos de refrigerante mayores a 0.015 kg/s incrementa únicamente la cantidad de vapor flasheado en la válvula de expansión por disminución de presión, por tal motivo, el incremento de la concentración es menor. Al operar con un flujo máscico de solución de 0.10 kg/s y flujo de refrigerante de 0.015 kg/s el sistema presenta su punto de máximo COP (0.807) sin embargo, bajo estas condiciones de operación la

concentración de la solución a la salida del generador es de 66.39% y la temperatura de saturación de la solución es de 100 °C.

Con la finalidad de operar el sistema con el mayor COP posible se determinó la mínima cantidad de flujo másico de solución absorbente que permita producir la capacidad de enfriamiento deseada (35 kW) sin concentrarse por encima de 65% a la salida del generador y que pueda ser activado por agua caliente a temperaturas menores a 100 °C. La Figura 22 muestra el comportamiento del sistema produciendo 35 kW de enfriamiento con flujos de solución de 0.10 y 0.1725 kg/s. El COP del sistema disminuye en promedio 3.5% al incrementar el flujo de solución 0.10 y 0.1725 kg/s operando con flujos de refrigerante entre 0.015 y 0.05 kg/s. Se seleccionó el flujo de solución de 0.1725 kg/s como el óptimo para la operación del sistema debido a que es capaz de suministrar los 35 kW de enfriamiento manteniendo la concentración en 62.7% y la temperatura de saturación de la solución en 90 °C. Esto permite que en casos donde la temperatura del agua de enfriamiento presente valores mayores a 30 °C el sistema puede incrementar la temperatura del agua caliente por encima de 95 °C y mantener la capacidad del sistema en 35 kW sin concentrarse por encima de 65%.

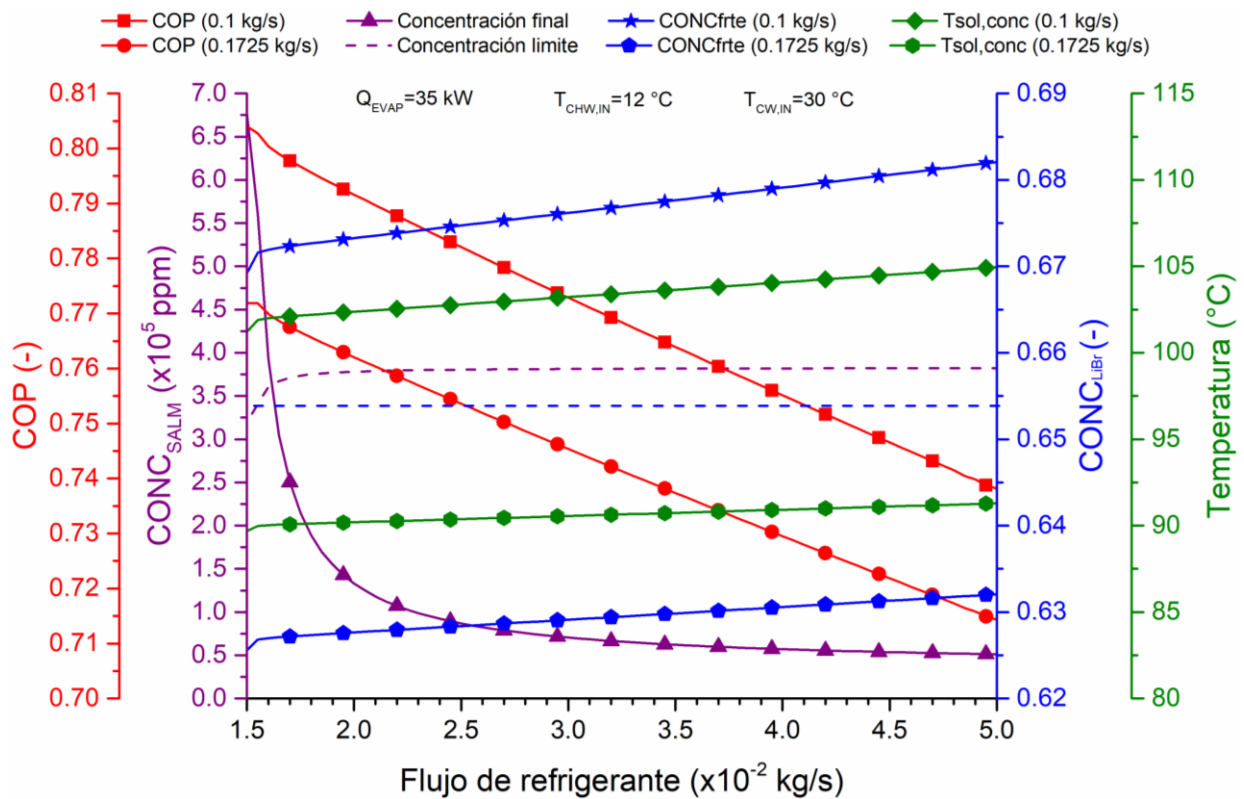


Figura 22. Comportamiento de la capacidad de enfriamiento y COP variando el flujo másico de refrigerante.

Para flujos de refrigerante entre 0.015 y 0.0165 kg/s el sistema es capaz de producir 35 kW de enfriamiento, sin embargo, la concentración de sólidos en el refrigerante a la salida del evaporador excede el límite permisible. Por ejemplo, para un flujo de refrigerante de 0.015 kg/s la concentración de sólidos en el refrigerante a la salida del evaporador es de 677,079 ppm y sobrepasa los valores límite de concentración permisible ($\approx 319,486 \text{ ppm}$) para una salmuera con temperatura de saturación de $10 \text{ }^{\circ}\text{C}$.

Incrementar el flujo másico de refrigerante para una capacidad fija de enfriamiento reduce la concentración de la salmuera a la salida del evaporador debido a que se produce la misma cantidad de vapor de agua, pero incrementa el flujo de refrigerante en estado líquido (salmuera) que sale del evaporador. A su vez, reducir la concentración de sólidos del refrigerante incrementa el límite permisible de concentración al disminuir su temperatura de saturación o el efecto “boiling point elevation”(H. T. El-Dessouky & Ettouney, 2002). Incrementar el flujo de refrigerante a 0.0165 kg/s reduce la

concentración de la salmuera a 304,239 ppm por debajo del límite permisible (367,595 ppm) correspondiente a su temperatura de salida la cual disminuye a 4.5 °C, aunque este incremento de flujo representa una inminente disminución en la relación de recuperación como muestra la Figura 23.

La Figura 23 muestra que el sistema es capaz de producir agua desde 1.26 hasta 1.37 m³/d al variar el flujo de refrigerante de 0.016 a 0.05 kg/s operando con un flujo másico de solución de 0.1725 kg/s. Sin embargo, el punto de máxima eficiencia (posible operacionalmente) se encuentra al operar con un flujo de refrigerante de 0.0165 kg/s. En este punto el sistema es capaz de producir 1.26 m³/d, con una relación de recuperación de 0.88 y COP_{global} de 1.61. La capacidad de desalinización sigue incrementando conforme incrementa el flujo de refrigerante, sin embargo, el COP_G disminuye debido a que el vapor se produce por disminución de presión en la válvula de expansión y no por adición de calor en el evaporador.

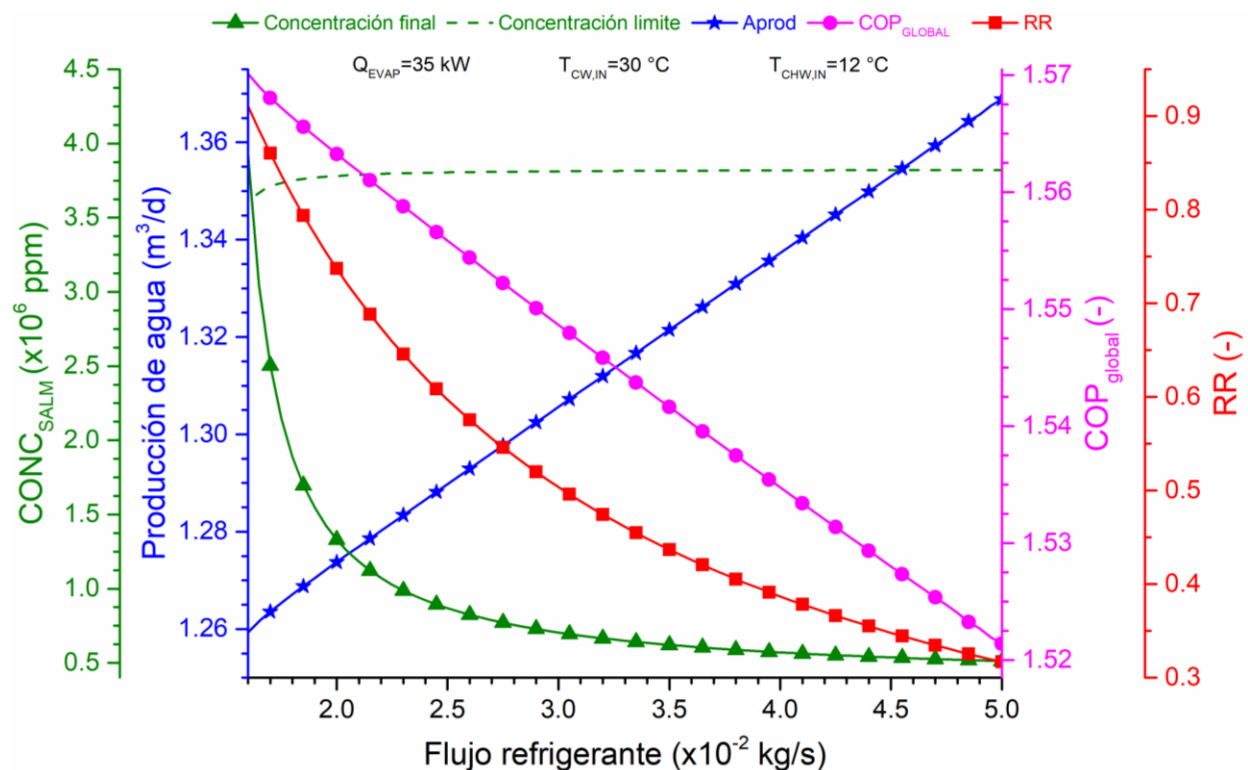


Figura 23. Comportamiento de la capacidad de desalinización variando el flujo másico de refrigerante.

Se estudió el efecto que tiene la variación de presión en el sistema. La Figura 24 muestra que incrementar la presión en la sección generador-condensador de 7.4 a 18.4 kPa provoca que el COP y COP_G del sistema disminuyan en 1.32%, debido a que se requiere adicionar una mayor cantidad de energía térmica en el generador para incrementar la temperatura de la solución hasta su punto de saturación, a pesar de que la cantidad de vapor de agua desorbido se mantiene constante (igual que la capacidad de enfriamiento y desalinización) y que la entalpía para cambio de fase del agua disminuye conforme incrementa la presión.

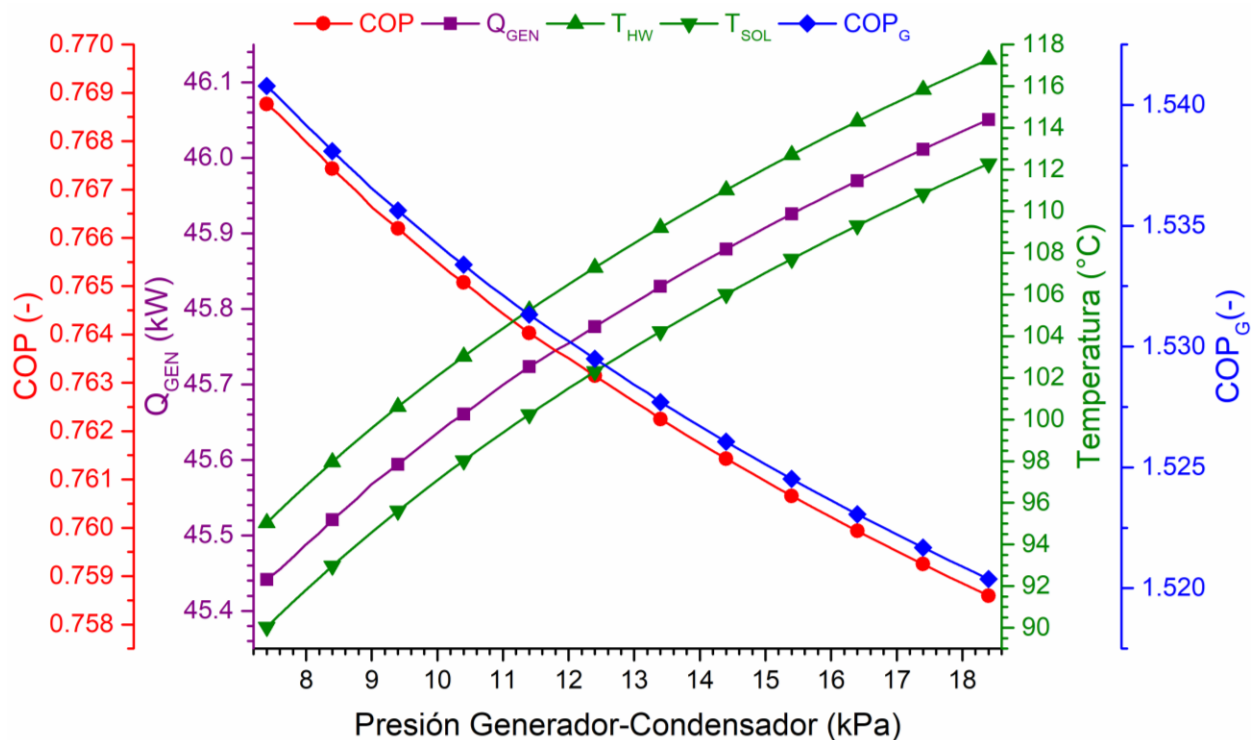


Figura 24. Comportamiento del calor de activación y la temperatura de la solución variando la presión del generador y condensador.

Además de incrementar la cantidad de energía térmica, el incremento de presión provoca un incremento en la calidad de energía térmica que requiere el generador para desorber vapor de agua. Basados en el efecto que provoca la variación de presión en la sección generador-condensador se vislumbra que lo más conveniente es reducirla, sin embargo, la limitante es la temperatura de saturación del vapor de agua que sale del generador debido a que requiere disminuir la temperatura en el agua de enfriamiento

para condensar, lo cual puede dificultarse principalmente en zonas costeras donde la humedad relativa es mayor con respecto a zonas áridas.

La Figura 25 muestra que incrementar la presión de la sección absorbedor-evaporador provoca un incremento en la capacidad de enfriamiento y desalinización del sistema, esto se debe a que el incremento de presión permite diluir más la solución en el absorbedor sin reducir su temperatura de saturación, por lo tanto, es posible desorber una mayor cantidad de vapor de agua en el generador manteniendo fija la concentración de la solución a la salida del generador en 62.7%. El COP y COP_G se ven favorecidos por el incremento en la capacidad de enfriamiento y desalinización, pero además incrementan por que la disminución de presión del refrigerante es menor en la válvula de estrangulamiento y se produce menos vapor por expansión súbita, permitiendo que se genere más vapor por adición de calor en el evaporador.

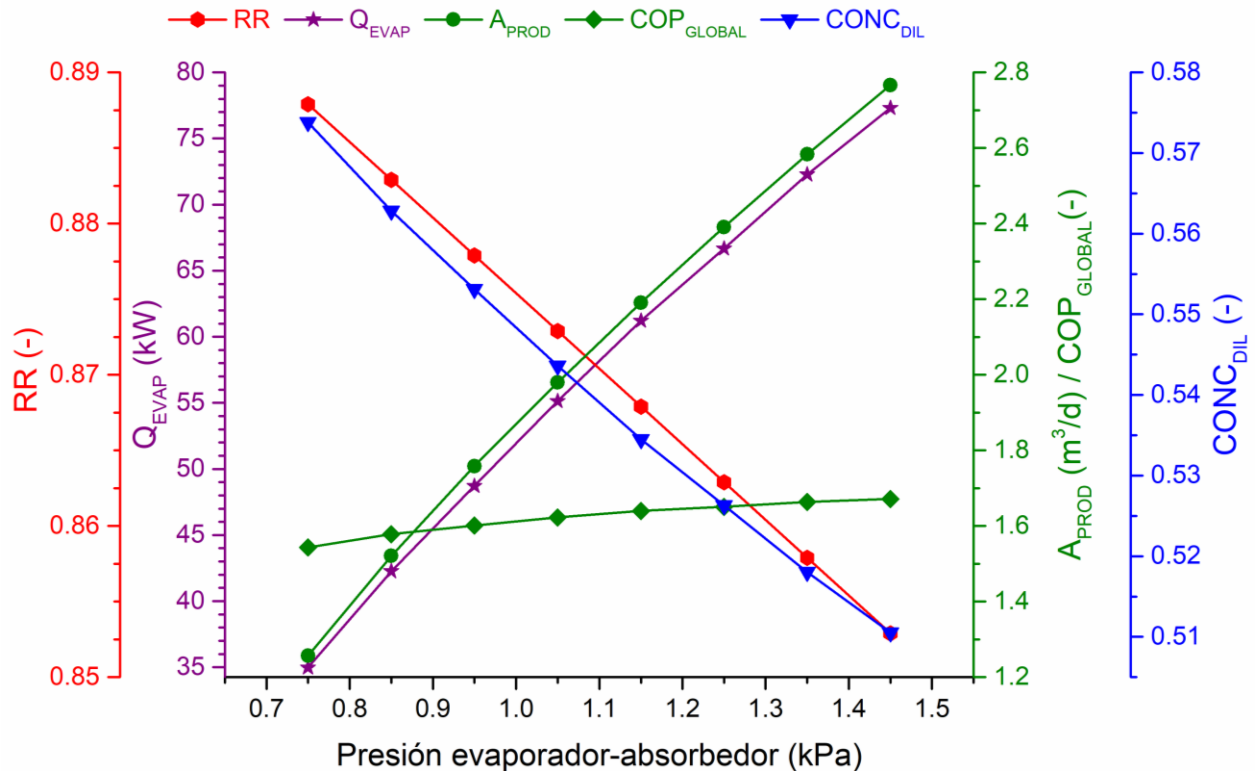


Figura 25. Comportamiento de la capacidad de enfriamiento y desalinización variando la presión del evaporador y absorbedor.

Un aspecto que debe tomarse en cuenta es que el incremento de presión en el evaporador conlleva un aumento en la temperatura de saturación del refrigerante,

disminuyendo el límite de concentración máximo permisible. Por lo tanto, para poder incrementar la capacidad de desalinización y enfriamiento sin sobrepasar el límite de concentración máximo permisible es necesario incrementar el flujo de refrigerante conforme incrementa la presión en el evaporador, aunque esto provoque una disminución inevitable del RR.

Otro aspecto que debe tomarse en cuenta es que con el incremento de presión en el evaporador y el inminente incremento en la temperatura de saturación del refrigerante es necesario incrementar la temperatura del agua fría que ingresa al evaporador (T_{CHW}), esto limita la capacidad de producir agua fría a 7 °C (condición de diseño) al operar con presiones mayores a 0.75 kPa. Además, para poder aprovechar la capacidad de diluir en mayor medida a la solución en el absorbedor es necesario incrementar el flujo de agua fría (\dot{m}_{CHW}) para producir más vapor de agua en el evaporador.

Se estudió el efecto provocado por la variación de temperatura en los circuitos externos del sistema (agua caliente, agua de enfriamiento y agua fría). La Figura 26 muestra que al incrementar la temperatura del agua caliente incrementa la capacidad del sistema y su COP. Al incrementar la temperatura del agua caliente de 85 a 90 °C el COP incrementa 46.32%, sin embargo, al incrementar de 90 a 95 °C la temperatura del agua caliente, el COP incrementa únicamente 7.12%.

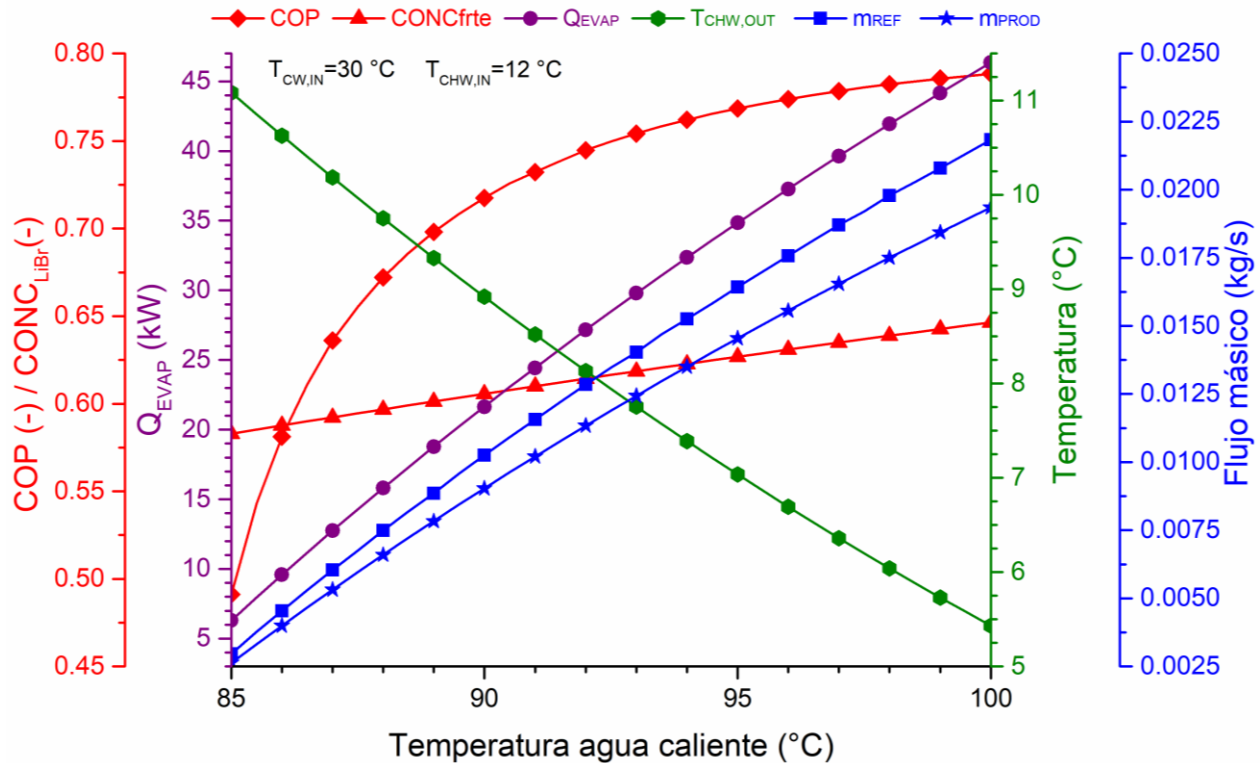


Figura 26. Comportamiento de la capacidad de enfriamiento y desalinización variando la temperatura del agua caliente.

El menor incremento del COP al operar a mayores temperaturas de agua caliente se debe a que la capacidad del evaporador se ve limitada por el decremento de los diferenciales de temperatura entre la corriente de agua fría que ingresa a 12 °C y el agua de mar utilizada como refrigerante que ingresa a 2.93 °C. Conforme incrementa la temperatura del agua caliente se desorbe más vapor de agua en el generador lo cual requiere incrementar la generación de vapor en el evaporador provocando que la temperatura de salida del agua fría sea más cercana a la temperatura de saturación del refrigerante. Además, el refrigerante es agua de mar y su temperatura de saturación incrementa conforme se vaporiza el agua por tal motivo la reducción del diferencial de temperatura es mayor, con respecto al ciclo de absorción cerrado que opera con agua pura como refrigerante.

La Figura 27 muestra el comportamiento de la capacidad y condiciones de operación que presenta el sistema al variar la temperatura de entrada del agua fría de 8 a 14 °C mientras la temperatura de salida se mantuvo constante en 7 °C, con la finalidad

de representar los fenómenos provocados por la variación de carga térmica. Para estudiar esta variación la temperatura del agua caliente fue establecida en 100 °C debido a que cuando la temperatura del agua fría ingresa a temperaturas superiores a 12 °C (temperatura de diseño para el agua fría) el sistema necesita ser activado por agua caliente con temperaturas superiores a 95 °C (temperatura de diseño para el agua caliente) para poder reducir la temperatura del agua fría hasta 7 °C. Incrementar la temperatura del agua fría a la entrada del evaporador de 8 a 10 °C incrementa el COP 27.8%, mientras que el incremento de 10 a 12 °C, provoca un incremento del COP de 7.1%. A pesar de que el calor transferido en el generador y el evaporador incrementa conforme incrementa la temperatura del agua fría, el incremento del COP es menos pronunciado a partir de 10 °C por que la entalpía de saturación de la solución a la salida del generador incrementa de forma exponencial conforme incrementa su concentración, mientras que las entalpías del agua de mar se mantienen constantes a la entrada y a la salida del evaporador y el incremento de calor se debe al incremento del flujo masico.

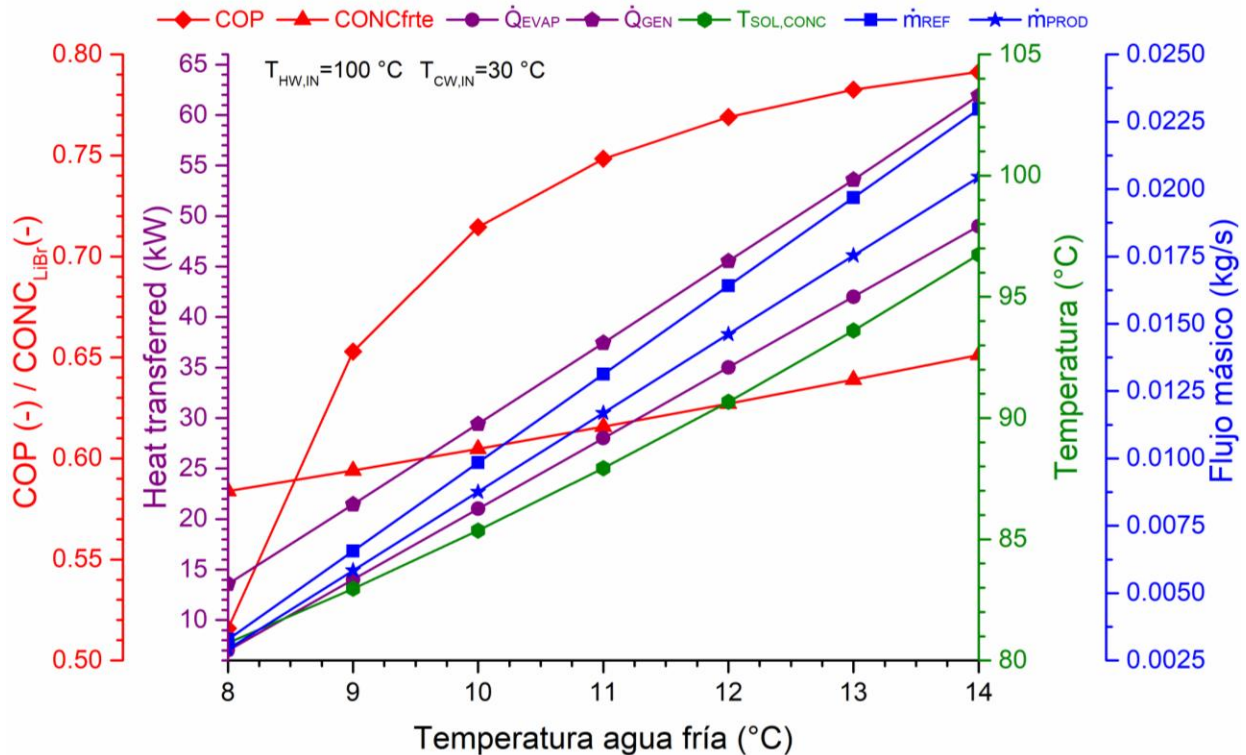


Figura 27. Comportamiento de la capacidad de enfriamiento y desalinización variando la temperatura del agua fría.

La Figura 28 muestra que incrementar la temperatura del agua de enfriamiento disminuye el COP y la capacidad de enfriamiento del sistema debido a que a menor temperatura es posible diluir en mayor medida a la solución absorbente. Para temperaturas entre 24 y 29 °C en el agua de enfriamiento la solución puede diluirse por debajo del 57.4% (condición de diseño) y si se mantiene constante la concentración a la salida del generador la capacidad de enfriamiento y desalinización del sistema incrementan significativamente, en caso de mantener constante el diferencial de concentración el sistema puede operar con su capacidad nominal activado por agua caliente con temperatura menor a 95 °C. Cuando el sistema opera con temperaturas en el agua de enfriamiento mayores a la condición de diseño (30 °C) imposibilita que el sistema opere con su capacidad nominal de enfriamiento si mantenemos la temperatura del agua caliente y agua fría en sus condiciones de diseño (95 y 12 °C, respectivamente), si incrementamos la temperatura de cualquiera de estas dos el sistema es capaz de operar en su condición nominal. Ante la variación en la capacidad de enfriamiento y desalinización del sistema provocado por el cambio en la temperatura del agua de enfriamiento es necesario ajustar el flujo masico de refrigerante que ingresa al sistema con la finalidad de evitar exceder el límite permisible de concentración en la corriente de salmuera y para mantener la relación de recuperación constante ($RR=0.89$) y en el nivel más alto posible.

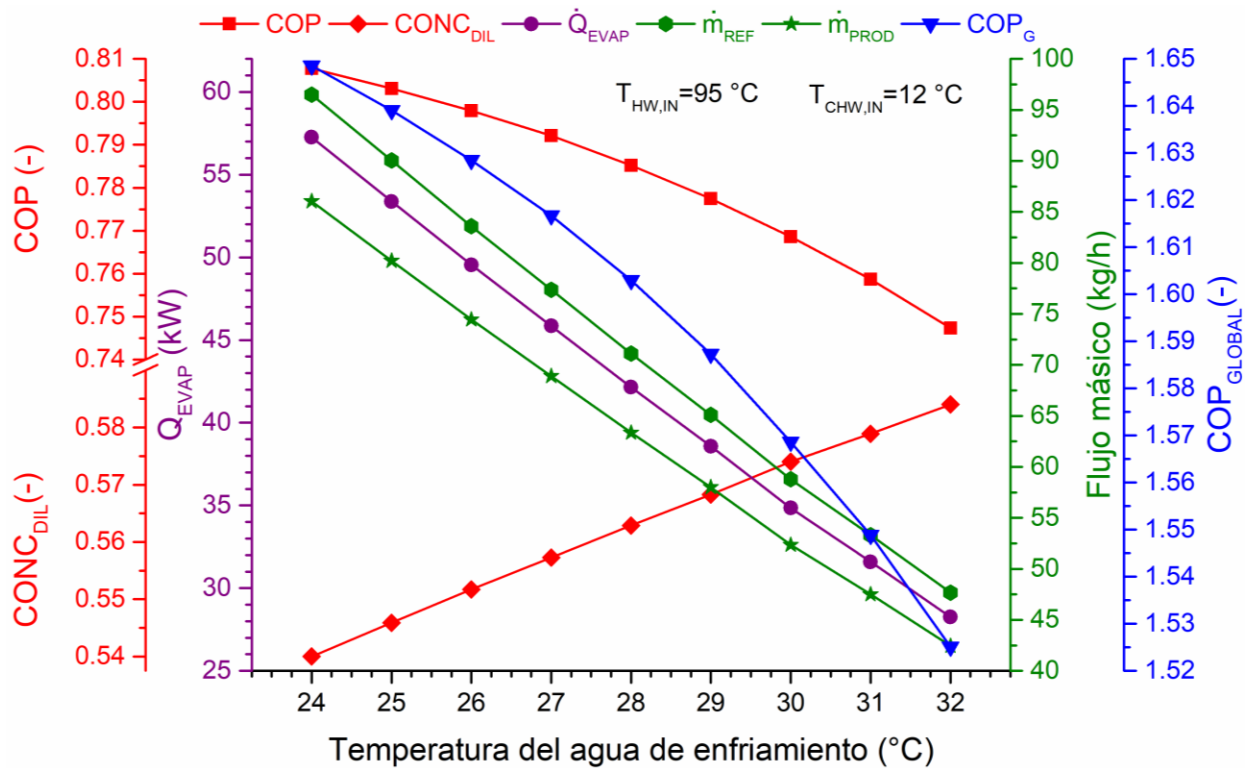


Figura 28. Comportamiento de la capacidad de enfriamiento y desalinización variando la temperatura del agua de enfriamiento.

La Figura 29 muestra que conforme incrementa la temperatura de entrada del refrigerante al sistema el COP disminuye, esto se debe a que la cantidad de vapor generado por disminución de presión en la válvula de expansión es proporcional a la temperatura del refrigerante, provocando que ingrese vapor al absorbedor sin producir efecto de enfriamiento en el evaporador, por lo tanto, solo incrementa la cantidad de calor adicionado en el generador. Por su parte, la relación de recuperación es independiente de la temperatura del refrigerante, pero está estrechamente relacionada con la salinidad del refrigerante, para aguas salobres (5,000 ppm) el sistema puede operar con relaciones de recuperación de 98.4% y para salmueras (50,000 ppm) el sistema presenta valores de 84.3%. Esto se debe a que a mayor salinidad la disminución de presión provoca un incremento en el punto de ebullición del fluido, lo cual reduce la diferencia de temperatura con respecto a la corriente de agua fría y la transferencia de calor en general, lo cual vuelve necesario ingresar más refrigerante al sistema para producir la misma cantidad de agua producto.

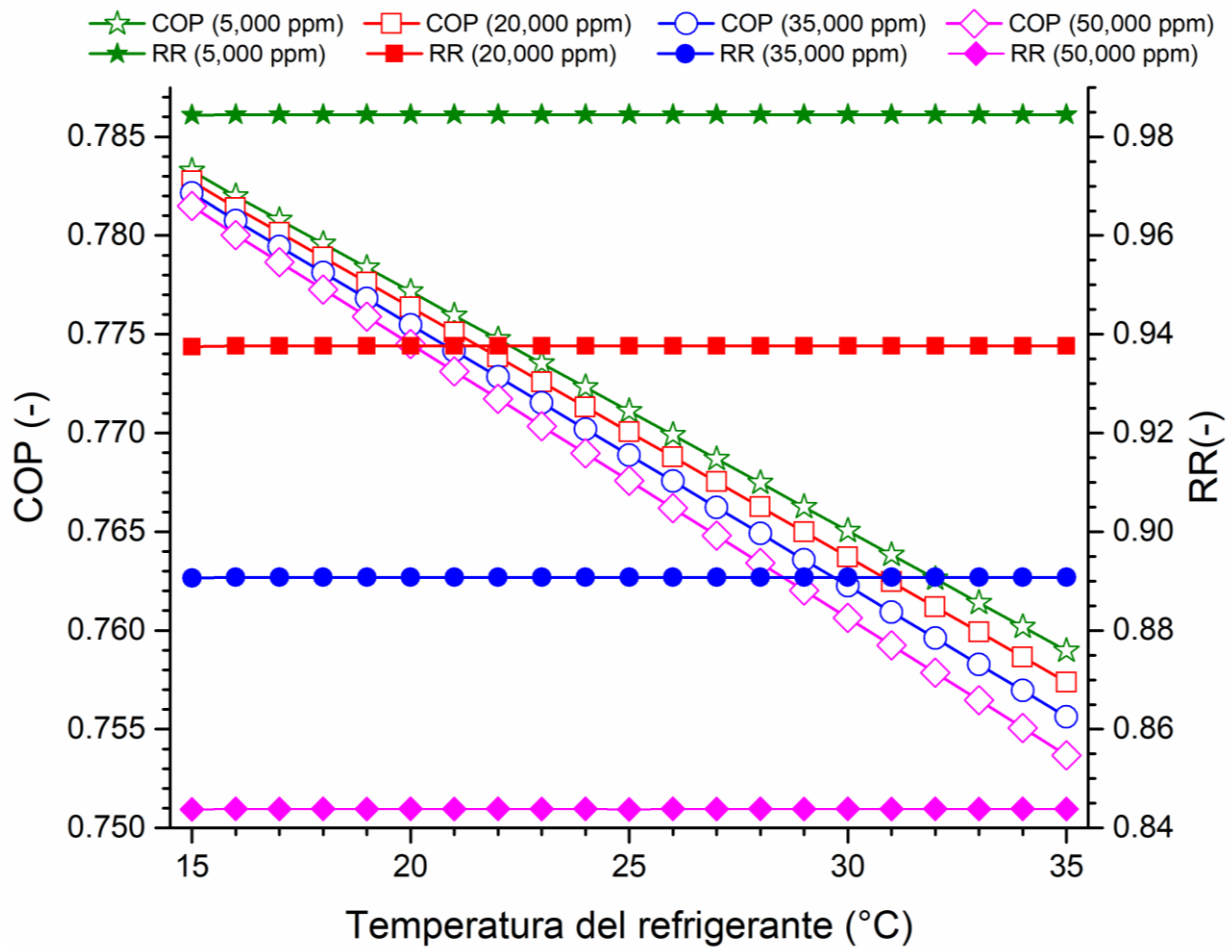


Figura 29. Comportamiento del coeficiente de desempeño y la relación de recuperación variando la temperatura del refrigerante.

En sistemas de absorción con ciclo cerrado algunos autores han evaluado la integración de un intercambiador de calor entre el condensador y el evaporador para subenfriar la corriente de refrigerante que sale del condensador con la corriente de vapor producido en el evaporador (Karamangil et al., 2010; Kaynakli & Kilic, 2007), con la finalidad de reducir la cantidad de vapor generado por disminución de presión en la válvula de expansión, reportando mejoras en el COP, sin embargo, esto implica un incremento en el número de componentes que impacta en la inversión inicial y en la complejidad operativa del sistema. En el sistema bajo estudio este efecto viene implícito con la apertura del ciclo de absorción, debido a que ahora el refrigerante ingresa en condiciones de subenfriamiento desde el cuerpo de agua que se pretende desalinizar.

El sistema de enfriamiento y desalinización por absorción propuesto ($P_{\text{alta}}=7.4$ kPa, $P_{\text{baja}}=0.75$ kPa, $\dot{m}_{\text{ref}}=0.0165$ kg/s y $\dot{m}_{\text{sol}}=0.1725$ kg/s) presenta un COP de enfriamiento 2.69% mayor comparado con un ciclo de enfriamiento por absorción convencional operando bajo las mismas condiciones, ($P_{\text{alta}}=7.4$ kPa, $P_{\text{baja}}=0.75$ kPa y $\dot{m}_{\text{sol}}=0.1725$ kg/s). Esto se debe a que en el ciclo de desalinización y enfriamiento por absorción el refrigerante se encuentra en estado de líquido subenfriado y a una temperatura menor antes de su estrangulamiento hasta la presión del evaporador con respecto a la del refrigerante en estado líquido saturado que proviene del condensador en el ciclo de enfriamiento por absorción convencional, cuya temperatura normalmente es cercana a 40°C para garantizar la operación del sistema en días con alta temperatura ambiente.

En caso de comparar el $\text{COP}_{\text{global}}$ que considera la producción simultánea de agua y enfriamiento contra el COP de un sistema de enfriamiento por absorción convencional el incremento es de 101.19%. Debido a que el COP de enfriamiento mejora al abrir el ciclo de absorción y además se produce otro servicio sin incrementar la cantidad de calor adicionado en el generador. Aunque el $\text{COP}_{\text{global}}$ continúa presentando valores por debajo del COP de enfriamiento de los sistemas de enfriamiento por compresión mecánica de vapor (que son el principal competidor de esta tecnología) los sistemas de enfriamiento y desalinización por absorción tienen la posibilidad de producir agua sin la necesidad de hibridarse con otra tecnología, lo cual puede incrementar su implementación.

La Tabla 6 muestra que el sistema ABCD propuesto presenta un COP igual o mayor al de todos los sistemas reportados en el estado de la técnica a pesar de que la mayoría se encuentran hibridados con alguna tecnología de desalinización. El sistema híbrido de un ciclo abierto de desalinización por absorción, un sistema de desalinización por evaporación súbita y un sistema de enfriamiento por efecto condensación reportado por López-Zavala et al., (2019) presenta un COP 12% mayor, sin embargo, su RR es 90% menor.

Tabla 6. Comparación entre sistemas de enfriamiento y/o desalinización por absorción.

Autor	RR	COP	TEC	ENFRÍA	DESALA
Riffat (2015)	0.25	1.04	ABD	-	X
N. Demesa (2015)	0.14	0.53	ABHT+SED	-	X
Lopez- Zavala (2019)	0.08	0.86	ABCD+EJC+FDS	X	X
Shaaban (2020)	0.02	0.77	ABCD	X	X
Harby (2021)	0.65	0.77	RO+ABCD	X	X
Li et al (2025)	-	0.45	DSABCD	X	X
PROPIO	0.87	0.77	ABCD	X	X

El sistema de ciclo abierto de desalinización por absorción reportado por Riffat (1995) presenta un COP 35% mayor, sin embargo, esto se debe a que su sistema opera con una presión elevada en el evaporador ($T_{eva}=20\text{ °C}$), lo cual beneficia la desalinización, pero sacrifica el enfriamiento. El sistema ABCD bajo estudio presenta un efecto similar sobre el COP, al incrementar la presión del evaporador y absorbedor de 0.75 kPa ($T_{sat}\approx 3\text{ °C}$) a 1.45 kPa ($T_{sat}\approx 12.5\text{ °C}$), el COP incrementa de 0.77 a 0.84 (9%).

CAPÍTULO 4

EVALUACIÓN ECONÓMICA DE LA PROPUESTA TECNOLÓGICA

Se describe el caso de estudio; Puertecitos, Baja California, México, una comunidad remota costera con clima cálido que se encuentra en la costa del Golfo de California. La escuela primaria de la comunidad cuenta con un sistema de enfriamiento por absorción activado por energía solar térmica. Para la evaluación económica de la propuesta tecnológica se considerará su adquisición, instalación y operación anual en la escuela primaria de Puertecitos bajo las condiciones del sistema de enfriamiento por absorción actual, comparado contra la adquisición, instalación y operación anual de un sistema de enfriamiento por compresión mecánica de vapor tipo chiller. Se presenta la validación de la simulación térmica de las aulas de la escuela de Puertecitos.

4.1 Descripción del caso de estudio: Puertecitos, BC, México

Puertecitos, Ensenada, Baja California, México (30°21'19.7" N y 114°38'26.3" O) se encuentra en la costa del Golfo de California. Durante los meses de verano, la temperatura ambiente de la comunidad supera los 40 °C (Aguilar-Jiménez et al., 2020), lo que hace evidente la necesidad de aire acondicionado en los edificios. Según la clasificación de Köppen modificada por García, (2004) para adaptarla a las condiciones de México, Puertecitos tiene un clima desértico.

4.1.1 Disponibilidad de agua a nivel local

La disponibilidad de agua en el poblado Puertecitos está directamente relacionada con la disponibilidad y la calidad del agua del acuífero Matomí-Puertecitos, definido con la clave 0238 en el Sistema de Información Geográfica para el Manejo del Agua Subterránea (SIGMAS) de la CONAGUA, cuenta con un área de 1,259 km², se localiza en el sureste del estado de Baja California y está delimitado por las coordenadas geográficas 115° 00' 49.4", 114° 39' 9.8" longitud Oeste y 30° 43' 33.1", 30° 17' 14.6" de latitud norte.

De acuerdo con la Ley Federal de Derechos en Materia de Agua 2015, el acuífero se clasifica como zona de disponibilidad 4. El uso principal del agua subterránea es el doméstico. Dentro de su territorio no existe distrito o unidad de riego alguna ni se ha constituido a la fecha el Comité Técnico de Aguas Subterráneas (COTAS). El acuífero se divide en 3 áreas de explotación (AE1, AE2, AE3). La Figura 30 muestra la AE3, la cual es el área de explotación dentro de la cual se encuentra el Poblado de Puertecitos, Baja California, México.

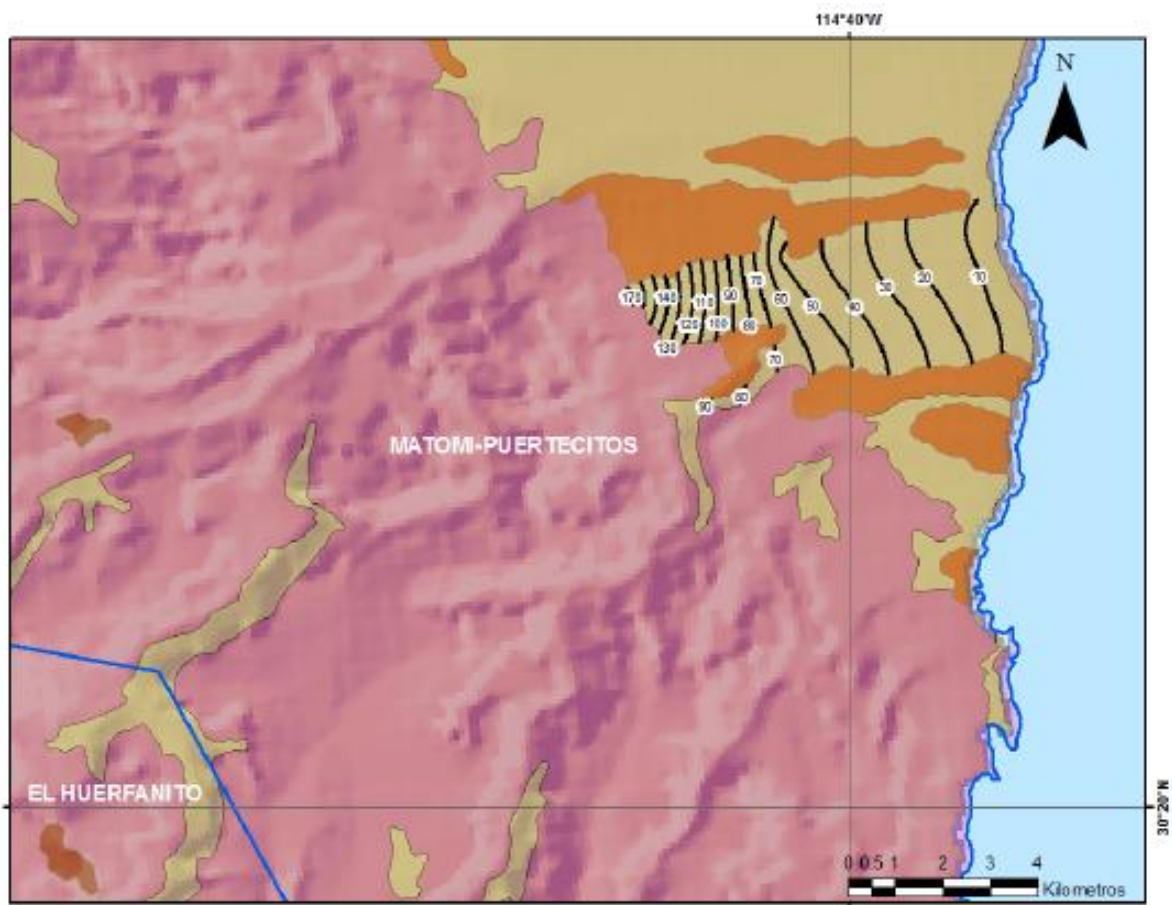


Figura 30. Profundidades del nivel estático en el AE3. (CONAGUA, 2020)

En 2008 CONAGUA realizó mediciones de parámetros físico-químicos en los aprovechamientos localizados dentro del acuífero, esto tomando en cuenta la zona de recarga, media y en el área de descarga, tomando un conductímetro para el análisis. Reportando una conductividad eléctrica de entre 2610 a 5420 $\mu\text{S}/\text{cm}$, lo que indica que al agua es salobre con un pH de entre 6.15 y 6.55. El aprovechamiento CNA-MP13,

localizado en el área de explotación 3 se presenta un valor en cuanto a Conductividad Eléctrica se refiere superior a los 19000 $\mu\text{S}/\text{cm}$, este valor se debe principalmente a que en la zona existen puntos con hidro termalismo (Arango-Galván et al., 2015), considerando así que existen depósitos locales de azufre por donde circula el agua dándole una mala calidad.

Para el pozo PBCEM-1 en el Ejido Matomí (cercano a Puertecitos) se obtuvieron los siguientes resultados: Nivel estático del manto freático = 34.87 m, el gasto máximo = 0.3 lps, y el Nivel Dinámico = 38.26 m, con una profundidad total del pozo de 99 m. Así como valores de conductividad eléctrica con 2,300 Micromhos/cm, que en partes por millón equivalen a aproximadamente 1,500 ppm de solidos totales disueltos, la temperatura del agua es de 25 °C y pH de 8.0.

4.1.2 Sistema de Aire Acondicionado Termosolar de la Escuela de Puertecitos

La escuela de Puertecitos cuenta con un sistema de enfriamiento por absorción solar (LiBr-H₂O) con una capacidad de 35 kW que se utiliza para climatizar sus cuatro aulas. Este sistema funciona de lunes a viernes, de 7:00 a 15:00 horas, durante la temporada escolar cálida (mayo-octubre), manteniendo una temperatura interior media de 25 °C en las aulas (Aguilar-Jiménez et al., 2020).

La Figura 31 muestra los tres subsistemas que componen el sistema de enfriamiento termosolar. El subsistema de captación y almacenamiento de energía solar (SCAES) está compuesto por un colector solar de tubos evacuados de 110 m² y un tanque de almacenamiento térmico de 12 m³, con 0.025 m de aislamiento de fibra de vidrio (Figura 31a). El subsistema de agua de refrigeración cuenta con un depósito para almacenar 1 m³ de agua que se utiliza para reemplazar el agua evaporada en la torre de enfriamiento de tiro inducido con una capacidad de 80 kW que rechaza el calor residual del proceso (Figura 27b). El subsistema de agua refrigerada cuenta con un tanque de amortiguamiento con 1 m³ de almacenamiento que recibe el agua fría procedente del chiller modelo RXZ-35 de la marca LUCY New Energy. El agua fría almacenada se distribuye utilizando una bomba con tanque hidroneumático hacia las cuatro unidades

manejadoras de aire ubicadas en las aulas con capacidad de 8.75 kW (2.5 ton_{ref}) cada una.



Figura 31. Sistema de enfriamiento solar en la escuela primaria de Puertecitos, BC, Mex.

Durante los fines de semana, el Subsistema de Captación y Almacenamiento de Energía Solar (SCAES), que se muestra en la Figura 31a), funciona con el fin de aumentar y mantener la temperatura del agua en el tanque de almacenamiento de energía térmica, y garantizar el arranque y el funcionamiento semanal del sistema de refrigeración solar. La dinámica de funcionamiento consiste en aumentar la temperatura del agua por encima de la temperatura nominal de activación del enfriador ($\approx 85\text{ }^{\circ}\text{C}$), para lo cual se utiliza un conjunto de colectores solares de tubos de vacío (5 series de 5 colectores con 110 m^2). El agua caliente se almacena en un tanque de 12 m^3 (Ríos-Arriola et al., 2024).

La propuesta tecnológica está basada en el ciclo de enfriamiento por absorción de simple efecto y es en su mayoría similar a él, con la única diferencia de que el evaporador del sistema debe ser de un material resistente a la corrosión provocada por el agua de mar y su salmuera. El sistema de enfriamiento y desalinización por absorción propuesto ($P_{\text{GEN-CON}}=7.4$ kPa, $P_{\text{EVA-ABS}}=0.75$ kPa, $\dot{m}_{\text{ref}}=0.0165$ kg/s y $\dot{m}_{\text{sol}}=0.1725$ kg/s) tiene una capacidad nominal de enfriamiento de 35 kW, al igual que el sistema de enfriamiento por absorción de la escuela de Puertecitos. Por tal motivo, se consideró que la propuesta tecnológica será implementada en la escuela de Puertecitos activada por el sistema de captación y almacenamiento de energía solar actual y satisfaciendo la carga térmica de las aulas de la escuela.

4.1.3 Condiciones meteorológicas

La variación de las condiciones meteorológicas en una localidad define el comportamiento de la carga térmica de sus edificaciones, así como los límites en el desempeño de diferentes componentes de un sistema de A/C. A su vez, intervienen directamente en la perturbación del perfil de temperatura del subsuelo a profundidades someras. Por tal motivo, es importante contar con una caracterización meteorológica en las etapas iniciales de proyectos relacionados con la climatización de espacios, y en mayor medida cuando existe integración de energías renovables.

La Figura 32 muestra el equipo utilizado para el registro de temperatura ambiente, radiación solar, humedad relativa y velocidad de viento durante el año 2021 en el poblado Puertecitos. La estación meteorológica es modelo Davis Vantage Pro y está ubicada en la azotea de la Microred sustentable de servicios energéticos comunitarios del Poblado Puertecitos ($30^{\circ}21'19.7''$ N y $114^{\circ}38'26.3''$ O) la descarga de datos se realizó con el software WeatherLink. Los datos medidos fueron utilizados directamente para la simulación en TRNSYS. Por medio del software Meteonorm (METEONORM, 2014) con su opción de importar datos, se generó un archivo climático formato EPW.



Figura 32. Estación meteorológica modelo Davis Vantage Pro.

La temperatura promedio anual en Puertecitos fue de 24.69 °C durante el año 2021. La Figura 33 muestra que los valores máximos de temperatura ambiente ($\approx 43.3^{\circ}\text{C}$) ocurren durante el mes de julio, sin embargo, los promedios mensuales de temperatura ambiente alcanzan sus valores máximos durante el mes de agosto ($\approx 32.4^{\circ}\text{C}$). Las temperaturas mínimas ($\approx 10.6^{\circ}\text{C}$) y los promedios mensuales mínimos coinciden en el mes de enero.

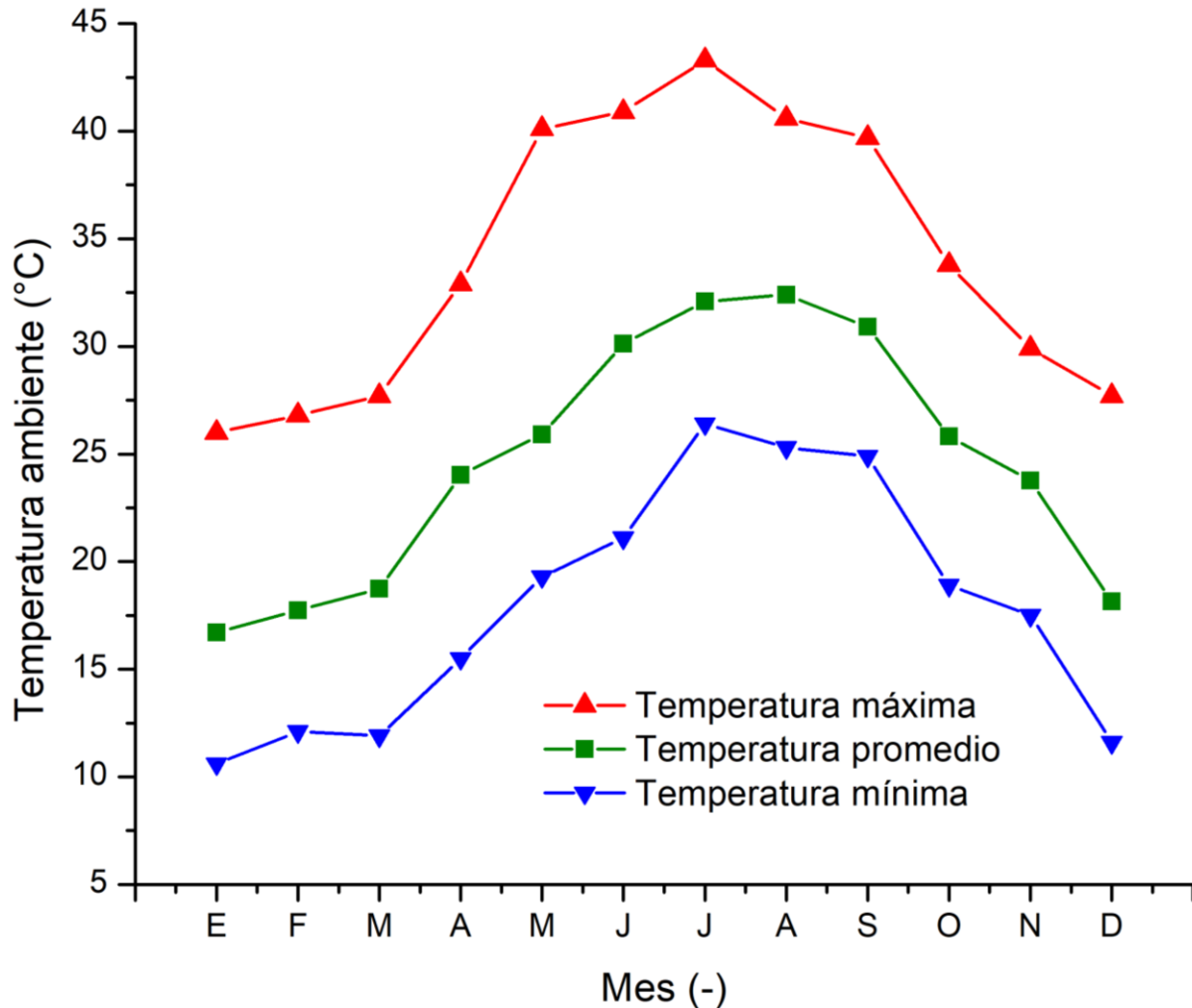


Figura 33. Variación promedio mensual de la temperatura ambiente en Puertecitos.

La humedad relativa es una variable de vital interés para predecir el desempeño de la torre de enfriamiento tipo indirecta encargada de disipar el calor residual del ciclo. El promedio anual en Puertecitos fue de 46.6% durante el año 2021. La Figura 34 muestra que los valores máximos de humedad relativa ($\approx 92\%$) ocurren durante el mes de enero, sin embargo, los promedios mensuales de humedad relativa alcanzan sus valores máximos durante el mes de julio ($\approx 57\%$). Los valores mínimos de humedad relativa ($\approx 5\%$) ocurren durante los meses de abril, mayo y junio, cabe mencionar que durante el transcurso de estos meses la radiación solar alcanza sus valores máximos (Figura 35), por lo tanto, la disminución de humedad relativa pudiera atribuirse a los incrementos de temperatura de bulbo seco provocados por la radiación solar.

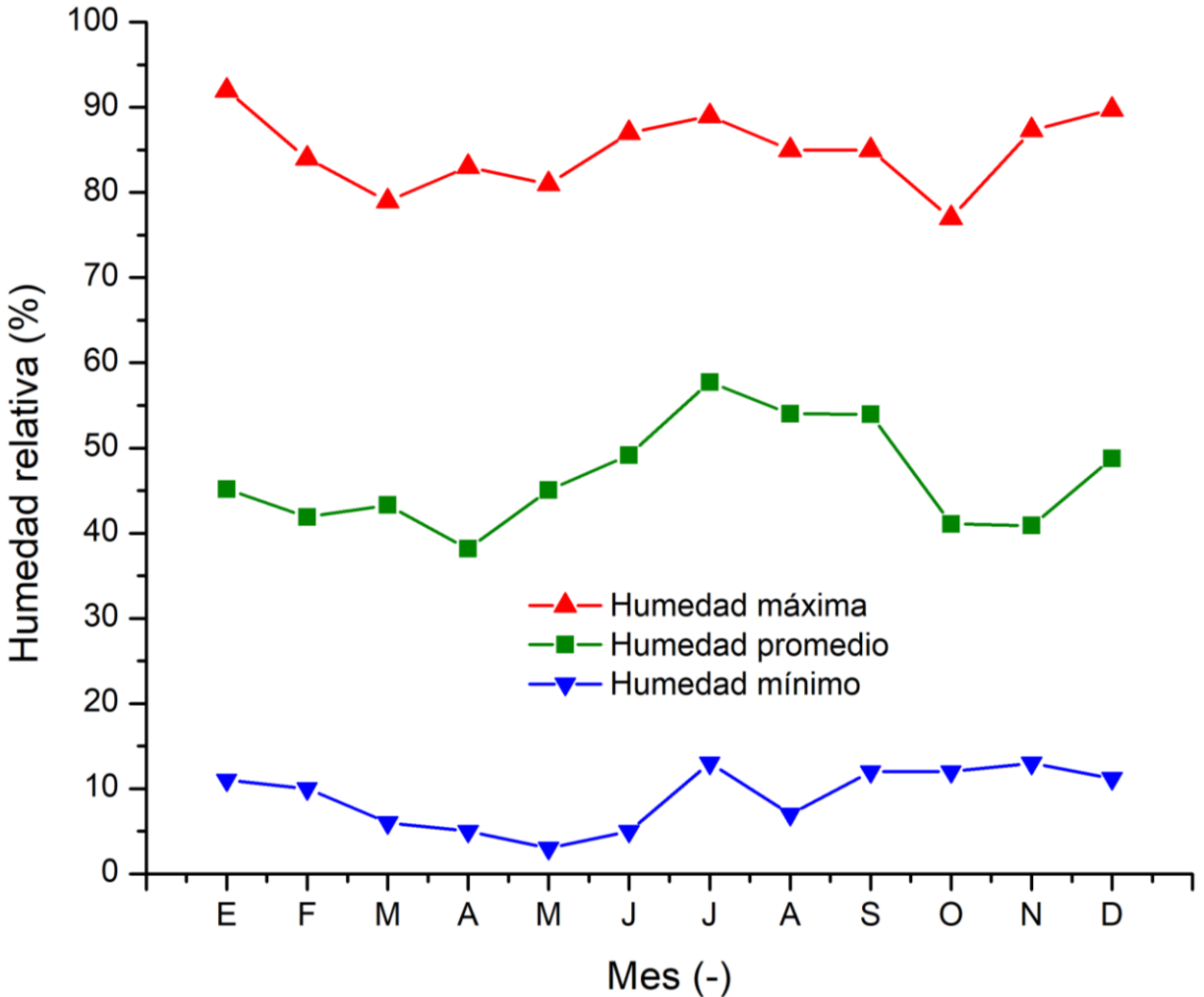


Figura 34. Variación promedio mensual de la humedad relativa en Puertecitos.

La radiación solar es de especial interés para el estudio operativo anual del sistema ABCD debido a que es la fuente de energía primaria para la activación, además también es la principal contribuyente a la carga térmica de la edificación a climatizar. La Figura 35 muestra la variación promedio mensual de la radiación solar en Puertecitos, sus valores máximos ($\approx 1,100 \text{ W/m}^2$) ocurren durante el mes de mayo, seguido por el mes de junio donde ocurre el solsticio de verano (por la latitud en la que se encuentra Puertecitos), durante estos meses el sol incide con mayor intensidad y durante mayor periodo de tiempo, las horas con sol pueden presentar duraciones de 14 h por día. Los valores máximos descienden a ($\approx 600 \text{ W/m}^2$) ocurren durante el mes de diciembre cuando ocurre el solsticio de invierno y la radiación incide con menor intensidad durante un menor tiempo. En los meses de invierno enero y noviembre las máximas de radiación presentan

valores de aproximadamente 650 W/m^2 y a partir de febrero las máximas exceden los 800 W/m^2 . Los promedios mensuales de radiación solar presentan valores mayores a 500 W/m^2 , durante los meses de abril, mayo y junio. Los meses de julio, agosto y septiembre los promedios mensuales descienden hasta 450 W/m^2 y las máximas a 950 W/m^2 .

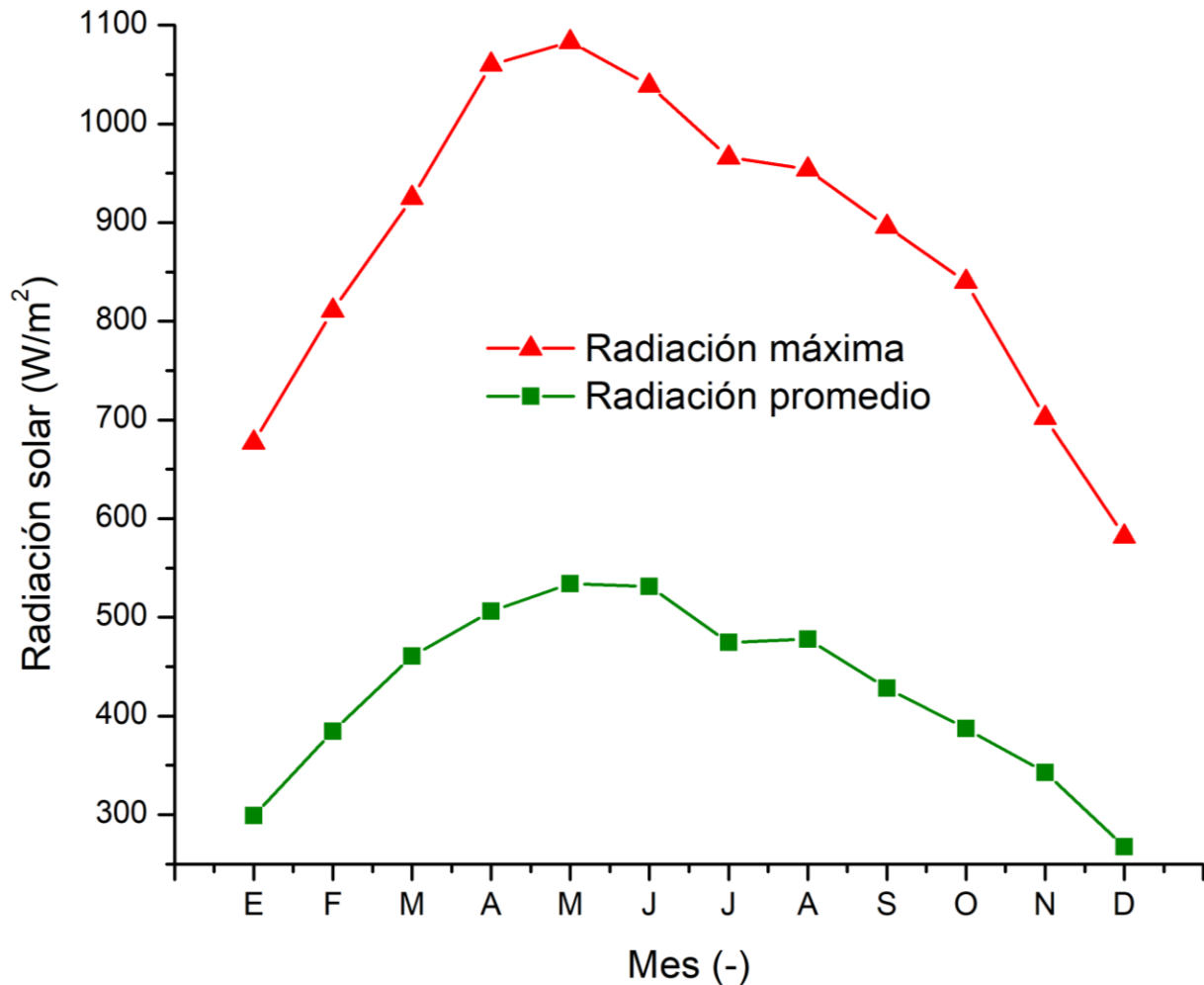


Figura 35. Variación promedio mensual de la radiación solar en Puertecitos.

La velocidad de viento es otra variable de entrada sensible para la operación del sistema debido a que influye directamente en las pérdidas de calor por convección que presenta el termotanque durante todo el día, pero en especial durante las horas sin radiación solar donde la temperatura del ambiente disminuye significativamente incrementando el gradiente de temperatura establecido con respecto al agua almacenada dentro del termotanque lo cual incrementa el flujo de calor al ambiente. El coeficiente convectivo

del aire en contacto con el tanque se estimó para cada paso de tiempo en función de la velocidad y la temperatura del aire ambiente.

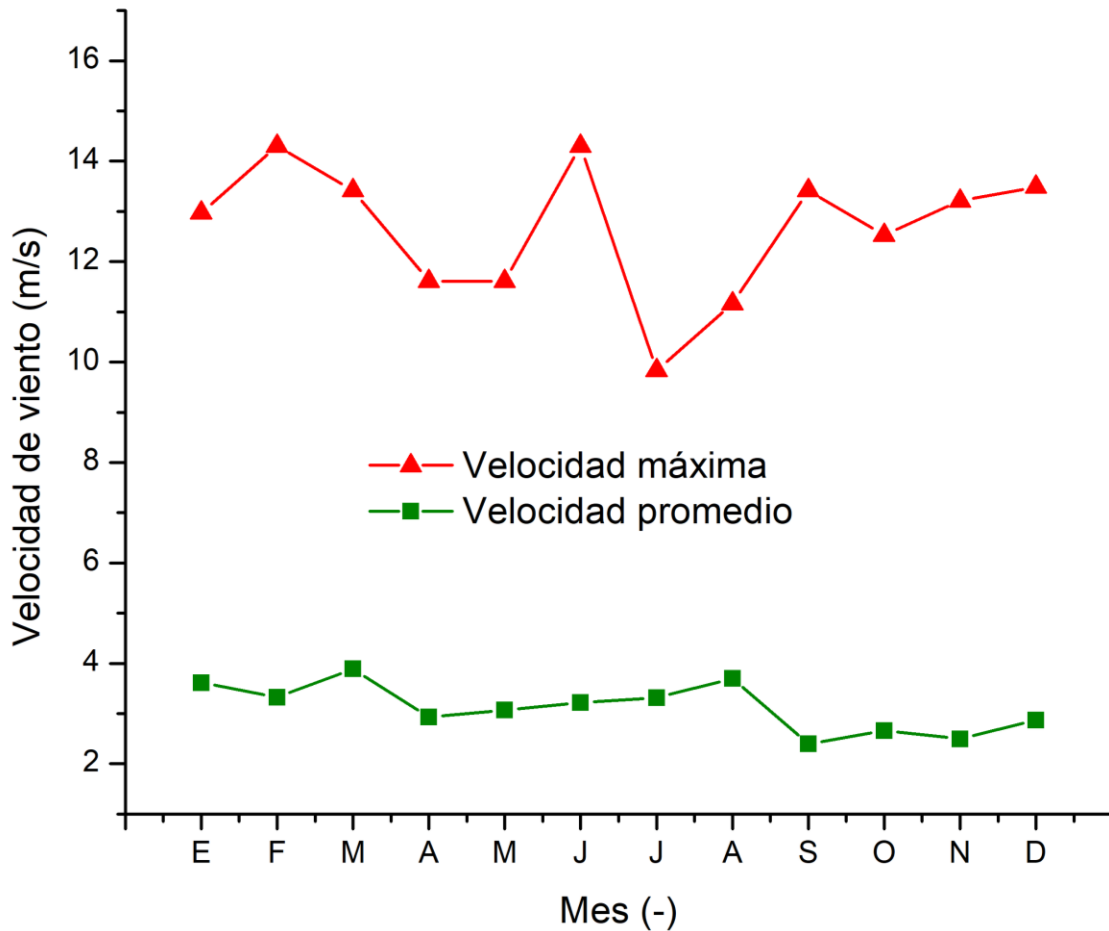


Figura 36. Variación promedio mensual de la velocidad de viento en Puertecitos.

La Figura 36 demuestra que la influencia del viento en los procesos térmicos relacionados con el sistema ABCD es significativa debido a los valores máximos que puede alcanzar durante la mayor parte del año, los cuales superan los 10 m/s todo el año. Por su parte el promedio mensual se mantiene cercano a 3 m/s todo el año.

4.1.4 Condiciones del mar

En esta sección se presenta de manera resumida, la variación de las condiciones del Golfo de California, México (mar contiguo a Puertecitos), basados en información reportada en la bibliografía, generada a partir de mediciones experimentales (Castro et al., 1994; Ripa & Marinone, 1989).

La temperatura promedio anual de la superficie ($z=0$ m) en el mar de Cortez es de 23.45 °C según lo reportado por Castro (1994). La Figura 37 muestra que los valores máximos de temperatura del mar de Cortez (≈ 30.7 °C) ocurren durante el mes de agosto, sin embargo. Las temperaturas mínimas (≈ 16.5 °C) ocurren durante el mes de enero.

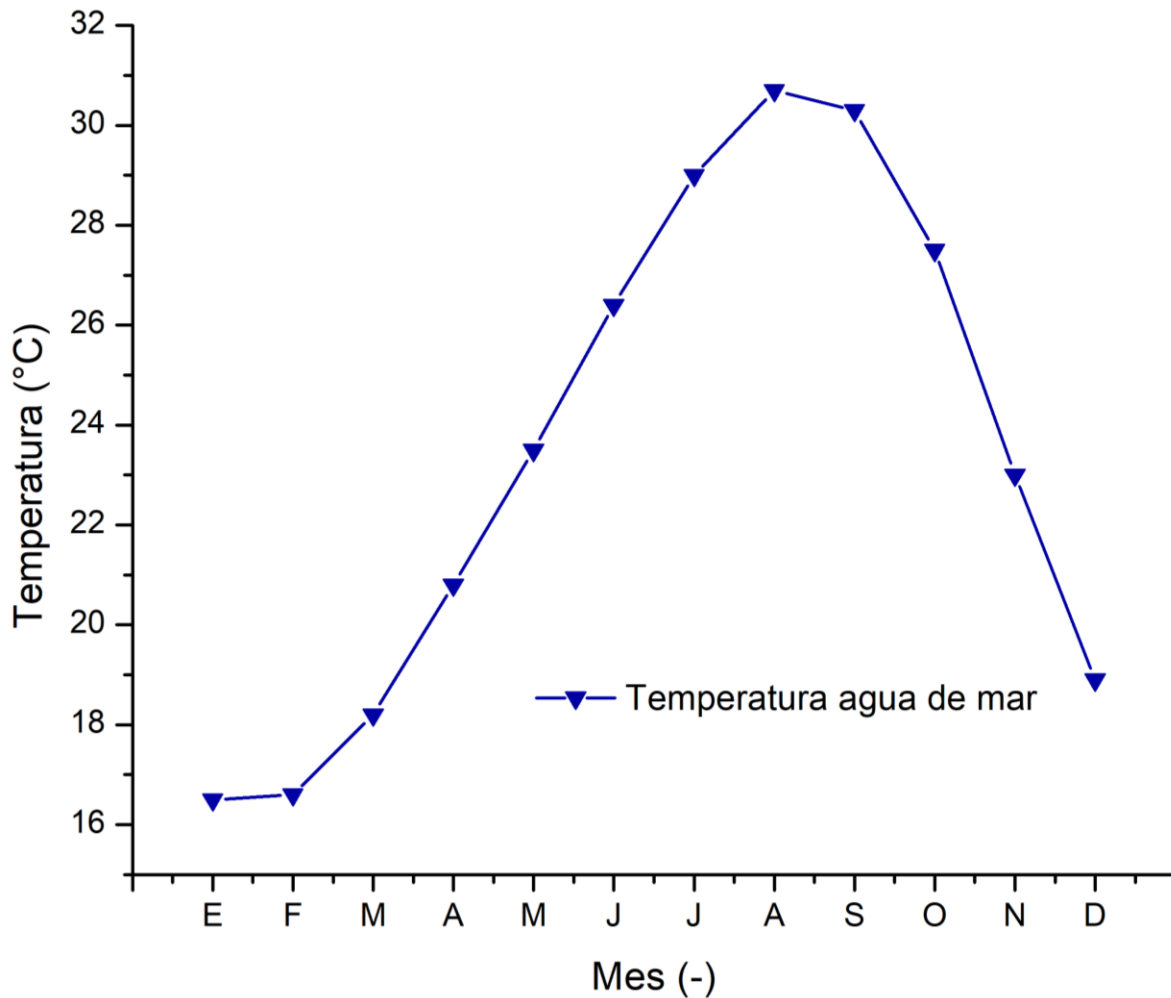


Figura 37. Variación promedio mensual de temperatura del agua de mar en superficie Castro (1994).

Los valores reportados en la Figura 38 coinciden con lo reportado por Ripa y Marinone (1988) en la Figura 37. La curva que representa la temperatura de la superficie (0 m) muestra que los valores máximos suceden durante el mes de agosto y alcanzan valores de $\approx 32^\circ\text{C}$, mientras que la temperatura mínima ($\approx 17^\circ\text{C}$) ocurre durante el mes de enero.

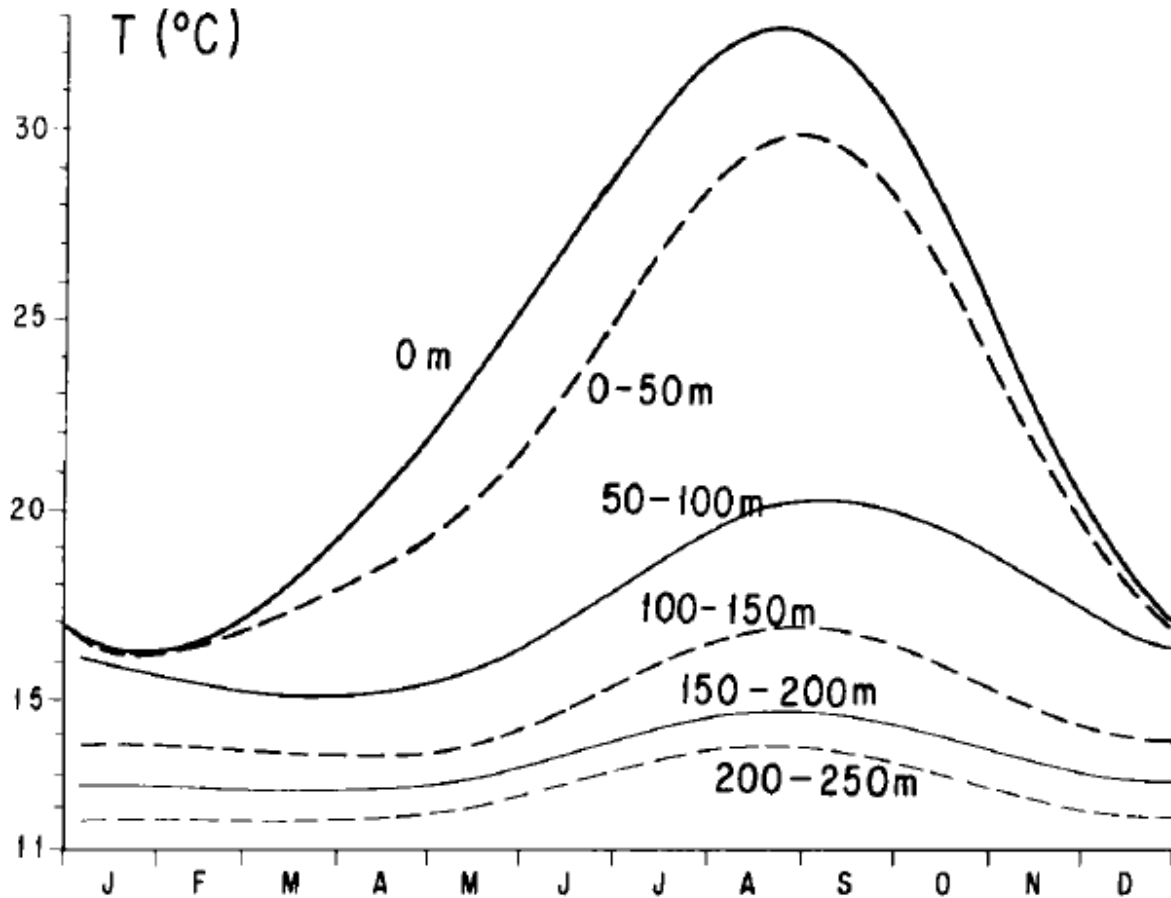


Figura 38. Variación mensual de la temperatura del mar de Cortez a diferentes profundidades Ripa y Marinone (1988).

La Figura 39 muestra que los valores máximos de salinidad del mar de Cortez (≈ 35.5 PSU) ocurren durante los meses de noviembre, diciembre y enero. Sin embargo, a las profundidades comprendidas entre los (0-50 m) existe un incremento considerable en los niveles de salinidad durante los meses de mayo y junio, esto puede atribuirse a los considerables incrementos en la radiación solar que ocurren durante dichos meses. Los valores mínimos (≈ 34.9 PSU) ocurren durante los meses de agosto y septiembre para las profundidades comprendidas entre los 0 y 100 m Ripa y Marinone (1988). De manera

resumida, según lo reportado por Ripa y Marinone (1988) los niveles de salinidad disminuyen desde 35.25 PSU a 0 m hasta 34.85 PSU hasta 250 m.

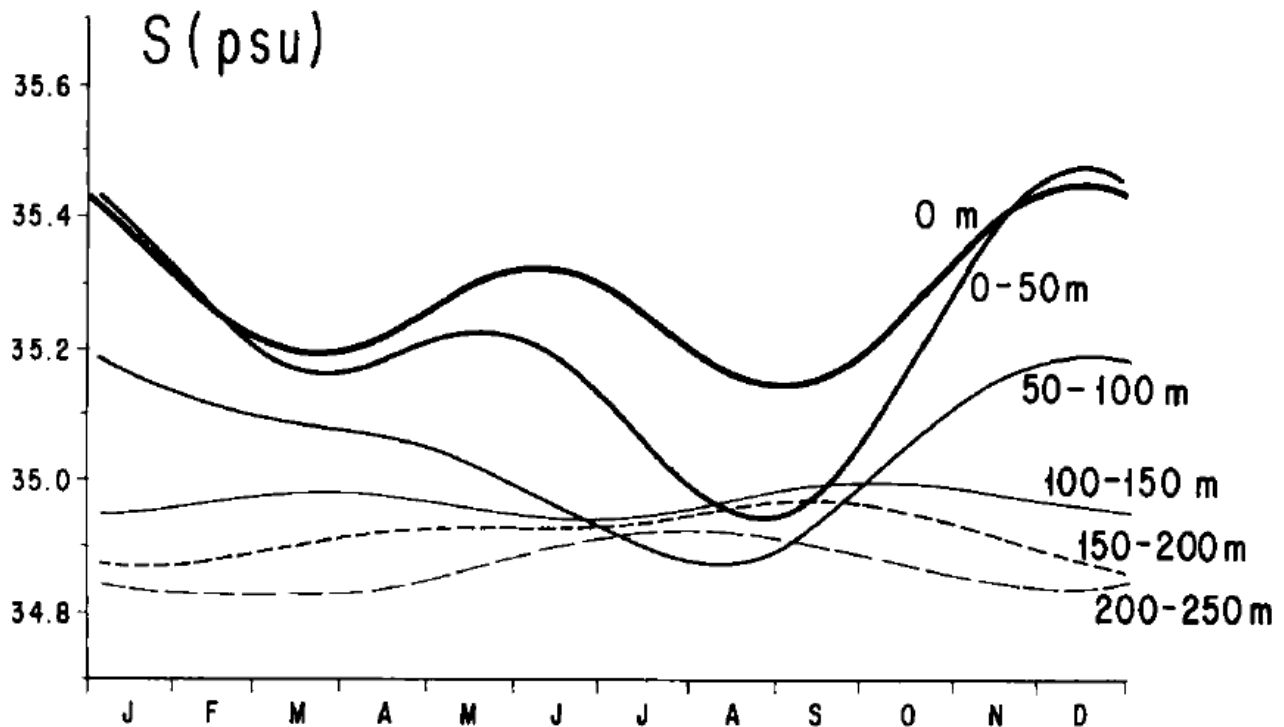


Figura 39. Variación mensual de salinidad a diferentes profundidades en el mar de Cortez Ripa y Marinone (1988).

4.1.5 Análisis de la edificación

La carga térmica, humedad relativa y temperatura interior de una edificación son sin duda las variables con mayor importancia en el ámbito de la climatización. La carga térmica está directamente relacionada con la temperatura del aire interior que desea mantenerse en la edificación. Por otra parte, la humedad relativa y temperatura dependen de las ganancias térmicas exteriores e interiores. Para realizar la simulación térmica de la edificación estudiadas en este trabajo, se utilizó una extensión del software TRNSYS llamada TRNSYS-3D desarrollada por el Laboratorio Nacional de Energías Renovables (NREL, por sus siglas en inglés) para el Departamento de Energía (DOE, por sus siglas en inglés) de EUA. Esta extensión permite vincular el software SketchUp con TRNSYS (Ríos Arriola, 2021).

Las aulas de la escuela de Puertecitos no tienen una distribución uniforme; tres de ellas están contiguas en un solo edificio, separadas por paredes y cuentan con un tejabán de sombreado con orientación hacia el sur (Figura 40b). Por su parte, el aula de preescolar es independiente (Figura 40a) y su techo abarca más que el área del aula por lo tanto cuenta con longitud excedente que sombrea el aula a distintas horas del día.



Figura 40. Aulas de la escuela de Puertecitos.

En países subdesarrollados, como México, la mayoría de los edificios ubicados en comunidades remotas sin conexión a la red eléctrica se construyen con materiales baratos que a menudo carecen del rendimiento térmico adecuado, lo que aumenta la amplitud de variación y valores máximos (picos) de la carga térmica, un hecho que debe tenerse en cuenta al diseñar y/o implementar cualquier sistema de aire acondicionado. La Tabla 7 muestra las características de los materiales especificados para simular las aulas en el módulo 56.

Tabla 7. Características constitutivas de las aulas de la primaria de Puertecitos.

	Capas	Espesor (m)	Conductividad k (W/m°C)	Densidad ρ (kg/m³)	Calor esp C_p (kJ/kg°C)
Pared exterior	Bloque	0.2	1.64	2011	0.91
	Emplaste	0.01	1	1918	0.795
Pared adyacente	Bloque	0.2	1.64	2011	0.91
	Lozeta	0.02	1.104	2284	0.8
	Emplaste	0.02	1	1918	0.795
Piso	Loza	0.3	1.77	2297	0.921
	Tryplay	0.025	0.1155	544	1.213

La Figura 41 muestra una vista en planta de la escuela de Puertecitos con la orientación y las dimensiones. El techo de las aulas es de tipo a dos aguas, el valor h_{max} representa la distancia de la sección más alta desde el suelo situada en el punto medio del lado ancho de las aulas. Se instaló un sensor de temperatura/humedad relativa HOBO-U12 dentro del aula 3 con el fin de registrar su comportamiento térmico durante el año 2020 y replicarlo con la herramienta de simulación térmica de edificios TRNSYS (módulo 56).

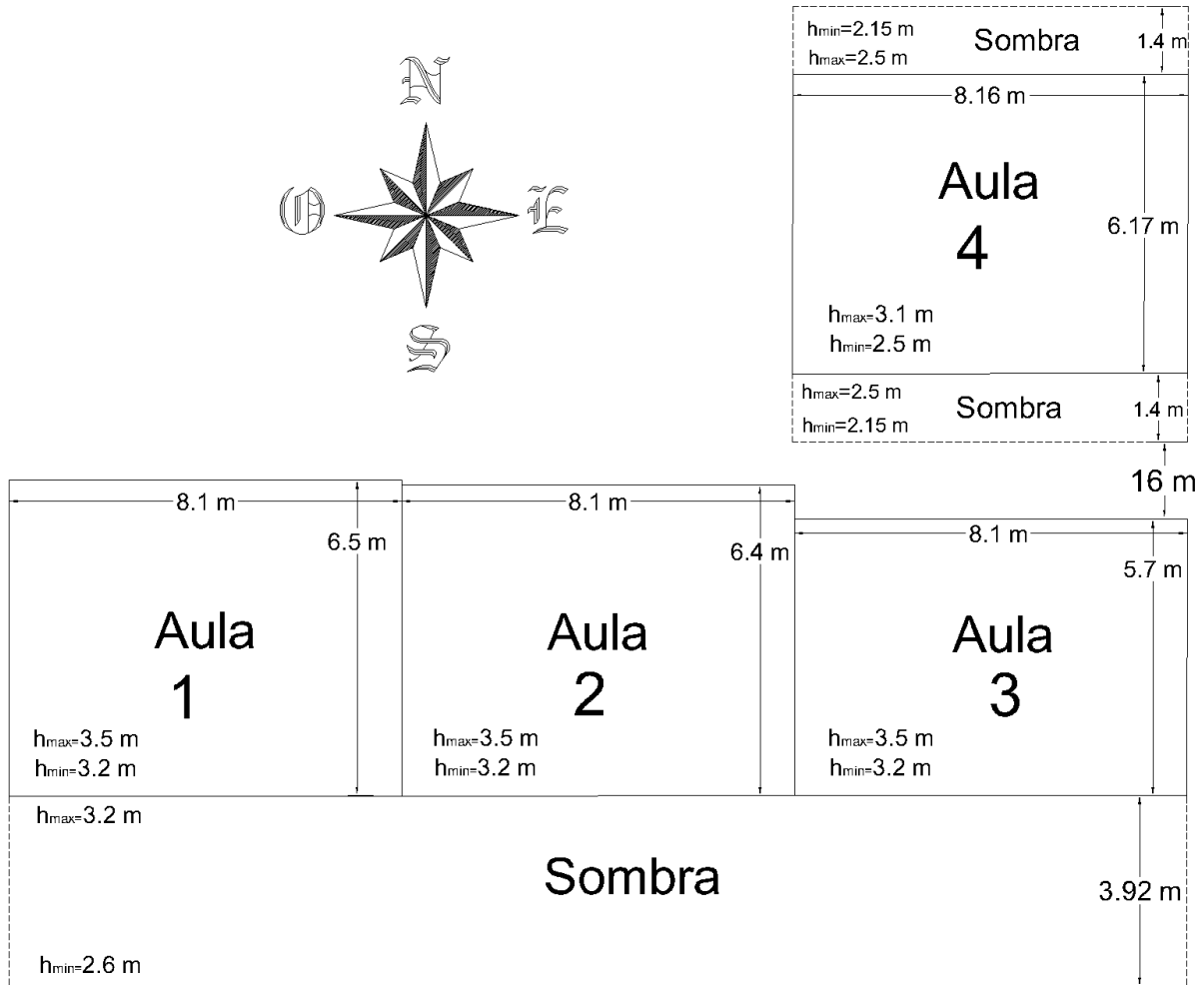


Figura 41. Plano de las aulas de Puertecitos.

La Figura 42 muestra la variación de la temperatura interior en el aula 3 medida experimentalmente y calculada teóricamente con el módulo 56 de TRNSYS durante el período más caluroso del año 2020. La regresión lineal por mínimos cuadrados (R^2) entre la temperatura interior experimental y la teórica es igual a 0.923.

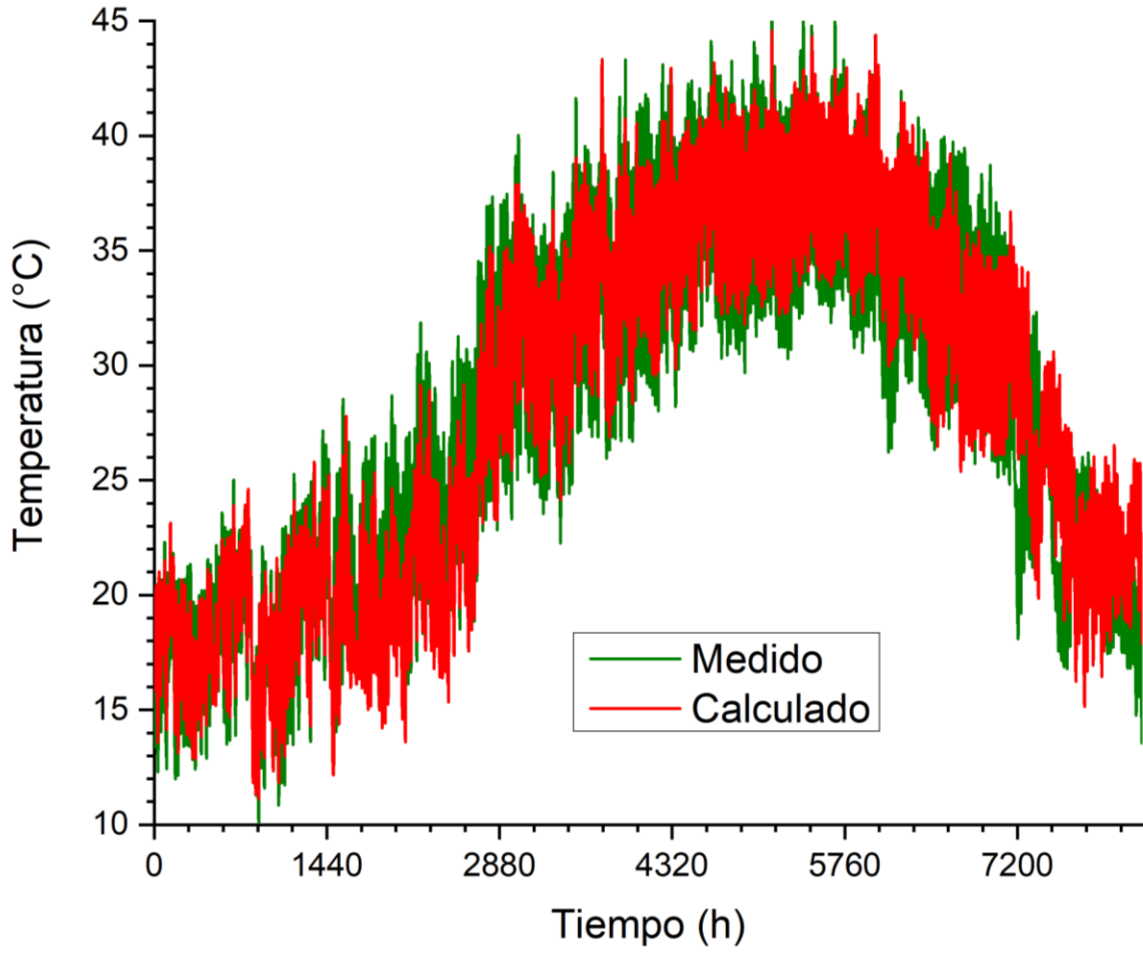


Figura 42. Validación experimental del modelo de la edificación en TRNSYS.

4.2 Estudio operativo del sistema ABCD

El estudio operativo anual considera como caso base las condiciones actuales del sistema de A/C por absorción (35 kW) de la escuela de Puertecitos reportado por Aguilar-Jiménez et al., (2020). El sistema es activado por un subsistema de captación y almacenamiento de energía solar térmica (SCAES) que muestra la Figura 43, cuenta con 110 m² de captación solar conformada por 25 colectores de tubos evacuados con tubo de calor ($\eta_{0a}=0.668$, $a_{1a}=1.496$ W/m²K, $a_{1a}=0.005$ W/m²K²) y un tanque de almacenamiento térmico de 12 m³. La torre de enfriamiento fue modificada para operar de tipo indirecto. La carga térmica de la edificación fue simulada con el Type 56.

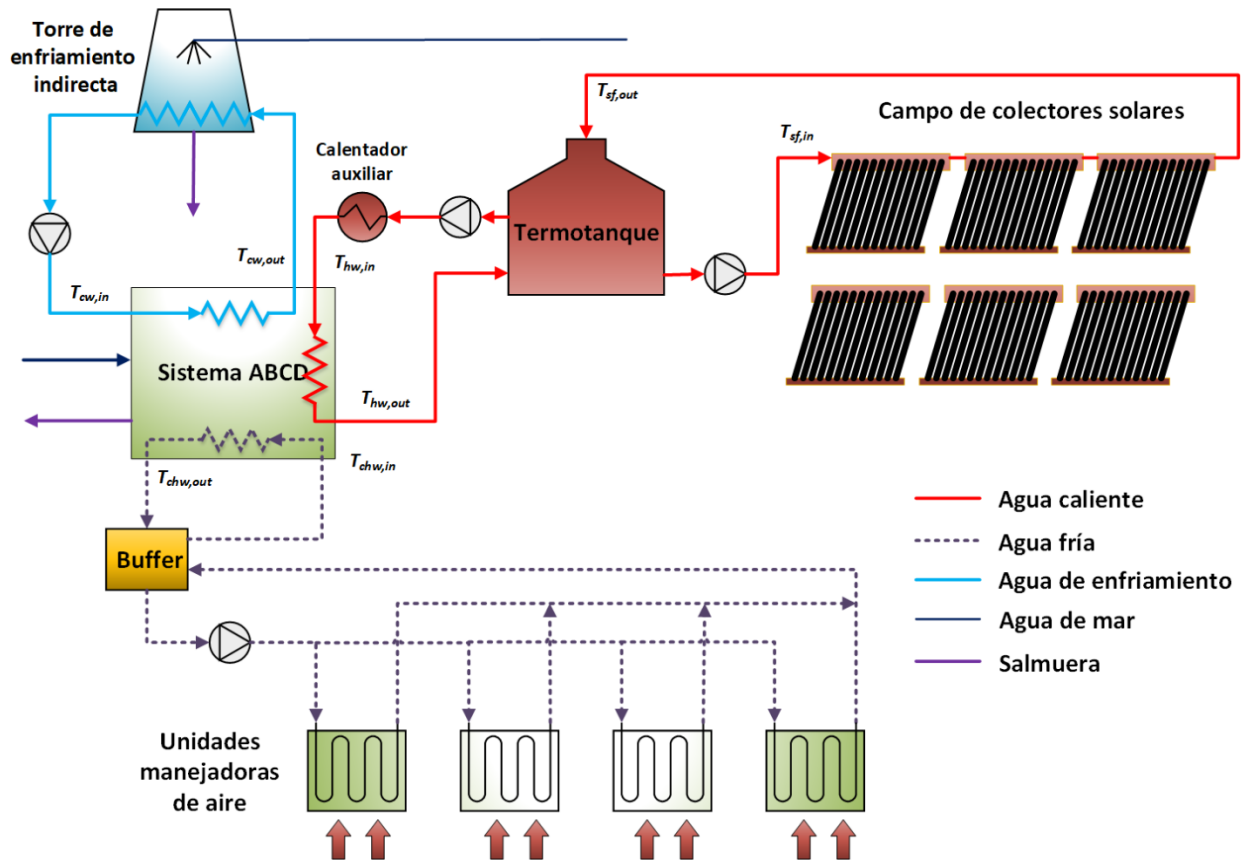
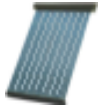









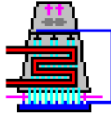

Figura 43. Diagrama del sistema de Aire Acondicionado Termosolar de Puertecitos.

Se realizó un estudio operativo anual de la propuesta tecnológica con la finalidad de cuantificar la producción de agua de un sistema de desalinización y enfriamiento por absorción con capacidad de enfriamiento de 35 kW. El estudio se realizó utilizando el software TRNSYS 17® debido a su capacidad de simular de manera detallada el

desempeño operativo de sistemas energéticos. La Tabla 8 muestra los módulos (modelos) de TRNSYS utilizados para realizar la evaluación operativa anual del sistema ABCD.

Tabla 8. Módulos de TRNSYS utilizados para el estudio operativo del sistema ABCD.

Componente	Módulo de TRNSYS	Descripción
Colector solar de tubos evacuados	 71	Modela el campo de colectores solares.
Tanque de almacenamiento térmico	 534	Modela el tanque de almacenamiento térmico
Procesador de datos climatológicos	 15	Suministra datos meteorológicos como datos de entrada para módulos.
Función de forzamiento dependiente del tiempo	 14	Controla el encendido y apagado del sistema ABCD.
Secuenciador de función de forzamiento dependiente del día	 41	Indica el día de la semana
Bomba	 3	Modela el comportamiento de las bombas.
Sonda de temperatura		Calcula la temperatura del suelo en contacto con el termotanque.

Enfriador por absorción de efecto simple activado con agua caliente		Modela el enfriador por absorción.
Torre de enfriamiento indirecta		Modela la torre de enfriamiento indirecta.
Edificación		Modela el comportamiento térmico de la edificación.

Se consideraron 2 modos de operación para cuantificar la producción anual del sistema de desalinización y enfriamiento por absorción, el primer modo de operación consiste en la aplicación escolar donde el sistema trabaja de 7-15 horas durante el periodo cálido escolar. El segundo modo de operación considera que el sistema opera de 7-15 horas durante los meses donde no se requiere enfriamiento (noviembre-abril) para la producción de agua. En ambos modos de operación el sistema se mantiene apagado durante los periodos vacacionales de julio-agosto y diciembre-enero. La Figura 44 muestra la metodología general utilizada para el estudio operativo del sistema.

Con la finalidad de evaluar el comportamiento operativo anual del sistema de desalinización y enfriamiento por absorción propuesto se utilizó la carga térmica de las aulas de Puertecitos como caso de estudio de edificación a climatizar. Para posteriormente evaluar la factibilidad tecno-económica de la propuesta tecnológica. Las curvas de operación del chiller de enfriamiento por absorción fueron obtenidas de un chiller de enfriamiento por absorción de la marca YAZAKI de 10 tonr.

Los sistemas de enfriamiento centralizados o tipo “chiller” generalmente utilizan torres de enfriamiento para disipar el calor residual, sin embargo, los chiller por absorción disipan una mayor cantidad de calor residual debido a que son activados por energía térmica y esta sustituye la entrada de energía eléctrica. Para el presente caso de estudio se consideró una torre de enfriamiento indirecta para evitar la evaporación del agua del ciclo de absorción, en su lugar se evapora agua de mar y se enfría a la corriente de agua de enfriamiento de forma indirecta, esto representa que debe evaporarse mayor cantidad de agua para alcanzar el mismo nivel de temperatura que en una torre de enfriamiento convencional y además, el agua de enfriamiento no puede enfriarse hasta la temperatura de bulbo húmedo (límite en una torre de enfriamiento convencional), esto merma la capacidad de disipar calor en la torre de enfriamiento principalmente en meses con altos niveles de temperatura de bulbo húmedo como julio y agosto.

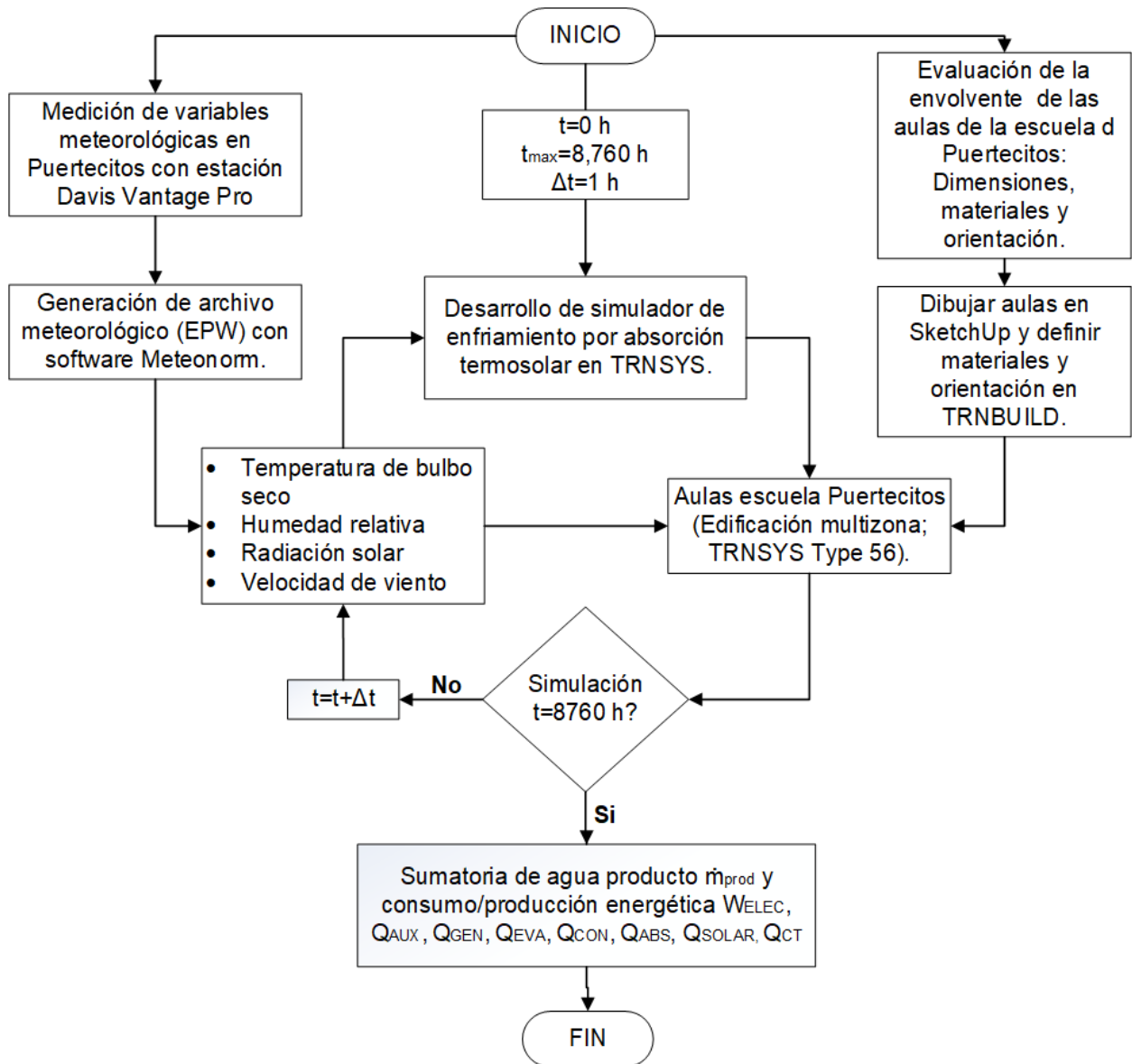


Figura 44. Diagrama de flujo con metodología para estudio operativo.

El consumo de energía eléctrica del sistema se debe a una bomba de 3 HP para circular el agua caliente dentro del SCAES, un consumo de 3.5 HP entre el ventilador y las bombas para circular agua de enfriamiento por la torre de enfriamiento, el agua fría se distribuye en un circuito cerrado por medio de una bomba con tanque hidroneumático por lo cual su consumo se consideró despreciable.

En la siguiente sección se presentan los resultados de los dos modos de operación en términos de la cantidad de agua producto mensual, la capacidad de enfriamiento y el calor útil del SCAES, también se muestra el comportamiento de la temperatura de bulbo

húmedo debido a que es la principal limitante para el rechazo de calor residual en el ciclo. El tiempo de evaluación del estudio operativo es de mayo a octubre (2880-7296 h).

4.2.1 Operación durante temporada cálida horario escolar (7-15h)

Las Figuras 45 y 46 muestran la producción semanal de agua del sistema de desalinización y enfriamiento por absorción operando en un horario escolar durante las 2 semanas con mayor carga térmica del periodo cálido, las cuales son la última semana antes de salir al periodo vacacional (4321-4488 h) y la primera semana al regresar de clases. Durante la primera semana de julio (4321-4488 h), el sistema es capaz de producir 1,320 lts de agua manteniendo la temperatura del termotanque por encima de 96 °C, la temperatura del termotanque disminuye principalmente por pérdidas durante la noche, pero en el día su temperatura incrementa hasta los 100 °C. Esto se debe a que la radiación solar alcanza valores cercanos a 1000 W/m², durante las horas pico de sol. Además, la temperatura de bulbo húmedo se encuentra por debajo de 24 °C durante toda la semana lo cual mantiene temperaturas bajas en el agua de enfriamiento.

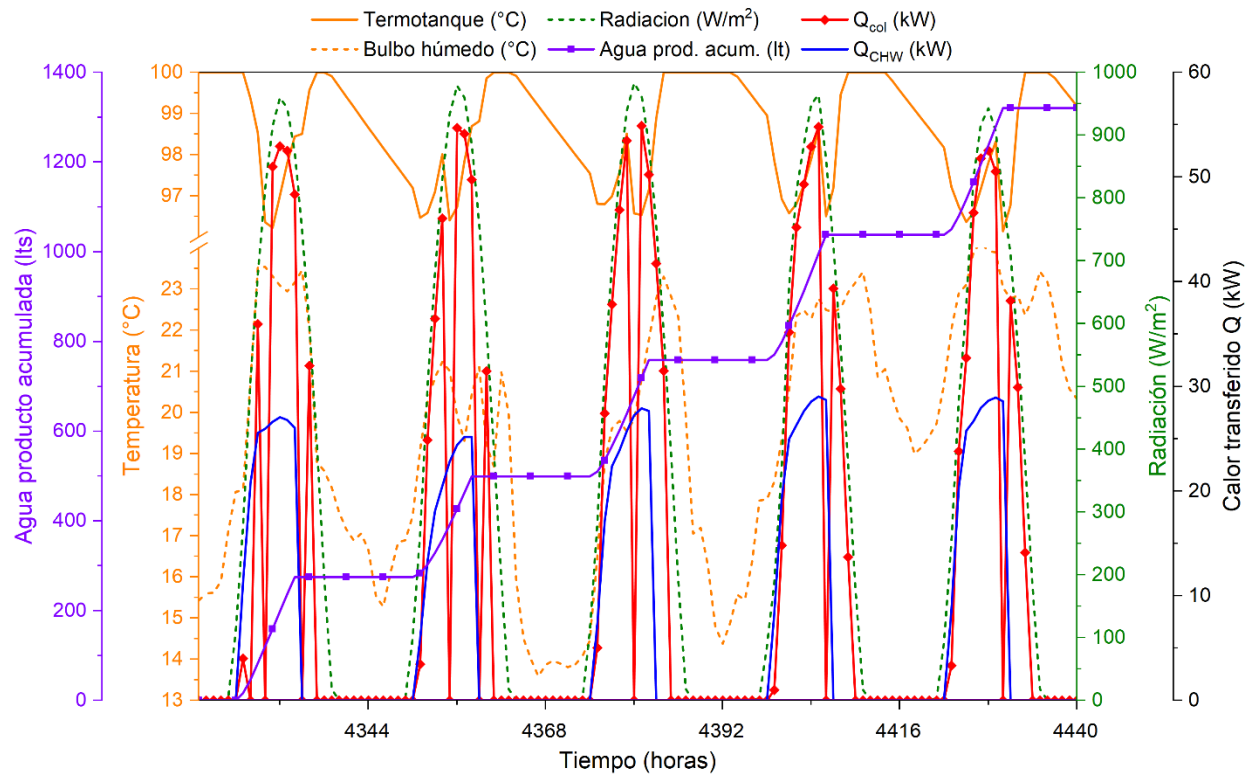


Figura 45. Producción semanal de agua del sistema ABDC durante la primera semana de julio.

La Figura 46 muestra que el sistema de desalinización y enfriamiento por absorción operando en un horario escolar es capaz de producir 1455 lts de agua durante la primera semana de regreso a clases en agosto. Sin embargo, la temperatura del termotanque disminuye hasta 71 °C durante el día viernes, como consecuencia de la operación semanal. La bomba de los colectores solares se mantiene operando durante todas las horas de sol para buscar elevar la temperatura del termotanque pero, los altos niveles de carga térmica, el incremento en la temperatura de bulbo húmedo que limita la operación de la torre de enfriamiento y la disminución de los niveles de radiación solar (los cuales presentan valores pico de 850 W/m²) provocan que el sistema requiera calor auxiliar para elevar la temperatura del agua caliente al valor mínimo para la activación del sistema (75 °C). Durante el fin de semana que la edificación no requiere enfriamiento el sistema es capaz de elevar la temperatura del termotanque hasta 98 °C a pesa que sábado y domingo presentan disminución en la radiación por nublados.

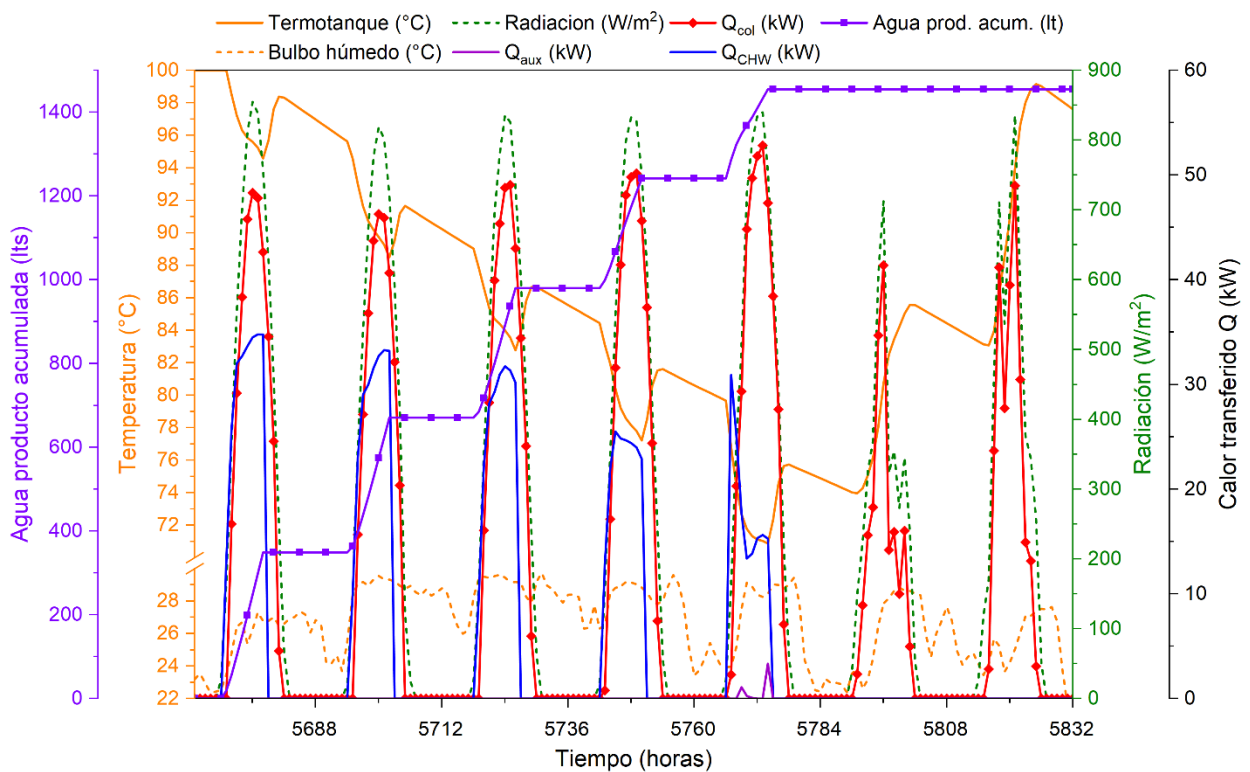


Figura 46. Producción semanal de agua del sistema ABDC durante la última semana de agosto.

La Figura 47 muestra la variación horaria de la capacidad de enfriamiento del sistema de desalinización y enfriamiento por absorción y la temperatura de bulbo húmedo durante los meses que requieren servicio de enfriamiento (mayo, junio, julio, agosto, septiembre y octubre) para observar con mayor detalle la causa en la disminución de la capacidad de enfriamiento y desalinización. En agosto la capacidad de enfriamiento disminuye significativamente debido a un incremento considerable de la temperatura de bulbo húmedo la cual se mantiene cercana a 30 °C lo cual merma la operación del sistema de desalinización y enfriamiento por absorción considerando que opera con una torre de enfriamiento de tipo indirecto.

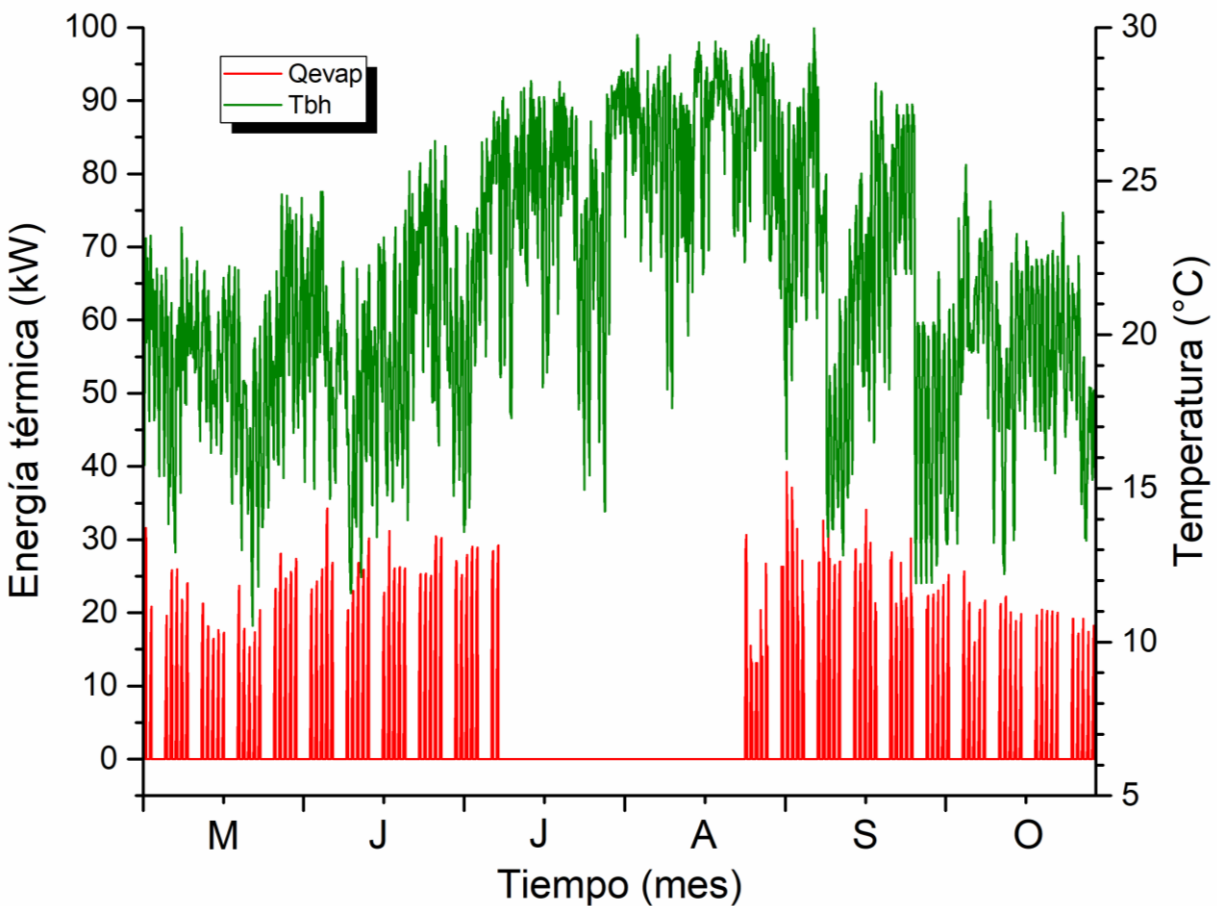


Figura 47. Variación de capacidad de enfriamiento y temperatura de bulbo húmedo (7-15 h).

4.2.2 Operación durante resto del año horario escolar (7-15h)

Con la finalidad de mantener al sistema operando durante todo el periodo escolar, incluso en temporadas que no requieren enfriamiento de las aulas, se estudió el desempeño del sistema durante el resto del año. Durante el mes de abril, el sistema de desalinización y enfriamiento por absorción presentó su mayor producción de agua, sin requerir suministro de calor auxiliar para mantener la temperatura del termotanque por encima del nivel mínimo para la activación del sistema (75 °C).

La Figura 48 muestra que el sistema es capaz de producir 1,942 lts de agua durante la segunda semana de abril, manteniendo la temperatura del termotanque por encima de 75 °C, durante la mayor parte de la semana. A pesar de que la temperatura del tanque presenta valores de 74 ° durante el día viernes, la baja temperatura de bulbo húmedo provoca que el agua de enfriamiento presenta valores bajos que benefician la operación del sistema y le permiten operar con bajas temperaturas en el agua caliente. Durante el fin de semana la temperatura del termotanque alcanza los 100 °C a pesar de que el día sábado se presenta nubosidad en el ambiente que afecta los niveles de radiación. A partir de esta semana y hasta finales del octubre el SCAES es capaz de mantener al sistema operando sin consumo de calor auxiliar.

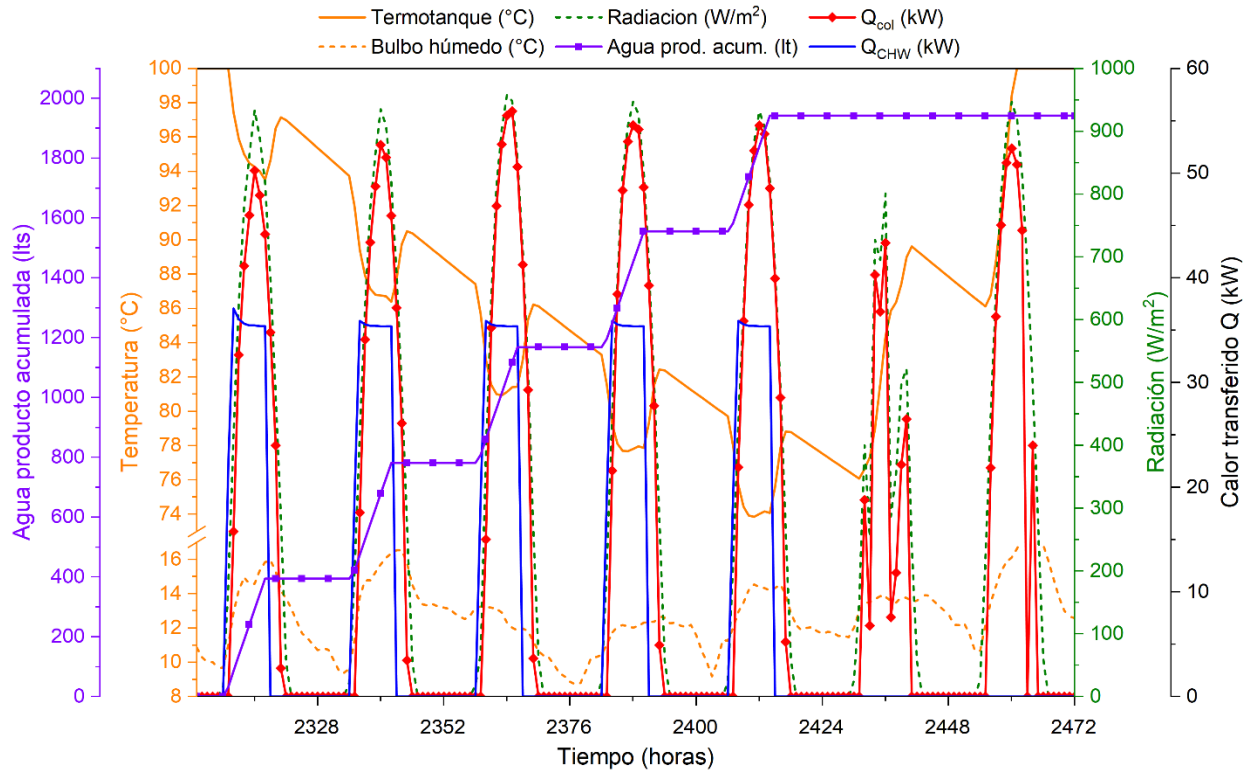


Figura 48. Producción semanal de agua del sistema ABDC durante la segunda semana de abril.

La Figura 49 muestra que el sistema es capaz de producir 1,942 lts de agua durante la primera semana de noviembre, sin embargo, el sistema únicamente es capaz de operar sin calor auxiliar durante lunes y martes alcanzado a producir , la disminución de radiación solar (máximas de 800 W/m²) provoca que la temperatura del termotanque se mantenga por debajo 75 °C, durante la mayor parte de la semana. Las bajas temperaturas de bulbo húmedo benefician la operación del sistema, permitiendo que sea capaz de satisfacer la capacidad nominal a pesar de operar con temperaturas de agua caliente menores a 88 °C desde el día lunes. Durante el fin de semana la temperatura del termotanque alcanza los 100 °C a pesar de los bajos niveles de radiación, sin embargo, el sistema vuelve a operar máximo durante dos días sin calor auxiliar. A partir de esta semana y hasta la primera semana de abril el SCAES no es capaz de mantener al sistema operando sin consumo de calor auxiliar.

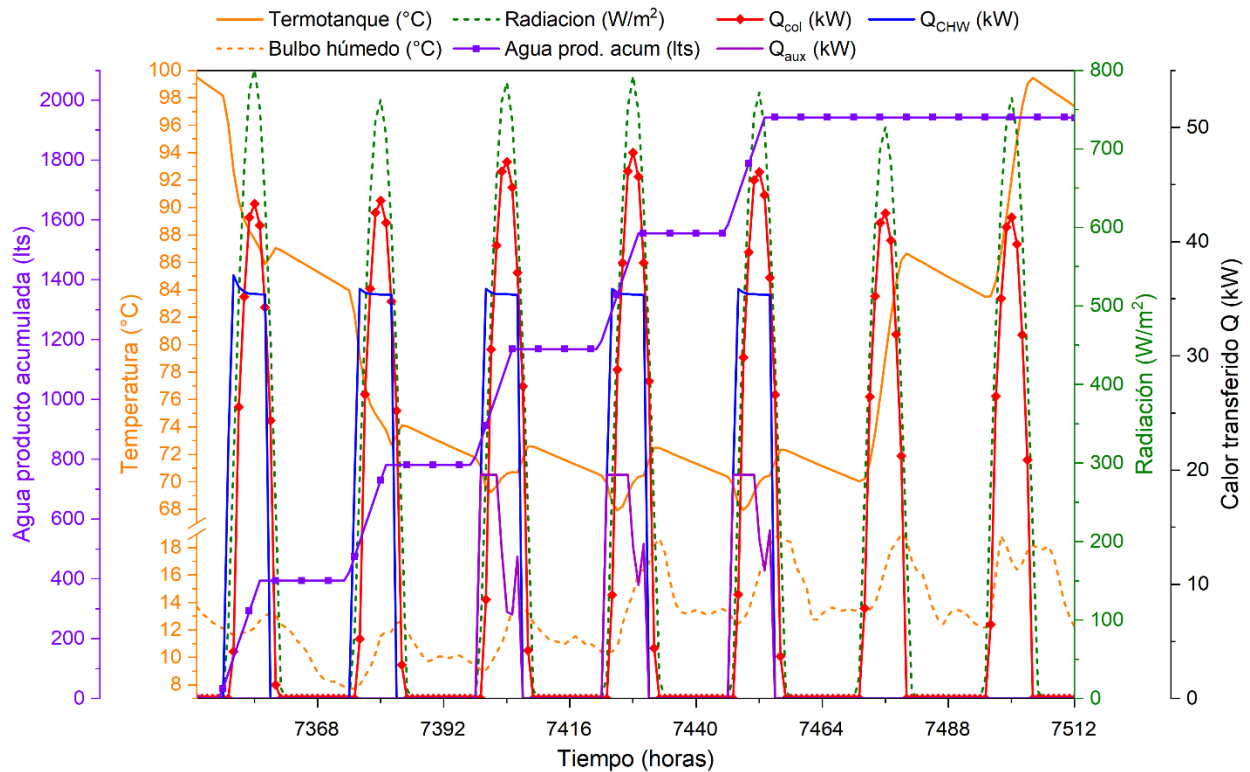


Figura 49. Producción semanal de agua del sistema ABDC durante la primera semana de noviembre.

La Figura 50 muestra que durante la última semana de marzo el sistema aun no es capaz de mantener el sistema operando con energía solar. En caso de utilizar calor auxiliar el sistema logra producir 1,942 lts de agua, sin embargo, el sistema únicamente es capaz de operar sin calor auxiliar durante lunes y martes. A pesar de que la radiación ha incrementado significativamente con respecto a la de noviembre donde el sistema dejó de operar la semana completa activado por energía solar, las pérdidas de calor durante la noche son significativas, esto se debe a que marzo es el mes con mayor velocidad de viento promedio. Además, la temperatura y humedad disminuyen en mayor medida con respecto a noviembre.

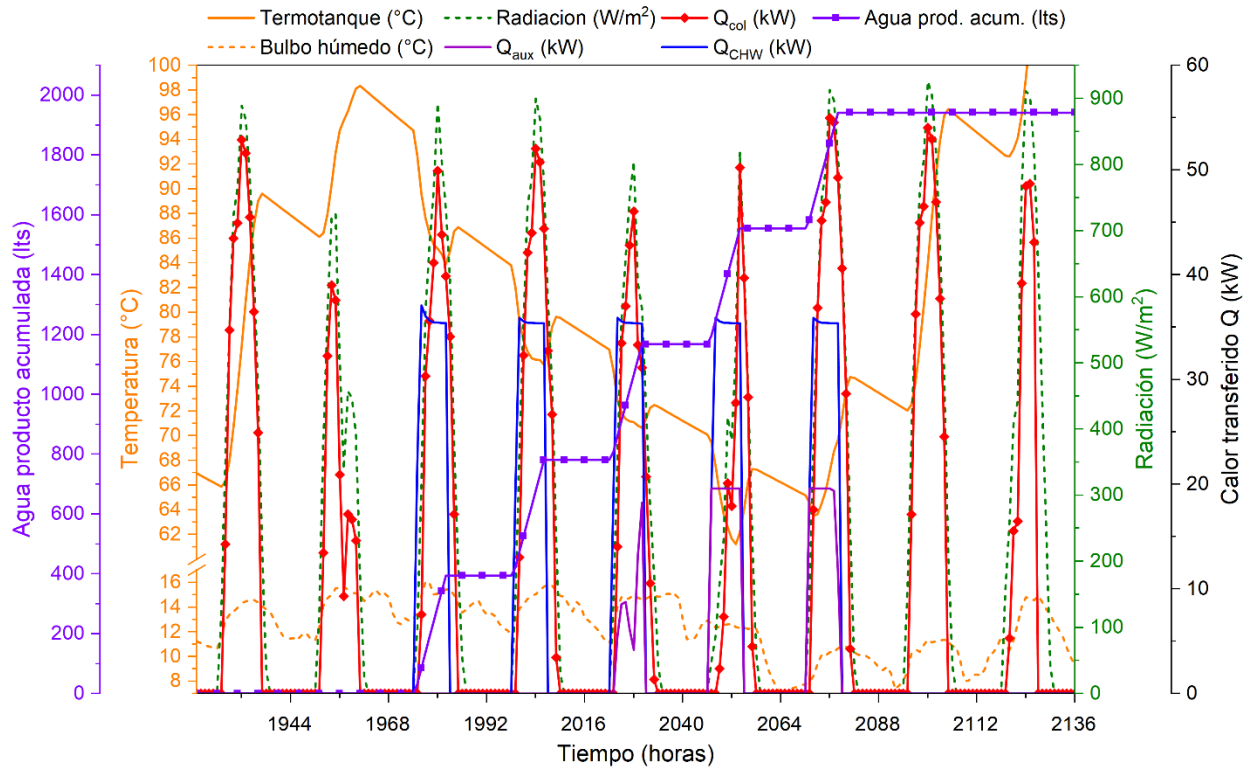


Figura 50. Producción semanal de agua del sistema ABDC durante la última semana de marzo.

La Figura 51 muestra la producción mensual de agua del sistema de desalinización y enfriamiento por absorción operando en un horario escolar bajo un clima cálido húmedo, típico de una región costera con clima cálido. La cantidad de agua producida incrementa significativamente en abril debido a que durante este mes no se requiere enfriamiento en las aulas y el sistema se mantiene operando a plena carga aprovechando que los niveles de radiación se acercan a su máximo anual.

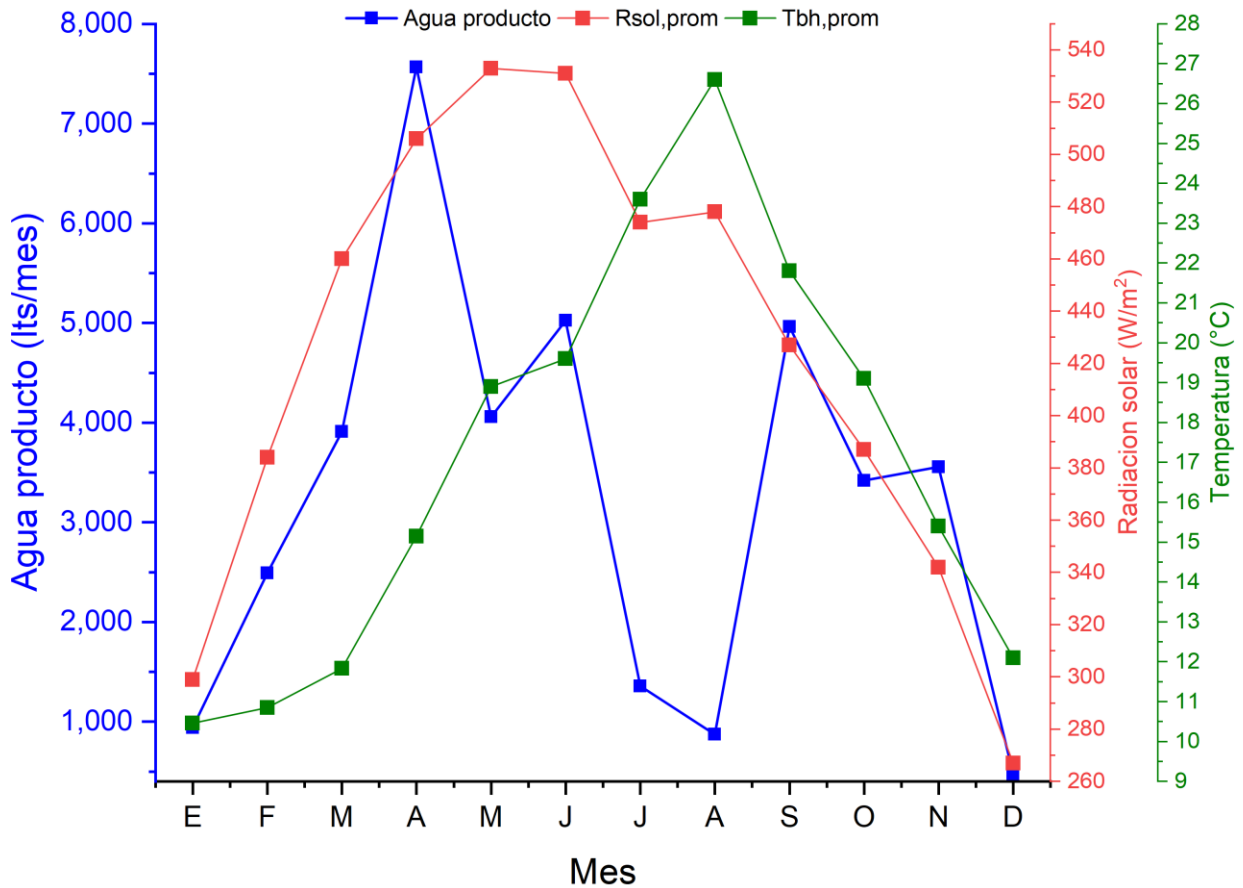


Figura 51. Variación mensual de agua producto y temperatura de bulbo húmedo (7-15 h).

A partir de mayo la carga térmica del sistema y por ende la producción de agua depende directamente de la variación de carga térmica en el aula. Lo cual provoca que la producción de agua mensual disminuya en mayo a pesar de los altos niveles de radiación solar, pero en junio incrementa nuevamente debido al incremento en la carga térmica de la edificación, en julio sufre un decremento debido a que son pocos los días de clases durante este mes al igual que en agosto. Sin embargo, en agosto sufre una disminución mayor debido a que la temperatura de bulbo húmedo incrementa significativamente limitando la capacidad de disipar calor en la torre lo cual merma la capacidad de desalinización y enfriamiento.

La Tabla 9 muestra que la producción anual del sistema de desalinización y enfriamiento por absorción termosolar es de 38,625 lts, por lo cual, pudiera estimarse que produce 105 lts por día del año y considerando que un consumo de agua intermedio es de 50 lts por día por persona (WHO, 2020). Considerando que la escuela realiza

actividades aproximadamente 190 días por año, la producción diaria pudiera satisfacer el consumo diario de 4 personas en la escuela. Además, si se considera que las personas asisten en promedio durante 8 horas, su consumo de agua durante su estancia en la escuela pudiera considerarse de 25 litros por día, bajo esas condiciones el sistema puede satisfacer las necesidades diarias de 8 personas durante su estancia en la escuela.

Tabla 9. Producción de agua mensual bajo modos de operación escolar.

Mes	Agua producto (7-15h) (lts/mes)	Temp. bulbo húmedo prom. mensual (°C)	Radiación Solar promedio mensual (W/m ²)
Enero	939	10.46	299
Febrero	2,491	10.85	384
Marzo	3,909	11.83	460
Abril	7,567	15.15	506
Mayo	4,057	18.9	533
Junio	5,023	19.6	531
Julio	1,357	23.6	474
Agosto	871	26.6	478
Septiembre	4,963	21.8	427
Octubre	3,419	19.1	387
Noviembre	3,556	15.4	342
Diciembre	473	12.1	267
Total anual	38,625		

4.2.3 Operación 24 h periodo cálido

Con la finalidad de incrementar la producción de agua y el tiempo de operación del sistema se modificó la operación para trabajar a plena carga durante las 24 h del día y durante los periodos vacacionales durante la temporada abril-octubre. A pesar de que los meses que requieren enfriamiento únicamente son de mayo a octubre, se operó el sistema de desalinización y enfriamiento durante abril para la producción de agua debido a que los niveles de radiación solar permiten operar al sistema sin calor auxiliar. De manera contraria el sistema ABCD no fue operado durante 24 h el resto de los meses debido al alto consumo de calor auxiliar.

La Figura 52 muestra la producción mensual de agua del sistema de desalinización y enfriamiento por absorción operando 24 horas continuas bajo un clima cálido húmedo. La cantidad de agua producida es mayor en mayo debido a los menores niveles de temperatura de bulbo húmedo y los altos niveles de radiación solar, conforme incrementan los niveles de la temperatura de bulbo húmedo disminuye la radiación solar y con ello la capacidad de desalinización y enfriamiento. En agosto se presentan la menor capacidad de desalinización y enfriamiento debido al incremento significativo de temperatura de bulbo húmedo junto a la baja de radiación solar, debido a que no es posible aprovechar la capacidad nominal de la torre de enfriamiento ni el sistema de captación y almacenamiento de energía solar.

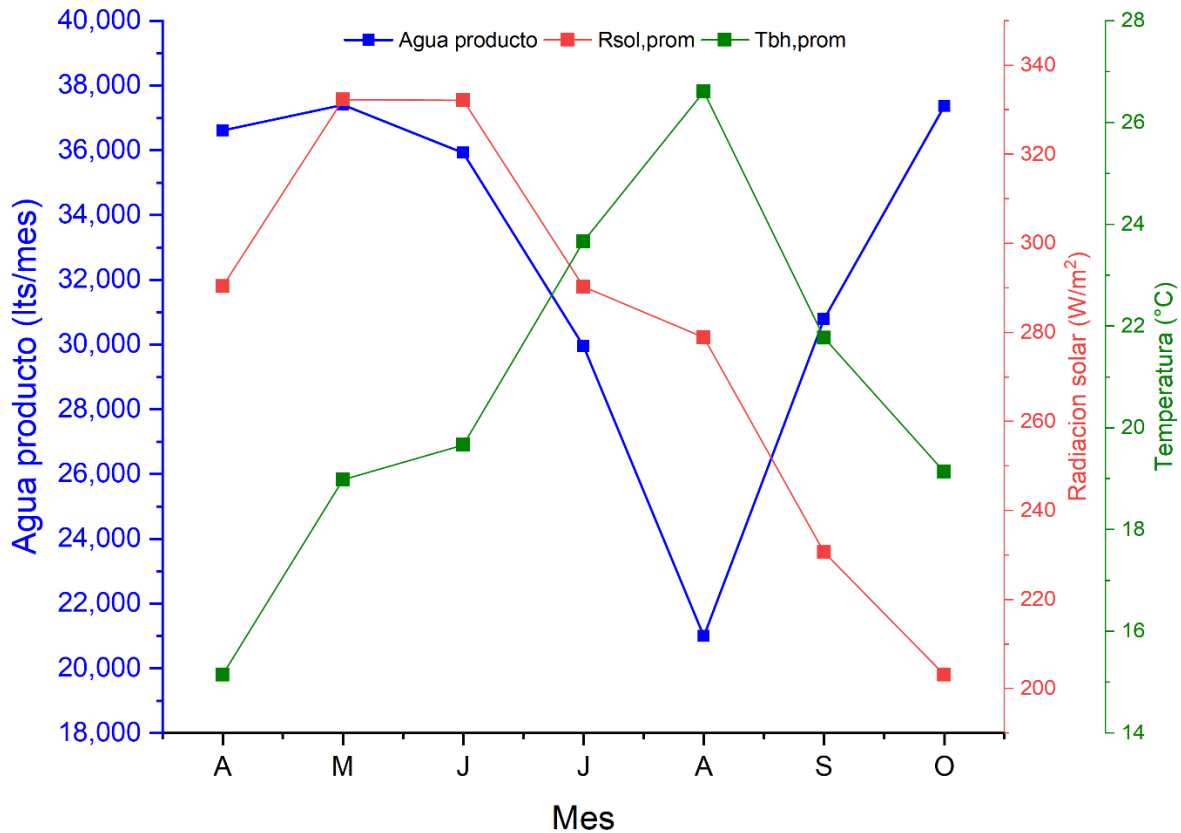


Figura 52. Variación mensual de agua producto y temperatura de bulbo húmedo (24 h).

Los dos modos de operación bajo estudio representan escenarios típicos para un sistema de enfriamiento en una aplicación escolar y en una aplicación de suministro continuo. La cantidad de agua producto contrasta significativamente debido a las horas de operación y los niveles de carga térmica. Como muestra la Tabla 10, operar a plena carga durante 24 horas incrementa la capacidad de desalinización en 383%, 822%, 615%, 2107%, 2309%, 520% y 993% para los meses de abril, mayo, junio, julio, agosto, septiembre y octubre respectivamente. Los incrementos de junio y julio son significativamente mayores debido a que en junio se presentan los mayores niveles de radiación solar y la mayor duración de horas con sol y en el modo escolar no se puede aprovechar en su totalidad este exceso de recurso. Por su parte el mes de julio incrementó por este mismo factor, pero en mayor medida porque en el modo de operación escolar se encuentran sin operar durante el periodo de vacaciones.

Tabla 10. Producción de agua mensual bajo modo de operación 24 h.

Mes	Agua producto (7-15h) (lts/mes)	Agua producto (24h) (lts/mes)	% de incremento
Abril	7,567	36,613	383.850932
Mayo	4,057	37,406	822.011338
Junio	5,023	35,920	615.110492
Julio	1,357	29,952	2107.22181
Agosto	871	20991	2309.98852
Septiembre	4,963	30,792	520.431191
Octubre	3,419	37,373	993.097397
Total anual	38,625*	192,434	

*considerando los meses completos como en la Tabla 9

La Tabla 10 muestra que la producción anual del sistema de desalinización y enfriamiento por absorción termosolar es de 192,434 lts, por lo cual, pudiera estimarse que produce 527 lts por día del año y considerando un consumo de agua intermedio es de 50 lts por día por persona (WHO, 2020) pudiera cubrir el consumo diario de 10 personas. Utilizar el sistema ABCD 24 h sin periodo vacacional incrementa 398% la producción de agua del sistema durante la temporada cálida, sin embargo, esto también implica mayor requerimiento de energía térmica para activar el sistema por un mayor periodo de tiempo. La Figura 53 muestra que en caso de continuar operando el sistema con 110 m² de captación solar y 12 m³ de almacenamiento, el sistema presenta una fracción solar de 0.6.

A pesar que el sistema triplica su horario de operación, no basta con triplicar el área de captación y el volumen de almacenamiento debido a que el incremento en el horario de operación ocurre en horas que no tienen radiación solar, por lo cual, en el mismo periodo

de horas de sol el sistema debe recolectar y almacenar la energía térmica requerida para operar al sistema durante 24 h, por eso se requiere incrementar más del triple la capacidad de captación y almacenamiento. Los indicadores económicos resultantes de la evaluación económica determinaran cual fracción solar es la más rentable para recuperar la inversión inicial del sistema.

La Figura 53 muestra que modificar el subsistema de captación y almacenamiento de energía solar térmica para activar 24 h el sistema de desalinización y enfriamiento por absorción de 35 kW bajo condiciones de una localidad costera con clima cálido requiere 36 m^3 de almacenamiento y la fracción solar correspondiente a 10, 15, 20 y 25 series de 5 colectores será de 67%, 83%, 92% y 99%.

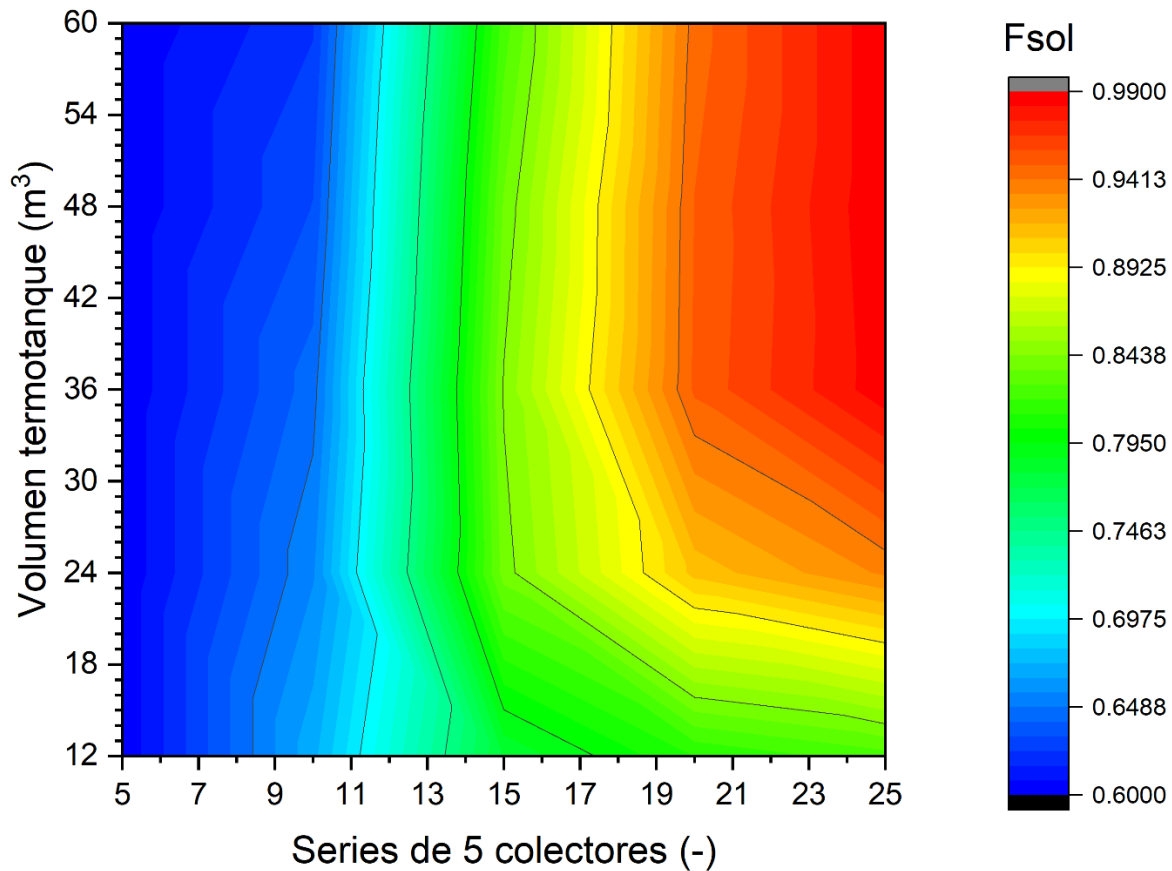


Figura 53. Variación de la fracción solar en función del número de colectores y el volumen de almacenamiento.

4.3 Estudio económico de la propuesta tecnológica

4.3.1 Diseño de los componentes del sistema

Después de realizar el estudio paramétrico variando los flujos másicos de refrigerante y solución, las presiones de alta (generador-condensador y las temperaturas de los circuitos externos (agua caliente y agua de enfriamiento) se determinaron las condiciones óptimas de operación. Una vez definidas las condiciones óptimas y los límites operacionales del sistema de desalinización y enfriamiento por absorción se procedió a diseñar el sistema, para lo cual se calcularon los coeficientes globales de transferencia de calor de cada intercambiador de calor que compone el ciclo de desalinización y enfriamiento por absorción. La Figura 54 muestra el procedimiento utilizado para el dimensionamiento de todos los intercambiadores de calor que ponen el ciclo de desalinización y enfriamiento por absorción (generador, condensador, evaporador, absorbedor e intercambiador de calor para solución).

Los intercambiadores de calor tipo película descendente son generalmente utilizados en sistemas de enfriamiento por absorción (Ashouri & Bahrami, 2022; Lee et al., 2019) y en sistemas térmicos de desalinización como los sistemas MED (Dai et al., 2022). Por tal motivo, los intercambiadores de calor del sistema de desalinización y enfriamiento por absorción fueron diseñados como intercambiadores de calor tipo película descendente con banco de tubos horizontal a excepción del condensador que es un intercambiador de calor de tubos con aletas con banco de tubos horizontal.

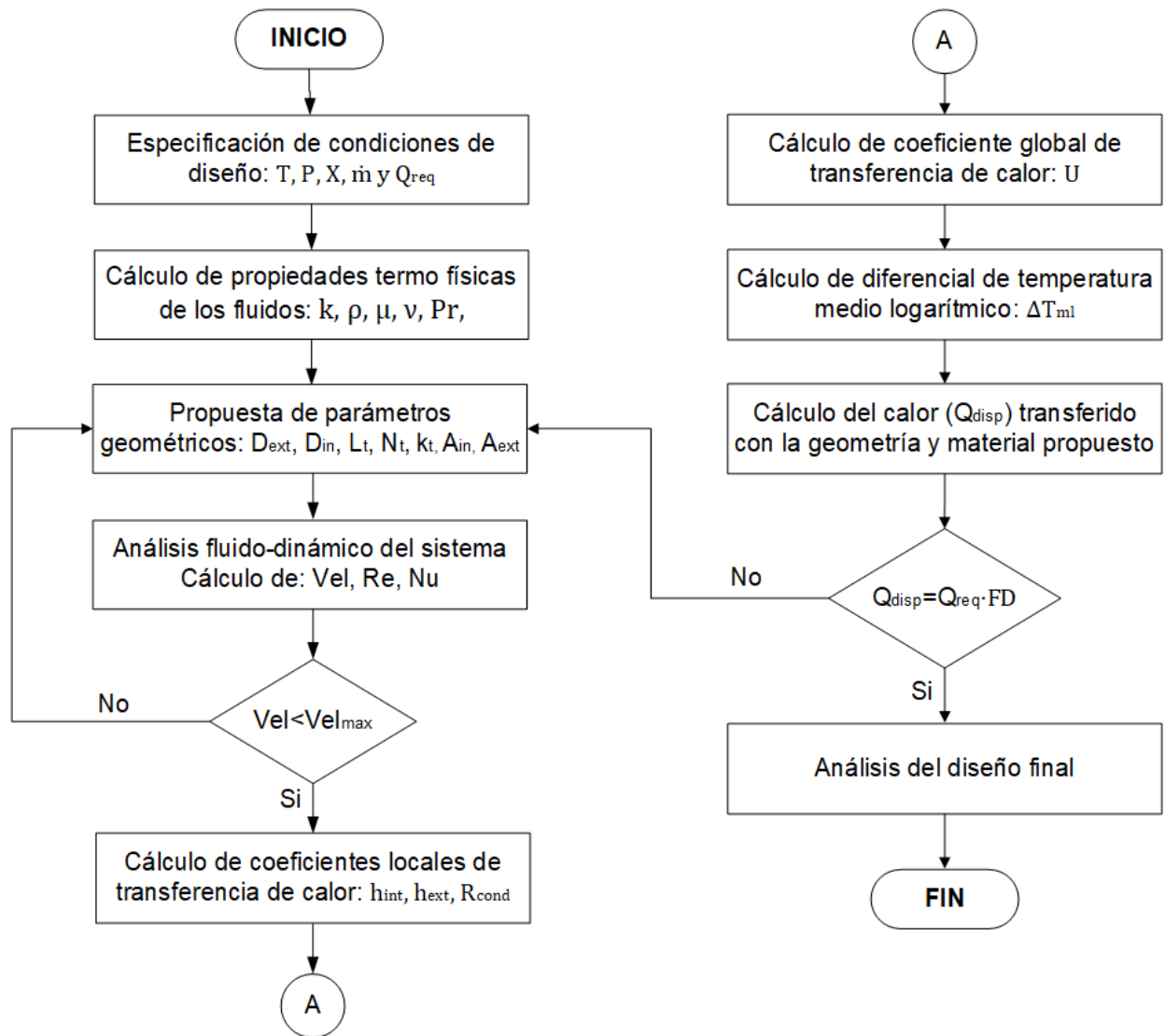


Figura 54. Diagrama de flujo del procedimiento para calcular el área de los intercambiadores de calor (Velázquez Limón, 2002).

Para los intercambiadores de calor tipo película descendente del sistema; generador, absorbedor y evaporador, es necesario introducir algunos conceptos, como el flujo másico de atomización o densidad de atomización (Γ) y el número de Reynolds de película (Re_f). Los cuales se calculan con las ecuaciones (5) y (6).

$$\Gamma = \frac{\dot{m}}{2 \cdot L \cdot \sqrt{N_t}} \quad (5)$$

$$Re_f = \frac{4 \cdot \Gamma}{\mu} \quad (6)$$

Para calcular el número de Reynolds de los flujos internos; agua caliente, agua fría y agua de enfriamiento (\dot{m}_{HW} , \dot{m}_{CHW} y \dot{m}_{CW}), así como los flujos en estado líquido de solución diluida y concentrada (\dot{m}_1 , y \dot{m}_4) que ingresan al intercambiador de calor para solución (SHX) se utilizó la ecuación (7). Donde L_c es la longitud característica la cual depende directamente de la geometría interna dentro de la cual circula el fluido (Çengel & Ghajar, 2015).

$$Re = \frac{\rho \cdot Vel \cdot L_c}{\mu} \quad (7)$$

Para todas las corrientes de fluido el número de Prandtl se calculó utilizando la ecuación (8).

$$Pr = \frac{\mu \cdot C_p}{k} \quad (8)$$

Para calcular el coeficiente convectivo interno de las corrientes de agua caliente, agua de enfriamiento y agua fría se utilizaron las ecuaciones para agua dentro de una tubería lisa de Dittus-Boelter (9) para flujos turbulentos totalmente desarrollados y de Gnielinski (10) para flujos en transición y turbulentos. Las ecuaciones (9) y (10) son válidas para $0.7 < Pr < 120$, $Re > 10,000$ y $0.5 < Pr < 2000$ y $2,300 < Re < 5 \times 10^6$, respectivamente.

$$h_{int} = 0.023 \cdot Re^{0.8} \cdot Pr^n \cdot \frac{k}{D_{int}} \quad (9)$$

$$h_{int} = \frac{(f/8)(Re-1,000)Pr}{1+12.7(f/8)^{1/2}(Pr^{2/3}-1)} [1 + (D_{int}/L_t)^{2/3}] \cdot \left(\frac{k}{D_{int}}\right) \quad (10)$$

Para calcular la resistencia a la conducción provocada por la pared del tubo cilíndrico de los intercambiadores de calor tipo película descendente se utilizó la ecuación (11). Para la resistencia a la conducción provocada por las placas del intercambiador de calor tipo placas se utilizó la ecuación (12).

$$R_{cond} = \frac{D_{ext} \cdot \ln\left(\frac{D_{ext}}{D_{int}}\right)}{2 \cdot k} \quad (11)$$

$$R_{cond} = \frac{e}{k} \quad (12)$$

Para calcular la diferencia de temperatura media logarítmica ΔT_{ml} en cada intercambiador de calor se utilizó la ecuación (13). Para calcular el coeficiente global de transferencia de calor (U) en cada intercambiador de calor se utilizó la ecuación (14). Para calcular la transferencia de calor \dot{Q} en cada intercambiador de calor se utilizó la ecuación (15).

$$\Delta T_{ml} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}} \quad (13)$$

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_{int}} + R_{cond} + \frac{1}{h_{ext}} \quad (14)$$

$$\dot{Q} = U \cdot A_{ext} \cdot \Delta T_{ml} \quad (15)$$

4.3.1.1 Generador

Para diseñar el generador se consideró un intercambiador de calor tipo película descendente con banco de tubos horizontal donde la solución LiBr-H₂O forma una película de espesor δ sobre un tubo cilíndrico posicionado horizontalmente dentro del cual circula una corriente de agua caliente \dot{m}_{HW} . La solución ingresa en estado de subenfriamiento debido al incremento de presión provocado por la bomba que lo extrae del absorbedor, a pesar de que gana calor en el intercambiador de calor de solución. Por tal motivo, la corriente de agua caliente debe entrar a una temperatura tal que sea suficiente para saturar a la solución y posteriormente comenzar con la vaporización de refrigerante hasta el nivel de concentración deseado a la salida del generador.

La ecuación (16) reportadas por (Fujita, 1999) permiten calcular el coeficiente de transferencia de calor convectivo externo de vaporización para intercambiadores de calor tipo película descendente con banco de tubos horizontal, con densidades de atomización (Γ) entre 0.001 kg/s*m y 0.20 kg/s*m, números de Reynolds (Re) laminares y turbulentos entre 10 y 2000 y flujos de calor (q) de 1.0 a 9.8 kW/m².

$$h_{ext,gen} = (Re_{f,sol}^{-\frac{2}{3}} + 0.01Re_{f,sol}^{0.3} \cdot Pr^{0.25})^{\frac{1}{2}} \cdot k_{sol} \cdot \left(\frac{v^2}{g}\right)^{-\frac{1}{3}} \quad (16)$$

Para calcular el coeficiente convectivo interno del generador se utilizó la ecuación (9) debido a que el régimen de flujo para el agua caliente que circula dentro del generador es turbulento y plenamente desarrollado. El banco de tubos horizontal del generador está compuesto por 48 tubos de cobre con recorrido de fluido a 2 pasos, longitud de 1.5 m, diámetro interno de 0.0146 m y espesor de 0.0007 m. Para calcular la resistencia a la conducción de calor provocada por la pared del tubo se utilizó la ecuación (11). El valor de n en la ecuación (n) es igual a 0.3 debido a que la temperatura de la corriente de agua caliente está disminuyendo durante el proceso de desorción.

$$Re_{HW} = \frac{\rho_{HW} \cdot Vel_{HW} \cdot D_{int}}{\mu_{HW}} = \frac{963.5 \frac{kg}{m^3} \cdot 0.5485 \frac{m}{s} \cdot 0.0146 m}{0.0003048 \frac{kg}{s \cdot m}} = 25,313$$

$$Pr_{HW} = \frac{\mu_{HW} C_{p,HW}}{k_{HW}} = \frac{0.0003048 \frac{kg}{s \cdot m} \cdot 4,208 \frac{kJ}{kg \cdot ^\circ C}}{0.6742 \frac{W}{m \cdot ^\circ C}} = 1.9$$

$$h_{int} = 0.023 \cdot Re_{HW}^{0.8} \cdot Pr_{HW}^n \cdot \frac{k_{HW}}{D_{int}} = 0.023 \cdot 25,313^{0.8} \cdot 1.9^{0.3} \cdot \frac{0.6742 \frac{W}{m \cdot ^\circ C}}{0.0146 m} = 4,292 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$$

$$R_{cond} = \frac{D_{ext} \cdot \ln\left(\frac{D_{ext}}{D_{int}}\right)}{2 \cdot k_{cu}} = \frac{0.0146 m \cdot \ln\left(\frac{0.016 m}{0.0146 m}\right)}{2 \cdot 393 \frac{W}{m \cdot ^\circ C}} = 0.000001864 \frac{m^2 \cdot ^\circ C}{W}$$

Finalmente, se calcularon el coeficiente externo (h_{ext}) para poder calcular el coeficiente global (U) y el calor a transferir con el área de transferencia de calor propuesta (A_{ext}).

$$\Gamma_{sol} = \left(\frac{\dot{m}_{sol}}{\sqrt{N_t} \cdot L}\right) = \left(\frac{0.01725 \frac{kg}{s}}{\sqrt{54} \cdot 1.5 m}\right) = 0.01565 \frac{kg}{s \cdot m}$$

$$Re_{f,sol} = \frac{4 \cdot \Gamma_{sol}}{\mu_{sol}} = \frac{4 \cdot 0.01565 \frac{kg}{s \cdot m}}{0.002688 \frac{kg}{s \cdot m}} = 23.29$$

$$\dot{q} = \frac{\dot{Q}_{calc}}{A_{ext}} = \frac{48.002 kW}{3.619 m^2} = 13.26 \frac{kW}{m^2}$$

$$Pr_{f,sol} = \frac{\mu_{sol} C_{p,sol}}{k_{sol}} = \frac{0.002688 \frac{kg}{s \cdot m} \cdot 1945 \frac{kJ}{kg \cdot ^\circ C}}{0.4547 \frac{W}{m \cdot ^\circ C}} = 11.5$$

$$h_{ext} = (Re_{f,sol}^{-\frac{2}{3}} + 0.01 Re_{f,sol}^{0.3} \cdot Pr^{0.25})^{\frac{1}{2}} \cdot k_{sol} \cdot \left(\frac{v^2}{g}\right)^{-\frac{1}{3}} =$$

$$(23.29^{-\frac{2}{3}} + 0.008 \cdot 23.29^{-\frac{2}{3}} \cdot 11.5^{0.25})^{\frac{1}{2}} \cdot 0.4547 \frac{W}{m \cdot ^\circ C} \cdot \left(\frac{1.595 \times 10^{-6} \frac{m^2}{s}}{9.81 \left(\frac{m}{s^2}\right)}\right)^{-\frac{1}{3}} = 2,939 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$$

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_{int}} + R_{cond} + \frac{1}{h_{ext}} = \frac{1}{4,292 \left(\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}\right)} + 0.000001864 + \frac{1}{2,939 \left(\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}\right)} \therefore U = 1894 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$$

$$\dot{Q} = U \cdot A_{ext} \cdot \Delta T_{ml} = 1,894 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C} * 3.619 m^2 \cdot 7.002^\circ C = 48.002 kW$$

La transferencia de calor calculada para el generador con la ecuación (15) es de 48.002 kW, y el calor que requiere transferir bajo condiciones de diseño es de 45.35 kW, por lo tanto, se está considerando un factor de sobredimensionamiento de 5%. Esto se debe a que cuando el sistema es capaz de diluir la solución por debajo de su condición de diseño, el sistema puede operar con mayor capacidad si se mantiene fija la concentración de la solución a la salida del generador, pero eso conlleva un incremento en la transferencia de calor en el generador.

4.3.1.2 Condensador

Para diseñar el condensador se consideró un intercambiador de calor tipo tubo y coraza con banco de tubos horizontal donde el vapor de agua que proviene del generador y se pone en contacto directo con un banco de tubos cilíndricos posicionado horizontalmente dentro del cual circula una corriente de agua de enfriamiento \dot{m}_{CW} . El vapor de agua ingresa en estado de sobrecalentamiento debido a que se generó mediante un proceso de desorción en la mezcla LiBr-H₂O y, por lo tanto, se encuentra a una temperatura cercana a la temperatura de saturación de la solución correspondiente a la presión y concentración que sale del absorbedor. Por tal motivo, a pesar de que proviene de enfriar el absorbedor la corriente de enfriamiento debe ingresar a una temperatura tal que sea suficiente para condensar al vapor de agua y posteriormente extraerlo como agua producto.

Las ecuaciones (17) y (18) reportadas por Ameri et al., (2009) permite calcular el coeficiente de transferencia de calor convectivo externo de condensación para intercambiadores de calor tipo tubo y coraza con banco de tubos horizontal

$$h_{ext,cond} = 0.729 \left(\frac{g \cdot \rho_l (\rho_l - \rho_v) k_l^3 \cdot h'_{fg}}{N_c \cdot \mu_l \cdot D_{ext} (T_{sat} - T_w)} \right)^{\frac{1}{4}} \quad (17)$$

$$h'_{fg} = h_{fg} + 0.68 \cdot C_{p,l} (T_{sat} - T_w) \quad (18)$$

Para calcular el coeficiente convectivo interno del condensador se utilizó la ecuación (9) debido a que el régimen de flujo para el agua de enfriamiento que circula dentro del banco de tubos es turbulento y plenamente desarrollado. El banco de tubos horizontal del condensador está compuesto por 48 tubos de cobre con recorrido de fluido a 2 pasos, longitud de 1.5 m, diámetro interno de 0.0146 m y espesor de 0.0007 m. Para calcular la resistencia a la conducción de calor provocada por la pared del tubo se utilizó la ecuación (11).

$$Re_{CW} = \frac{\rho_{CW} \cdot Vel_{CW} \cdot D_{int}}{\mu_{CW}} = \frac{994.8 \frac{kg}{m^3} \cdot 1.042 \frac{m}{s} \cdot 0.0146 m}{0.0007567 \frac{kg}{s \cdot m}} = 20,008$$

$$Pr_{CW} = \frac{\mu_{CW} C_{p,CW}}{k_{CW}} = \frac{0.0007567 \frac{kg}{s \cdot m} \cdot 4,180 \frac{kJ}{kg \cdot ^\circ C}}{0.62 \frac{W}{m \cdot ^\circ C}} = 5.1$$

$$h_{int} = 0.023 \cdot 20,008^{0.8} \cdot 5.1^{0.4} \cdot \frac{0.62 \frac{W}{m \cdot ^\circ C}}{0.0146 m} = 5,194 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$$

$$R_{cond} = \frac{D_{ext} \cdot \ln \left(\frac{D_{ext}}{D_{int}} \right)}{2 \cdot k_{cu}} = \frac{0.0146 m \cdot \ln \left(\frac{0.016 m}{0.0146 m} \right)}{2 \cdot 395.9 \left(\frac{W}{m \cdot ^\circ C} \right)} = 0.00000185 \left(\frac{m^2 \cdot ^\circ C}{W} \right)$$

El coeficiente convectivo externo de vapor condensando sobre un banco de tubos cilíndricos horizontales se calculó con las ecuaciones (9) y (10).

$$h_{ext} = 0.729 \left(\frac{g \cdot \rho_l (\rho_l - \rho_v) k_l^3 \cdot h'_{fg}}{N_t \cdot \mu_l \cdot D_{ext} (T_{sat} - T_w)} \right)^{\frac{1}{4}} = 0.729 \left(\frac{9.81 \frac{m}{s^2} \cdot 992.2 \frac{kg}{m^3} (992.2 - 0.04565) (0.6308 \frac{W}{m \cdot ^\circ C})^3 \cdot 2424 \frac{kJ}{kg}}{48 \cdot 0.0006525 \frac{kg}{m \cdot s} \cdot 0.016 m (40.04 - 33.5) ^\circ C} \right)^{\frac{1}{4}} = 4744 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$$

$$h'_{fg} = h_{fg} + 0.68 \cdot (T_{sat} - T_w) = 2406 \frac{kJ}{kg} + 0.68 \cdot 4,180 \frac{kJ}{kg \cdot ^\circ C} (40.04 - 33.5) ^\circ C = 2424 \frac{kJ}{kg}$$

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_{int}} + R_{cond} + \frac{1}{h_{ext}} = \frac{1}{5,194 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}} + 0.00000185 + \frac{1}{4744 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}} \therefore U = 2,356 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$$

$$\dot{Q}_{calc} = U \cdot A_{ext} \cdot \Delta T_{ml} = 2,356 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C} * 2.413 m^2 \cdot -6.486 ^\circ C = 36,871 W$$

La transferencia de calor calculada para el condensador con la ecuación (15) es de 36.871 kW, y el calor que requiere transferir bajo condiciones de diseño es de 34.871 kW, por lo tanto, se está considerando un factor de sobredimensionamiento de 5%. Esto se debe a que cuando el sistema es capaz de producir más refrigerante en el generador, por incrementar la concentración de la solución a la salida del generador con respecto a su condición de diseño y/o que disminuya la concentración de la solución a la salida del absorbedor con respecto a su condición de diseño será requerida más área de intercambio de calor para incrementar la capacidad de desalinización y enfriamiento.

4.3.1.3 Absorbedor

Para diseñar el absorbedor se consideró un intercambiador de calor tipo película descendente con banco de tubos horizontal donde la solución LiBr-H₂O forma una película de espesor δ sobre un tubo cilíndrico posicionado horizontalmente dentro del cual circula una corriente de agua de enfriamiento \dot{m}_{cw} . La solución concentrada ingresa en estado de mezcla saturada debido a la disminución de presión provocada por la válvula de expansión para solución, a pesar de que cede calor en el intercambiador de calor de solución. La corriente de agua de enfriamiento debe entrar a una temperatura menor que la temperatura de saturación de la solución a la presión y concentración diluida para disipar el calor de absorción en el absorbedor y condensar el refrigerante que proviene del evaporador.

La ecuación (19) reportada por (Jae Kim et al., 2021) permite calcular el coeficiente de transferencia de calor convectivo externo de absorción para intercambiadores de calor tipo película descendente con banco de tubos horizontal con números de Reynolds (Re) entre 20 y 80 y números de Prandtl entre 7.097 y 9.207.

$$h_{ext,abs} = a \cdot Re_{f,sol}^b \cdot Pr_{sol}^c \cdot k_{sol} \cdot \left(\frac{v_{sol}^2}{g}\right)^{\frac{1}{3}} \quad (19)$$

Para calcular el coeficiente convectivo interno para el flujo de agua de enfriamiento que ingresa al banco de tubos horizontal del absorbedor se utilizó la ecuación (9) debido a que el régimen de flujo para el agua de enfriamiento que circula dentro del banco de tubos es turbulento y plenamente desarrollado. El banco de tubos horizontal del absorbedor está compuesto por 48 tubos de cobre con recorrido de fluido a 2 pasos, longitud de 1.5 m, diámetro interno de 0.0146 m y espesor de 0.0007 m. Para calcular la resistencia a la conducción de calor provocada por la pared del tubo se utilizó la ecuación (11).

$$Re_{cw} = \frac{\rho_{cw} \cdot Vel_{cw} \cdot D_{int}}{\mu_{cw}} = \frac{995.6 \frac{kg}{m^3} \cdot 1.13 \frac{m}{s} \cdot 0.0146 m}{0.0007974 \frac{kg}{s \cdot m}} = 20,715$$

$$\text{Pr}_{CW} = \frac{\mu_{CW} C_{p,CW}}{k_{CW}} = \frac{0.0007974 \frac{\text{kg}}{\text{s} \cdot \text{m}} \cdot 4,180 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{C}}}{0.6162 \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{C}}} = 5.409$$

$$h_{int} = 0.023 \cdot 20,715^{0.8} \cdot 5.409^{0.4} \cdot \frac{0.6162 \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{C}}}{0.0146 \text{ m}} = 5,412 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{C}}$$

$$R_{cond} = \frac{D_{ext} \cdot \ln\left(\frac{D_{ext}}{D_{int}}\right)}{2 \cdot k_{cu}} = \frac{0.0146 \text{ m} \cdot \ln\left(\frac{0.016 \text{ m}}{0.0146 \text{ m}}\right)}{2 \cdot 396.1 \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{C}}} = 0.000001849 \frac{\text{m}^2 \cdot \text{C}}{\text{W}}$$

La ecuación (19) fue utilizada para calcular el coeficiente de transferencia de calor convectivo externo de absorción para intercambiadores de calor tipo película descendente con banco de tubos horizontal con números de Reynolds (Re) entre 20 y 80 y números de Prandtl entre 7.097 y 9.207. Para tubos de cobre cilíndricos lisos, $a=0.00928$, $b=0.467$ y $c=0.597$.

$$\Gamma_{sol} = \left(\frac{\dot{m}_{sol}}{\sqrt{N_t \cdot L}}\right) = \left(\frac{0.0158 \frac{\text{kg}}{\text{s}}}{\sqrt{76 \cdot 1.5 \text{ m}}}\right) = 0.01208 \frac{\text{kg}}{\text{s} \cdot \text{m}}$$

$$\text{Re}_{f,sol} = \frac{4 \cdot \Gamma_{sol}}{\mu_{sol}} = \frac{4 \cdot 0.01208 \frac{\text{kg}}{\text{s} \cdot \text{m}}}{0.004883 \frac{\text{kg}}{\text{s} \cdot \text{m}}} = 9.898$$

$$\text{Pr}_{sol} = \frac{\mu_{sol} C_{p,sol}}{k_{sol}} = \frac{0.004883 \frac{\text{kg}}{\text{s} \cdot \text{m}} \cdot 1,909 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{C}}}{0.4284 \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{C}}} = 21.76$$

$$h_{ext} = a \cdot \text{Re}_{f,sol}^b \cdot \text{Pr}_{sol}^c \cdot k_{sol} \cdot \left(\frac{v_{sol}^2}{g}\right)^{\frac{1}{3}} = 0.00928 \cdot 9.898^{0.467} \cdot 21.76^{0.597} \cdot 0.4284 \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{C}} \cdot$$

$$\left(\frac{(2.859 \times 10^{-6} \frac{\text{m}^2}{\text{s}})^2}{9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}}\right)^{\frac{1}{3}} = 775 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{C}}$$

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_{int}} + R_{cond} + \frac{1}{h_{ext}} = \frac{1}{5,412 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{C}}} + 0.00000185 + \frac{1}{775 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{C}}} \therefore U = 679.2 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{C}}$$

$$\dot{Q}_{calc} = U \cdot A_{ext} \cdot \Delta T_{ml} = 679.2 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C} * 5.73 m^2 \cdot 11.78^\circ C = 45,863 W$$

La transferencia de calor calculada para el absorbedor con la ecuación (15) es de 45.863 kW, y el calor que requiere transferir bajo condiciones de diseño es de 43.543 kW, por lo tanto, se está considerando un factor de sobredimensionamiento de 5%. Con la finalidad de incrementar la capacidad de absorción en escenarios donde la temperatura del agua de enfriamiento entre a temperaturas menores con respecto a su condición de diseño y/o al elevar la presión del evaporador y absorbedor.

4.3.1.4 Evaporador

Para diseñar el evaporador se consideró un intercambiador de calor tipo película descendente con banco de tubos horizontal donde el agua de mar forma una película de espesor δ sobre un tubo cilíndrico posicionado horizontalmente dentro del cual circula una corriente de agua de fría \dot{m}_{CHW} . El agua de mar ingresa en estado de mezcla saturada debido a la disminución de presión provocada por la válvula de expansión para refrigerante. La corriente de agua de fría debe entrar a una temperatura mayor que la temperatura de saturación de la salmuera a la presión y concentración que se encuentra a la salida del evaporador.

Las ecuaciones (12), (13), (14) y (15) reportadas por (Muneeshwaran et al., 2025) permite calcular el coeficiente de transferencia de calor convectivo externo de evaporación para intercambiadores de calor tipo película descendente con banco de tubos horizontal con números de Reynolds (Re) entre 10 y 7,235, flujos de calor entre 7.7 y 208 kW/m², temperaturas de saturación de 5 a 128 °C, salinidades entre 0 y 60,000 ppm, diámetros entre 15.8 y 50.8 mm y relaciones entre alturas de distribución y diámetro entre 1 a 2.25.

$$h_{ext,evap} = \frac{Nu_{nb} \cdot Eff \cdot k_{sw}}{D_{ext}} \quad (12)$$

$$Nu_{nb} = \frac{h_{nb} \cdot D_{ext}}{k_{sw}} \quad (13)$$

$$h_{nb} = 0.246 \times 10^7 \left(\frac{k_l}{D_{bubble}} \right) \left(\frac{q \cdot D_{bubble}}{k_l \cdot T_{sat}} \right)^{0.673} \left(\frac{h_{fg} \cdot D_{bubble}^2}{\alpha_l^2} \right)^{-1.58} \left(\frac{C_{p,l} \cdot T_{sat} \cdot D_{bubble}^2}{\alpha_l^2} \right)^{1.26} \left(\frac{\rho_l - \rho_v}{\rho_l} \right)^{5.22} \quad (14)$$

$$E_{ff} = 38.62 \cdot Ga^{0.0795} \left(0.001 \frac{\rho_l}{\rho_v} Ja \right)^{-(0.033+0.0012 \cdot S)} \left(\frac{q \cdot D_{bubble}}{k_l \cdot T_{sat}} \right)^{-0.24} Re^{-0.326} \times \left(\frac{H}{D_{ext}} \right)^{0.34} \left(\frac{A_{actual}}{A_N} \right)^{1+(2 \times 10^{-4} \frac{\rho_l}{\rho_v} Ja)} \left(\frac{Bo}{0.2} \right)^{-0.17 Re^{0.097}} \quad (15)$$

Para calcular el coeficiente convectivo interno para el flujo de agua fría que ingresa al banco de tubos horizontal del evaporador se utilizó la ecuación (10) debido a que el régimen de flujo para el agua de enfriamiento que circula dentro del banco de tubos es turbulento pero menor a 10,000. El banco de tubos horizontal del evaporador está compuesto por 152 tubos de acero inoxidable con recorrido de fluido a 8 pasos, longitud de 0.5 m, diámetro interno de 0.012 m y espesor de 0.0007 m. Para calcular la resistencia a la conducción de calor provocada por la pared del tubo se utilizó la ecuación (11).

$$Re_{CHW} = \frac{\rho_{CHW} \cdot Vel_{CHW} \cdot D_{int}}{\mu_{CHW}} = \frac{1000 \frac{kg}{m^3} \cdot 0.875 \frac{m}{s} \cdot 0.012 m}{0.001325 \frac{kg}{s \cdot m}} = 7,462$$

$$Pr_{CHW} = \frac{\mu_{CHW} C_{p,CHW}}{k_{CHW}} = \frac{0.001325 \frac{kg}{s \cdot m} \cdot 4,196 \frac{kJ}{kg \cdot ^\circ C}}{0.5778 \frac{W}{m \cdot ^\circ C}} = 9.62$$

$$h_{int} = \frac{\left(\frac{0.79 \cdot \ln(7,462) - 1.64}{8} \right)^{-2} (7,462 - 1,000) 9.62}{1 + 12.7 \left(\frac{0.079 \cdot \ln(7,462) - 1.64}{8} \right)^{1/2} (9.62^{2/3} - 1)} \left[1 + (0.012 m / 0.5 m)^{2/3} \right] \cdot \left(\frac{0.5778 \frac{W}{m \cdot ^\circ C}}{0.012 m} \right) = 3,464 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$$

$$R_{cond} = \frac{D_{ext} \cdot \ln\left(\frac{D_{ext}}{D_{int}}\right)}{2 \cdot k_{ss}} = \frac{0.0127m \cdot \ln\left(\frac{0.01276m}{0.012m}\right)}{2 \cdot 13.4 \frac{W}{m \cdot ^\circ C}} = 0.00005535 \frac{m^2 \cdot ^\circ C}{W}$$

Para diseñar el evaporador se consideró un intercambiador de calor tipo película descendente con banco de tubos horizontal donde el agua de mar forma una película de espesor δ sobre un tubo cilíndrico posicionado horizontalmente dentro del cual circula una corriente de agua de fría. El agua de mar ingresa en estado de mezcla saturada debido a la disminución de presión provocada por la válvula de expansión para refrigerante. La corriente de agua de fría debe entrar a una temperatura mayor que la temperatura de saturación de la salmuera a la presión y concentración que se encuentra a la salida del evaporador.

Se utilizaron las ecuaciones (12), (13), (14) y (15) para calcular el coeficiente de transferencia de calor convectivo externo de evaporación para intercambiadores de calor tipo película descendente con banco de tubos horizontal.

$$\Gamma_{ref} = \left(\frac{\dot{m}_{ref}}{\sqrt{N_t} \cdot L}\right) = \left(\frac{0.0165 \frac{kg}{s}}{\sqrt{152} \cdot 0.5 m}\right) = 0.01208 \frac{kg}{s \cdot m}$$

$$Re_{f,ref} = \frac{4 \cdot \Gamma_{ref}}{\mu_{ref}} = \frac{4 \cdot 0.01208 \frac{kg}{s \cdot m}}{0.001639 \frac{kg}{s \cdot m}} = 6.53$$

$$Pr_{ref} = \frac{\mu_{ref} C_{p,ref}}{k_{ref}} = \frac{0.001639 \frac{kg}{s \cdot m} \cdot 4,021 \frac{J}{kg \cdot ^\circ C}}{0.5663 \frac{W}{m \cdot ^\circ C}} = 11.64$$

$$Ga = \frac{g \cdot D_{ext}^3}{v_{ref}^2} = \frac{9.81 \frac{m}{s^2} \cdot (0.0127m)^3}{(1.603 \times 10^{-6} \frac{m^2}{s})^2} = 7.822 \times 10^6$$

$$Ja = \frac{C_{p,sw} \cdot (T_{ref} + 273.15)}{h_{fg}} = \frac{4,021 \frac{kJ}{kg \cdot K} \cdot (2.849^\circ C + 273.15)K}{2,417 \frac{kJ}{kg}} = 0.4591$$

$$Bo = \frac{\dot{q}}{\Gamma_{ref} \cdot h_{fg}} \cdot \frac{\pi \cdot D_{ext}}{2} = \frac{12,043 \frac{W}{m^2}}{0.01208 \frac{kg}{s \cdot m} \cdot 2,417 \frac{kJ}{kg}} \cdot \frac{\pi \cdot 0.012m}{2} = 0.03713$$

$$h_{nb} = 0.246 \times 10^7 \left(\frac{k_l}{D_{bubble}} \right) \left(\frac{\dot{q} \cdot D_{bubble}}{k_l \cdot T_{sat}} \right)^{0.673} \left(\frac{h_{fg} \cdot D_{bubble}^2}{\alpha_l^2} \right)^{-1.58} \left(\frac{c_{p,l} \cdot T_{sat} \cdot D_{bubble}^2}{\alpha_l^2} \right)^{1.26} \left(\frac{\rho_l - \rho_v}{\rho_l} \right)^{5.22} =$$

$$0.246 \times 10^7 \left(\frac{0.5663 \frac{W}{m \cdot ^\circ C}}{0.02552m} \right) \left(\frac{12,043 \frac{W}{m^2} \cdot 0.02552m}{0.5663 \frac{W}{m \cdot ^\circ C} \cdot 2.849^\circ C} \right)^{0.673} \left(\frac{2,417 \frac{kJ}{kg} \cdot (0.02552m)^2}{(1.377 \times 10^{-7})^2 \frac{m^2}{s}} \right)^{-1.58} \left(\frac{4,021 \frac{kJ}{kg \cdot ^\circ C} \cdot 2.849^\circ C \cdot (0.02552m)^2}{(1.377 \times 10^{-7})^2 \frac{m^2}{s}} \right)^{1.26} \cdot \left(\frac{(1,023 - 0.005873) \frac{kg}{m^3}}{1,023 \frac{kg}{m^3}} \right)^{5.22} = 124.4 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$$

$$Nu_{nb} = \frac{11,616 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C} \cdot 0.0127m}{0.5663 \frac{W}{m \cdot ^\circ C}} = 2.789$$

$$E_{ff} = 38.62 \cdot (7.822 \times$$

$$10^6)^{0.0795} \left(0.001 \left(\frac{1,023 \frac{kg}{m^3}}{0.005873 \frac{kg}{m^3}} \right) 0.4591 \right)^{-(0.033 + 0.0012 \cdot 35 \frac{g}{kg})} \left(\frac{12,043 \frac{W}{m^2} \cdot 0.02552m}{0.5663 \frac{W}{m \cdot ^\circ C} \cdot 2.849^\circ C} \right)^{-0.24} 6.53^{-0.326} \times \left(\frac{0.036m}{0.0127m} \right)^{0.34} \left(\frac{3.032m^2}{3.032m^2} \right)^{1 + (2 \times 10^{-4} \frac{1,023 \frac{kg}{m^3}}{0.005873 \frac{kg}{m^3}} \cdot 0.4591)} \left(\frac{0.03713}{0.2} \right)^{-0.17653^{0.097}} = 93.4$$

$$h_{ext} = \frac{Nu_{nb} \cdot E_{ff} \cdot k_{ref}}{D_{ext}} = \frac{2.789 \cdot 93.4 \cdot 0.5663 \frac{W}{m \cdot ^\circ C}}{0.0127m} = 11,616 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$$

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_{int}} + R_{cond} + \frac{1}{h_{ext}} = \frac{1}{3,464 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}} + 0.00005535 \frac{m^2 \cdot ^\circ C}{W} + \frac{1}{11,616 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}}$$

$$\therefore U = 2,146 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$$

$$\dot{Q}_{calc} = U \cdot A_{ext} \cdot \Delta T_{ml} = 2,146 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C} * 3.032m^2 \cdot 5.611^\circ C = 36,519 W$$

La transferencia de calor calculada para el evaporador con la ecuación (15) es de 36.519 kW, y el calor que requiere transferir bajo condiciones de diseño es de 35,000 kW, por lo tanto, se está considerando un factor de sobredimensionamiento de 5%. Con la finalidad de incrementar la capacidad de vaporización en escenarios donde la temperatura del agua fría ingrese a temperaturas mayores con respecto a su condición de diseño y/o al elevar la presión del evaporador y absorbedor.

4.3.1.5 Intercambiador de calor para solución

Para diseñar el intercambiador de calor para solución se consideró un intercambiador de calor tipo placas donde la solución concentrada \dot{m}_4 se pone en contacto indirecto con la corriente de solución diluida que proviene del absorbedor \dot{m}_1 . La solución concentrada \dot{m}_4 que proviene del absorbedor se encuentra a una temperatura mayor que la solución diluida y le cede calor con la finalidad de disminuir su temperatura y reducir el porcentaje de vapor producido por disminución de presión en la válvula de expansión para solución. Por su parte la solución diluida incrementa su temperatura para reducir los requerimientos de calor sensible para saturar la solución en el generador. La eficiencia de este intercambiador tiene un impacto directo en el COP del sistema.

La ecuación (20) reportada por Khan et al., (2010) permite calcular el coeficiente de transferencia de calor convectivo para las corrientes de caliente y fría en un intercambiador de calor tipo placas.

$$h_{conv} = 0.1449 \cdot Re^{0.8414} \cdot Pr^{0.35} \cdot \left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0.14} \quad (20)$$

Para calcular los coeficientes convectivos internos para los flujos de solución concentrada y diluida que ingresan al intercambiador de calor tipo placas utilizado como recuperador de calor para la corriente de solución diluida que se dirige hacia el generador se utilizó la ecuación (20). Las placas que componen el intercambiador son 3 placas de acero inoxidable corrugadas con angulo de Chevron simétrico (60°/60°), longitud de 0.3 m, ancho de 0.1314 m, espesor de 0.0005 m, diámetro de puerto de 0.00635 m y

diámetro hidráulico de 0.004328 m. Para calcular la resistencia a la conducción de calor provocada por la placa se utilizó la ecuación (12).

$$Re_{cs} = \frac{\rho_{cs} \cdot Vel_{cs} \cdot D_h}{\mu_{cs}} = \frac{1648 \frac{kg}{m^3} \cdot 0.3622 \frac{m}{s} \cdot 0.004328 m}{0.003448 \frac{kg}{s \cdot m}} = 749.3$$

$$Pr_{cs} = \frac{\mu_{cs} C_{p,cs}}{k_{cs}} = \frac{0.003448 \frac{kg}{s \cdot m} \cdot 1,993 \frac{kJ}{kg^{\circ}C}}{0.4453 \frac{W}{m \cdot ^{\circ}C}} = 15.43$$

$$\begin{aligned} h_{cs} &= 0.1449 \cdot Re_{cs}^{0.8414} \cdot Pr_{cs}^{0.35} \cdot \left(\frac{\mu_{cs}}{\mu_w}\right)^{0.14} \\ &= 0.1449 \cdot 749.3^{0.8414} \cdot 15.43^{0.35} \cdot \left(\frac{0.003448 \frac{kg}{s \cdot m}}{0.003519 \frac{kg}{s \cdot m}}\right)^{0.14} = 10,161 \frac{W}{m^2^{\circ}C} \end{aligned}$$

$$Re_{hs} = \frac{\rho_{hs} \cdot Vel_{hs} \cdot D_h}{\mu_{hs}} = \frac{1748 \frac{kg}{m^3} \cdot 0.3129 \frac{m}{s} \cdot 0.004328 m}{0.003661 \frac{kg}{s \cdot m}} = 646.3$$

$$Pr_{hs} = \frac{\mu_{hs} C_{p,hs}}{k_{hs}} = \frac{0.003661 \frac{kg}{s \cdot m} \cdot 1,876 \frac{kJ}{kg^{\circ}C}}{0.4395 \frac{W}{m \cdot ^{\circ}C}} = 15.63$$

$$\begin{aligned} h_{hs} &= 0.1449 \cdot Re_{hs}^{0.8414} \cdot Pr_{hs}^{0.35} \cdot \left(\frac{\mu_{hs}}{\mu_w}\right)^{0.14} \\ &= 0.1449 \cdot 646.3^{0.8414} \cdot 15.63^{0.35} \cdot \left(\frac{0.003661 \frac{kg}{s \cdot m}}{0.003519 \frac{kg}{s \cdot m}}\right)^{0.14} = 8,969 \frac{W}{m^2^{\circ}C} \end{aligned}$$

$$R_{cond} = \frac{L_p}{k_{ss}} = \frac{0.2937m}{14.07 \frac{W}{m \cdot ^{\circ}C}} = 0.00003555 \frac{m^2^{\circ}C}{W}$$

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_{cs}} + R_{cond} + \frac{1}{h_{hs}} = \frac{1}{10,161 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}} + 0.00003555 \frac{m^2 \cdot ^\circ C}{W} + \frac{1}{8,969 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}}$$

$$\therefore U =$$

$$A = \frac{\dot{Q}_{req}}{U \cdot \Delta T_{ml}} = \frac{\dot{Q}_{req}}{4,074 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C} \cdot 19.26^\circ C} = 0.1455 m^2$$

4.3.2 Costos de inversión inicial

Para determinar la viabilidad tecno económica de la propuesta tecnológica se procedió a evaluar el costo de inversión requerido para los componentes del sistema, (Garousi Farshi et al., 2013) reportaron las ecuaciones (21), (22), (23) y (24) para calcular el costo de inversión de generador, absorbedores e intercambiadores de calor de solución que trabajan con la mezcla LiBr-H₂O y del condensador para vapor de agua utilizado en el ciclo de absorción. Para el costo del evaporador de agua de mar se utilizó la ecuación (21) reportada por Azimibavil & Jafarian, (2021).

$$Z_{GEN} = 17500 \cdot \left(\frac{A_{GEN}}{100}\right)^{0.6} = 17,500 \cdot \left(\frac{3.619 m^2}{100}\right)^{0.6} = 2,388.86\$ \quad (21)$$

$$Z_{ABS} = 16500 \cdot \left(\frac{A_{ABS}}{100}\right)^{0.6} = 16,500 \cdot \left(\frac{5.73 m^2}{100}\right)^{0.6} = 2,967.40\$ \quad (22)$$

$$Z_{SHX} = 12,000 \cdot \left(\frac{A_{SHX}}{100}\right)^{0.6} = 12,000 \cdot \left(\frac{2.413 m^2}{100}\right)^{0.6} = 238.17\$ \quad (23)$$

$$Z_{COND} = 8000 \cdot \left(\frac{A_{COND}}{100}\right)^{0.6} = 8,000 \cdot \left(\frac{2.413 m^2}{100}\right)^{0.6} = 856.26\$ \quad (24)$$

$$\begin{aligned} Z_{EVAP} &= 4312 \cdot D_{shell}^2 + 873.3 \cdot D_{shell} \cdot L_t + 4 \cdot N_t + 9.88 \cdot L_t \cdot N_t + 888.8 \cdot D_{shell} \cdot L_t = \\ &= 4312 \cdot (0.5055m)^2 + 873.3 \cdot 0.5055m \cdot 0.5m + 4 \cdot 152tubos + 9.88 \cdot 0.5m \cdot 152tubos + \\ &= 888.8 \cdot (0.5055m)^2 \cdot 0.5m = 2,795\$ \end{aligned} \quad (25)$$

El costo total de los componentes del sistema ABCD es de \$9,245 USD, considerando un tipo de cambio de 18.4 USD/mxn, el costo total es de \$170,108 mxn, pero en el estudio económico se consideró el doble del precio para considerar labores de ensamblaje,

instrumentación y control, equipo de vacío, carcasa e interfaz hombre-maquina. El costo económico de 5, 10, 15, 20 y 25 series de 5 colectores es de \$271,216.00, \$357,033.6, \$535,550.4, \$714,067.2, \$892,584.0 mxn, respectivamente considerando un costo de \$88.2 USD/m² y un tipo de cambio de \$18.4 mxn/USD. El costo de un tanque de 36 m³ es de \$176,640, el costo de la torre de enfriamiento es de \$58,880 y de las cuatro unidades manejadoras de aire de \$117,760 mxn. Se consideró un 36% adicional para considerar la instalación, mano de obra y traslado a Puertecitos sitio del sistema.

Para calcular el costo de inversión inicial del sistema ABCD también se consideró la inversión inicial requerida para adquirir un chiller eléctrico de la misma capacidad, la cual se consideró como el 50% de la inversión inicial requerida para un sistema de enfriamiento por absorción, basado en los estudios económicos reportados por Infante Ferreira & Kim (2014) y Alazazmeh & Mokheimer (2015) donde se comparan costos para diferentes tecnologías de enfriamiento. También el costo de las unidades manejadoras de aire y de la torre de enfriamiento fue despreciado debido a que el chiller eléctrico también las requiere.

4.3.3 Costo de operación y mantenimiento

Los costos de operación fueron estimados a partir de las horas de operación de las bombas y ventiladores del SAATEP considerando el costo nivelado de energía (LCOE, por sus siglas en inglés) reportado por (Aguilar-jiménez et al., 2018) para la microrred energética de servicios comunitarios de Puertecitos el cual es de 0.51 USD/MWh, equivalentes a \$9.3 mxn/kWh.

El agua producto obtenida del sistema de desalinización y enfriamiento por absorción necesita ser remineralizada para estar apta al consumo humano, debido a que las tecnologías térmicas de desalinización producen agua sin sales. Las Tablas 11 y 12 muestran los costos asociados a la adquisición del equipo de remineralización y su costo operativo con información reportada en la bibliografía (Biyouné et al., 2024), la cual coincide con los costos para el proceso de remineralización por dosificación de cal reportados por Nelson & De Luca (2022).

Tabla 11. Costos de inversión inicial para remineralización de agua.

Costo de inversión inicial	Costo (MXN)
Contactores de calcita	23,3640
Sistema de alimentación de hidróxido de sodio	2,336.40
Alimentación del sistema pretratado	2,124.00
Otras instalaciones auxiliares y de servicio	1,911.60
Edificio y construcción	8,708.40
Bombas de transferencia	4,672.80
Otros costos	27,612.00
TOTAL (MXN/m³)	70,729.20

Tabla 12. Costos operativos para remineralización de agua.

Concepto de Costo	Costo Aproximado (MXN/m³)
Mano de obra y mantenimiento	0.02124
Ácido sulfúrico	0.6372
Piedra caliza (calcita)	0.08496
Hidróxido de sodio	0.04248
Energía	0.04248
TOTAL (MXN/m³)	0.82836

El costo de mantenimiento se consideró como 10% de la inversión inicial sin considerar el costo del sistema ABCD (\$170,108 mxn), debido a que la ausencia de partes móviles vuelve muy bajo o nulo el requerimiento de mantenimiento en sistemas de absorción. Por lo tanto, solo se considera el mantenimiento a los colectores solares que, aunque no

tengan partes móviles se encuentran expuestos al ambiente en una zona costera, el mantenimiento de bombas, ventiladores y el mantenimiento del termotanque. También se consideró el costo de remineralización reportado en la Tabla 12. Se consideró una vida útil de 25 años para el sistema ABCD.

Para calcular la utilidad que produce el sistema al año se consideraron diferentes precios de agua, el agua salobre proveniente del pozo ubicado a 32 km al Norte del poblado Puertecitos tiene un costo de 0.3 mxn/litro, mientras el agua purificada que proviene del poblado de San Felipe tiene un costo de 0.74mxn/litro. Como muestra la Tabla 3 la producción de agua del sistema es de 38,625 y 192,434 litros operando en un horario escolar (7-15 h) y horario completo (24 h). Por lo tanto, las utilidades correspondientes son de \$11,587 y \$28, 582 mxn para el sistema operando en horario escolar (7-15 h) considerando el precio del agua salobre y \$57,730 y \$142,401 mxn para el sistema ABCD operando en horario completo (24 h) considerando el costo del agua purificada proveniente de San Felipe.

También se consideró como utilidad producida por el sistema el ahorro económico provocado por la producción de enfriamiento con el sistema ABCD activado por energía solar térmica comparado con el consumo eléctrico de un Chiller por compresión mecánica de vapor con COP de 3.2. El consumo eléctrico del sistema ABCD se calculó con las horas de operación de la bomba para circular el agua caliente dentro del SCAES (3 HP). Para el consumo eléctrico del ventilador y las bombas para circular agua de enfriamiento del sistema ABCD por la torre de enfriamiento (3.5 HP) se consideró únicamente el 50%, debido a que el sistema de enfriamiento tipo chiller eléctrico también requiere de ese subsistema, aunque solo requiere disipar el calor del condensador, a diferencia del sistema de enfriamiento por absorción que disipa el calor del absorbedor y el condensador en la torre de enfriamiento.

En el modo de operación escolar (7-15 h) la bomba del SCAES opera durante 1,170 h, el ventilador y las bombas para circular agua de enfriamiento por la torre de enfriamiento operan durante 562 h, por lo tanto, el consumo eléctrico total es de 3,196.8 kWh y considerando un costo de 9.384 mxn/kWh, el costo de operación anual es de \$29,998.7

mxn. En el modo de operación continuo (24 h) la bomba del SCAES opera durante 2,285 h, el ventilador y las bombas para circular agua de enfriamiento por la torre de enfriamiento operan durante 2,756 h, por lo tanto, el consumo eléctrico total es de 8,711.8 kWh y considerando un costo de 9.384 mxn/kWh, el costo de operación anual es de \$ 81,751.4 mxn.

El precio de la utilidad se consideró constante, a pesar de que el costo de la energía suele incrementar con el tiempo, se consideró constante debido a que el LCOE de un proyecto se establece en su inicio y se mantiene durante la vida útil del proyecto. También el costo del agua se consideró constante, aunque es común que sufra incrementos en su precio debido al costo del agua o del combustible (diesel) requerido para activar la pipa encargada de trasladar el agua desde San Felipe a Puertecitos. Para el costo de operación y mantenimiento (diesel, remineralización y mantenimiento de equipos) se consideró un incremento del 2% anual.

4.3.4 Resultados

Para determinar la viabilidad tecno económica del sistema ABCD se realizó una proyección financiera a 25 años (vida útil típica de sistemas de enfriamiento por absorción) considerando los costos de inversión inicial y costos de operación descritos en los párrafos anteriores. El único modo de operación del sistema ABCD que fue sometido a evaluación tecno económica fue el modo de operación 24 h, con sus diferentes relaciones de área de captación y volumen; 110 m² con 12 m³, 220 m² con 36 m³, 330 m² con 36 m³, 440 m² con 36 m³ y 550 m² con 36 m³. Esto se debe a que el modo de operación escolar, tuvo una producción máxima de 38,625 lts y considerando el costo máximo el de agua es de \$0.7 mxn/lit, la utilidad producida por el agua no es significativa dentro del estudio tecno económico, donde la inversión inicial suele ser igual o mayor a \$1,000,000 mxn.

La Tabla 13 muestra los costos de inversión inicial ($Z_{inicial}$) y operativos ($Z_{o\&m}$) los cuales son impactados directamente por el costo de los colectores solares (Z_{cols}), debido a que son el mayor contribuyente a la inversión inicial e impactan significativamente el costo de operación y mantenimiento, principalmente porque de ellos depende el uso de

calor auxiliar y su combustible de activación (diesel) el cual en la mayoría de los casos es el mayor contribuyente al costo de operación y mantenimiento.

Los sistemas ABCD operando con fracción solar de 0.6 y 0.67, presentan una tasa de retorno sobre inversión de 5 y 7 años. Sin embargo, el sistema ABCD con fracción solar de 0.6 recupera la inversión en 5 años, pero mantiene costos operativos altos en su mayoría provocados por su consumo de diesel (incrementa 2% anual). Al final de su vida útil el sistema ABCD con fracción solar 0.6 presenta un capital acumulado (C_{acum}) de \$1,939,439 mxn. El sistema ABCD con fracción solar de 0.6 consiste en continuar operando con 110 m² de captación solar y 12 m³ de almacenamiento térmico, por lo tanto, es principalmente el costo de triplicar el volumen de almacenamiento el que provoca que el sistema con fracción solar de 0.67 tenga mayor tiempo de retorno sobre inversión, antes que duplicar el área de captación.

Por su parte el sistema ABCD con fracción solar de 0.67 recupera la inversión en 7 años. Su costo operativo (\$277,855 mxn) es cercano al costo operativo del sistema ABCD con fracción solar de 0.67 (\$263,806.78), a pesar de que consumo de diesel es menor por 1,671.83 lts, y eso provoca un ahorro en costo de calor auxiliar de \$43,676 mxn, el incremento en costo de operación por el incremento en área de captación solar y almacenamiento térmico termina por reducir la diferencia de costos operativos. Esto también provoca que su capital acumulado al final de su vida útil (\$1,986,495 mxn) sea similar a pesar de que tiene menor costo operativo ligeramente menor.

Tabla 13. Costos asociados a la fracción solar del sistema para la evaluación económica.

	$A_{col}=110\text{ m}^2$ $V_{alm}=12\text{ m}^3$	$A_{col}=220\text{ m}^2$ $V_{alm}=36\text{ m}^3$	$A_{col}=330\text{ m}^2$ $V_{alm}=36\text{ m}^3$	$A_{col}=440\text{ m}^2$ $V_{alm}=36\text{ m}^3$	$A_{col}=550\text{ m}^2$ $V_{alm}=36\text{ m}^3$
F_{sol} (-)	0.6	0.67	0.83	0.92	0.99
Z_{aux} (mxn)	\$249,580	\$205,520	\$106,071	\$49,916	\$6,239
Z_{cols} (mxn)	\$178,516	\$357,033	\$535,550	\$714,067	\$892,584
$Z_{inicial}$ (mxn)	\$966,575	\$1,369,512	\$1,612,295	\$1,855,078	\$2,097,860
$Z_{o\&m}$ (mxn)	\$277,855	\$263,772	\$181,791	\$143,487	\$117,662
C_{acum} (mxn)	\$1,939,439	\$1,986,495	\$4,369,576	\$5,353,681	\$5,938,079
TRSI (años)	6	8	6	6	7

La Figura 55 muestra que los sistemas ABCD operando con fracción solar de 0.83, 0.92 y 0.99, presentan una tasa de retorno sobre inversión de 6 años. Con el incremento de aportación solar e inminente reducción de consumo de diesel, el tiempo de retorno de la inversión disminuye. Sin embargo, para estos casos a pesar de la notable disminución de costo de calor auxiliar (Z_{aux}), el costo de operación y mantenimiento ($Z_{o\&m}$) no

disminuye en gran medida por el incremento de costo operación y mantenimiento provocada principalmente por el incremento en área de colectores solares.

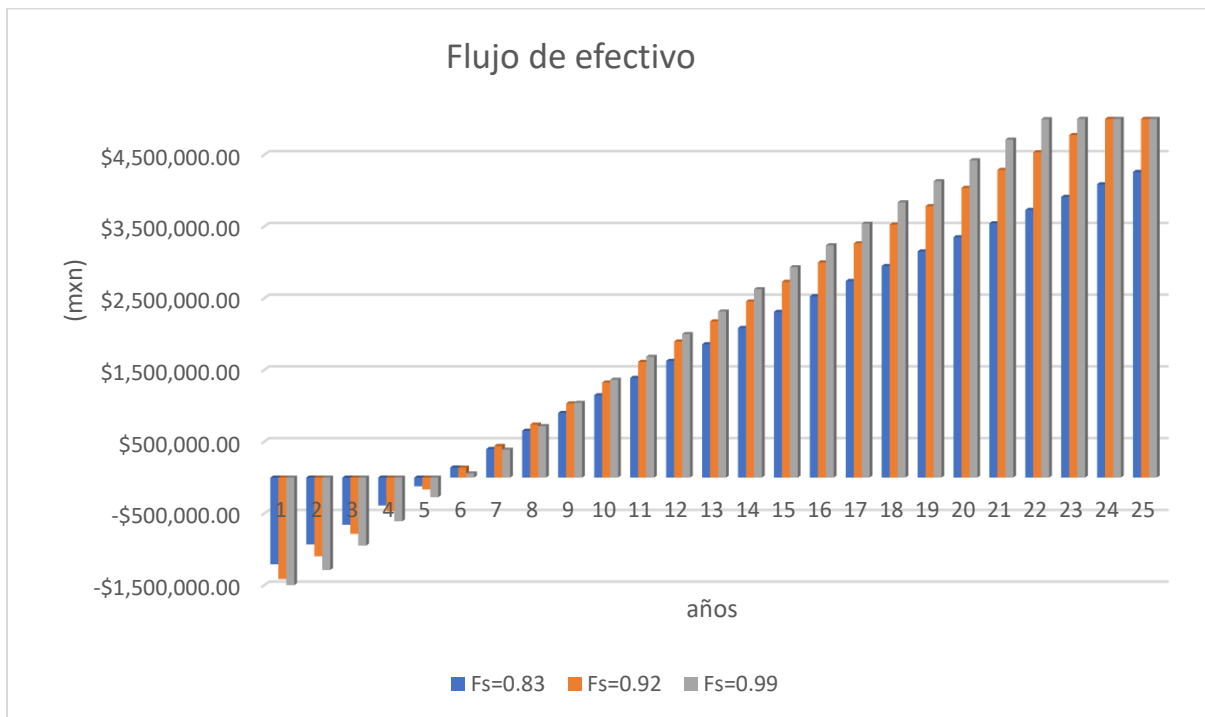


Figura 55. Flujo de efectivo para fracciones solares de 0.83, 0.92 y 0.99.

Basado en los resultados del estudio económico se puede determinar que la fracción solar de 0.83 y 0.92 son las opciones con mayor viabilidad tecno económica para operar el sistema ABCD por 24 h. A pesar de que los tres sistemas (330, 440 y 550 m² y 36 m³) presentan su retorno de la inversión a los 6 años, para el sistema con fracción solar de 0.83 (330 m² y 36 m³), el capital acumulado al final de su vida útil es 127% mayor comparado con el sistema ABCD con fracción solar de 0.67 (220 m² y 36 m³). Para el sistema con fracción solar de 0.92 el incremento en capital acumulado al final de su vida útil únicamente incrementa 23% con respecto al sistema con fracción solar de 0.83. Por lo tanto, se puede determinar que la opción con mayor viabilidad es el sistema ABCD con fracción solar de 0.83. Esto también puede apoyarse por el menor requerimiento de espacio para la instalación del campo de colectores solares, aunque puede verse contrastado por un mayor costo ambiental del por mayor consumo de diesel, el cual no fue considerado dentro del presente estudio.

CAPÍTULO 5

CONCLUSIONES

Con base en los resultados, se determina que un sistema de desalinización y enfriamiento por absorción, activado por un flujo másico de agua caliente (\dot{m}_{HW}) de 2.389 kg/s a 95°C, un flujo másico de agua de enfriamiento (\dot{m}_{CW}) de 4.167 kg/s a 30°C para refrigerar en serie el absorbedor y el condensador, y un flujo másico de agua fría (\dot{m}_{CHW}) de 1.669 kg/s que ingresa a 12°C al evaporador para reducir su temperatura a 7°C ($Q_{EVA}=35$ kW), operando a una presión de 7.4 kPa en el generador-condensador y 0.75 kPa en el evaporador-absorbedor, con un flujo másico de agua de mar (refrigerante) de 0.0165 kg/s ($X_{ref}=35,000$ ppm y $X_{br}=304,239$ ppm) y un flujo de solución de LiBr-H₂O 0.1725 kg/s, cuya concentración varía entre 62.7% y 57.4%, alcanza una capacidad de desalinización de 1.26 m³/día con valores de COP, RR y COP_G de 0.77, 0.88 y 1.61, respectivamente.

El COP y el COP_G del sistema tienden a incrementarse cuando se reduce el flujo másico de solución (\dot{m}_{sol}) que circula entre el generador y el absorbedor. No obstante, la principal limitación es la concentración de la solución (65% de LiBr) a la salida del generador, la cual aumenta debido a que el flujo de vapor de agua desorbido se mantiene constante. Adicionalmente, aunque la reducción del flujo másico de solución incrementa el COP máximo alcanzable, también provoca una disminución significativa del COP ante pequeñas variaciones en el flujo de agua de mar o en las temperaturas de los circuitos externos (\dot{m}_{HW} , \dot{m}_{CW} y \dot{m}_{CHW}).

El flujo másico de agua de mar (refrigerante) tiene un impacto distinto en el rendimiento del sistema. Es esencial determinar su flujo óptimo para alcanzar la capacidad de enfriamiento nominal con el COP más alto posible. Al operar con flujos másicos bajos, la concentración de la salmuera excede el límite permisible antes de que el vapor producido sea suficiente para alcanzar la capacidad de enfriamiento deseada. Incrementar el flujo másico de agua de mar permite alcanzar dicha capacidad con el COP máximo, pero la concentración de salmuera aún supera el límite permitido. Para reducir la concentración de salmuera por debajo del límite permisible, el flujo másico de agua de

mar debe incrementarse aún más, aun cuando esto conlleve una disminución inevitable del COP y el RR.

La presión en la sección generador-condensador tiene un efecto inversamente proporcional sobre el COP del sistema. Además, disminuye la temperatura de saturación de la solución de LiBr en el generador, requiriendo energía térmica de menor calidad para activar el sistema. La limitante para disminuir la presión en el generador-condensador reside en la temperatura de saturación del agua desorbida que se dirige hacia el condensador. Una presión más baja requiere una temperatura menor en el agua de enfriamiento para retirar el calor de condensación.

La presión en la sección evaporador-absorbedor tiene un efecto directamente proporcional tanto en el COP como en el COP_G del sistema. Esto se debe a que el incremento de presión permite una mayor dilución de la solución en el absorbedor sin reducir su temperatura de saturación. Asimismo, el COP y el COP_G aumentan porque la caída de presión del agua de mar en la válvula de estrangulamiento se reduce, generando menos vapor instantáneo (flash). Esto permite que se genere más vapor mediante la adición de calor en el evaporador. Sin embargo, el aumento de presión en el evaporador también incrementa la temperatura de saturación de la salmuera. Para mejorar la capacidad de enfriamiento y desalinización sin exceder el límite de concentración, el flujo de agua de mar debe aumentarse, a pesar de que esto cause una reducción inevitable del RR.

Para mantener el sistema operando de manera balanceada es esencial que el flujo de vapor de agua generado por la caída de presión en la válvula de expansión y por la adición de calor en el evaporador sea equivalente al flujo de vapor de agua desorbido en el generador. Para mantener el sistema operando en su RR máximo, el flujo másico de agua de mar (refrigerante) que ingresa al sistema debe controlarse de manera proporcional a la demanda de enfriamiento en el evaporador. Un beneficio clave a destacar es que el ciclo de absorción abierto permite que la cantidad de refrigerante dentro del sistema sea variable y dependa de las condiciones operativas de los circuitos

externos (\dot{m}_{HW} , \dot{m}_{CW} y \dot{m}_{CHW}). Por esta razón, el ciclo de absorción abierto ofrece un rango de operación más amplio en comparación con un ciclo de absorción cerrado.

Del estudio operativo se concluyó que el modo de operación de 24 h es el óptimo para el sistema ABCD debido a que produce 398% más agua y la utilidad incrementa significativamente. Sin embargo, para poder operar el sistema 24 h es necesario incrementar la capacidad de captación (110 m^2) y almacenamiento (12 m^3) de energía solar térmica del sistema, porque para operar 24 h presenta una fracción solar de 0.6. Se determinó que el volumen de almacenamiento térmico óptimo es de 36 m^3 , debido a que seguir incrementando el volumen no representa incrementos en la fracción solar. La fracción solar presenta valores de 0.67, 0.83, 0.92 y 0.99 al incrementar el área de captación a 220, 330, 440 y 550 m^2 .

Basado en los resultados del estudio económico se puede determinar que la fracción solar de 0.83 y 0.92 son las opciones con mayor viabilidad tecno económica para operar el sistema ABCD por 24 h. El sistema ABCD con fracción solar de 0.83 acumula un capital 127% mayor comparado con el sistema ABCD con fracción solar de 0.67 (220 m^2 y 36 m^3) al final de su vida útil. Para el sistema con fracción solar de 0.92 el incremento en capital acumulado al final de su vida útil únicamente incrementa 23% con respecto al sistema con fracción solar de 0.83. Los ABCD de 330, 440 y 500 m^2 con 36 m^3 tienen una tasa de retorno sobre inversión en el año 6, sin embargo, el capital acumulado del sistema con fracción solar de 0.99 es 11% mayor al finalizar la vida útil del sistema ABCD, pero el área requerida y la inversión inicial son 25% y 16.1% mayores, su ventaja es que tiene menor emisión de contaminantes debido al menor consumo de diesel por año.

TRABAJOS FUTUROS

Como trabajo futuro se plantea integrar un ciclo de humidificación-deshumidificación a la torre de enfriamiento de tipo indirecto para recuperar el agua difundida en el aire que abandona la torre de enfriamiento en condiciones de saturación, con la finalidad de incrementar la capacidad de desalinización del sistema al formar un sistema híbrido de desalinización y enfriamiento por absorción con humidificación-deshumidificación. Además, de aprovechar la torre de enfriamiento indirecta como humidificador y punto de integración entre ambas tecnologías, otro beneficio de esta hibridación es utilizar el agua enfriada por el sistema ABCD como corriente de enfriamiento en el deshumidificador durante horas donde la carga térmica de la edificación es baja y el sistema de captación y almacenamiento de energía tiene posibilidad de operar a plena carga, esto ocurre principalmente en los meses de mayo y junio.

Otro trabajo futuro de interés es estudiar a fondo del ciclo de desalinización y enfriamiento por absorción de doble efecto para encontrar sus mejores condiciones de operación y límites operativos. De igual manera realizar el estudio a fondo del ciclo de desalinización y enfriamiento por absorción-eyección utilizando un eyector activado por el vapor desorbido en el generador que arrastre vapor del evaporador. De esta manera la capacidad de desalinización y enfriamiento del ciclo pueden incrementarse significativamente sin modificar las relaciones de concentración y/o el flujo masico de solución que circula en el circuito generador-absorbedor. Una de las limitantes de este ciclo es la temperatura de condensación que ahora se encuentra a la presión establecida por la descarga del eyector, sin embargo, una solución puede ser la condensación por contacto directo con una fracción de la salmuera a baja temperatura que sale del evaporador.

REFERENCIAS:

- Aguilar-jiménez, J. A., Velázquez, N., Acuña, A., Cota, R., González, E., González, L., López, R., & Islas, S. (2018). Techno-economic analysis of a hybrid PV-CSP system with thermal energy storage applied to isolated microgrids. *Solar Energy*, *174*, 55–65. <https://doi.org/10.1016/j.solener.2018.08.078>
- Aguilar-Jiménez, J. A., Velázquez, N., López-Zavala, R., Beltrán, R., Hernández-Callejo, L., González-Uribe, L. A., & Alonso-Gómez, V. (2020). Low-temperature multiple-effect desalination/organic Rankine cycle system with a novel integration for fresh water and electrical energy production. *Desalination*, *477*. <https://doi.org/10.1016/j.desal.2019.114269>
- Aguilar-Jiménez, J. A., Velázquez, N., López-Zavala, R., González-Uribe, L. A., Beltrán, R., & Hernández-Callejo, L. (2019). Simulation of a solar-assisted air-conditioning system applied to a remote school. *Applied Sciences (Switzerland)*, *9*(16). <https://doi.org/10.3390/app9163398>
- Aguilar-Jiménez, J. A., Velázquez-Limón, N., López-Zavala, R., González-Uribe, L. A., Islas, S., Gonzáles, E., Ramírez, L., & Beltrán, R. (2020). Optimum operational strategies for a solar absorption cooling system in an isolated school of Mexico. *International Journal of Refrigeration*, *112*, 1–13. <https://doi.org/doi.or/10.1016/j.irefrig.2019.12.010>
- AHRI. (2019). *2019 Standard for Performance Rating of Fan-coil Units*.
- Alazazmeh, A. J., & Mokheimer, E. M. (2015). Review of Solar Cooling Technologies. *Journal of Applied Mechanical Engineering*, *04*(05). <https://doi.org/10.4172/2168-9873.1000180>
- Alsouda, F., Bennett, N. S., Saha, S. C., Salehi, F., & Islam, M. S. (2023). Vapor Compression Cycle: A State-of-the-Art Review on Cycle Improvements, Water and Other Natural Refrigerants. *Clean Technologies*, *5*(2), 584–608. <https://doi.org/10.3390/cleantechnol5020030>
- Ameri, M., Seif Mohammadi, S., Hosseini, M., & Seifi, M. (2009). Effect of design parameters on multi-effect desalination system specifications. *Desalination*, *245*, 266–283. <https://doi.org/10.1016/j.desal.2009>
- Aphornratana, S., & Eames, I. W. (1998). Experimental investigation of a combined ejector-absorption refrigerator. *International Journal of Energy Research*, *22*(3), 195–207. [https://doi.org/10.1002/\(SICI\)1099-114X\(19980310\)22:3<195::AID-ER346>3.0.CO;2-A](https://doi.org/10.1002/(SICI)1099-114X(19980310)22:3<195::AID-ER346>3.0.CO;2-A)

- Arango-Galván, C., Prol-Ledesma, R. M., & Torres-Vera, M. A. (2015). Geothermal prospects in the Baja California Peninsula. *Geothermics*, 55, 39–57. <https://doi.org/10.1016/j.geothermics.2015.01.005>
- Ashouri, M., & Bahrami, M. (2022). Heat and mass transfer in laminar falling film absorption: A compact analytical model. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 188. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2022.122598>
- Azimibavil, S., & Jafarian, A. (2021). Heat transfer evaluation and economic characteristics of falling film brine concentrator in zero liquid discharge processes. *Journal of Cleaner Production*, 285. <https://doi.org/10.1016/j.jclepro.2020.124892>
- Behnam, P., Faegh, M., & Khiadani, M. (2022). A review on state-of-the-art applications of data-driven methods in desalination systems. In *Desalination* (Vol. 532). Elsevier B.V. <https://doi.org/10.1016/j.desal.2022.115744>
- Bellos, E., Tzivanidis, C., Symeou, C., & Antonopoulos, K. A. (2017). Energetic, exergetic and financial evaluation of a solar driven absorption chiller – A dynamic approach. *Energy Conversion and Management*, 137, 34–48. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2017.01.041>
- Bhowmick, A., & Kundu, B. (2021). Exergoeconomic assessment and optimization of a double effect absorption chiller integrated with a humidification-dehumidification desalination system. *Energy Conversion and Management*, 247. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2021.114766>
- Boriskina, S. v., Raza, A., Zhang, T., Wang, P., Zhou, L., & Zhu, J. (2019). Nanomaterials for the water-energy nexus. *MRS Bulletin*, 44(1), 59–66. <https://doi.org/10.1557/mrs.2018.325>
- Breña Naranjo, A. (2021). Seguridad hídrica en tiempos de sequía. *Perspectivas IMTA*, 2(14). <https://doi.org/10.24850/b-imta-perspectivas-2021-14>
- Castro, R., Lavin, M. F., & Ripa, P. (1994). Seasonal heat balance in the Gulf of California. *Journal of Geophysical Research*, 99(C2), 3249–3261. <https://doi.org/10.1029/93JC02861>
- Catrini, P., Cipollina, A., Giacalone, F., Micale, G., Piacentino, A., & Tamburini, A. (2018). Thermodynamic, Exergy, and Thermo-economic analysis of Multiple Effect Distillation Processes. In *Renewable Energy Powered Desalination Handbook: Application and Thermodynamics* (pp. 445–489). Elsevier Inc. <https://doi.org/10.1016/B978-0-12-815244-7.00012-X>

- Çengel, Y. A., & Ghajar, A. J. (2015). *Heat and Mass Transfer Fundamentals & Applications* (Fifth Edition). McGraw-Hill Education.
- Climate Central. (2022). *SURGING POWER OUTAGES and Climate Change*.
- CONAGUA. (1999). *Compendio Básico del Agua en México 1999*.
- CONAGUA. (2018). *Programa Nacional Hídrico*.
- CONAGUA. (2019). *Estadísticas del Agua en México*.
- CONAGUA. (2020a). *ACTUALIZACIÓN DE LA DISPONIBILIDAD MEDIA ANUAL DE AGUA EN EL ACUÍFERO MATOMÍ-PUERTECITOS (0238), ESTADO DE BAJA CALIFORNIA*.
- CONAGUA. (2020b). *Actualización de la disponibilidad media anual de agua en el acuífero Matomí-Puertecitos (0238), estado de Baja California*.
- CONAPO. (2016). *Proyecciones de la Población de México y de las Entidades Federativas (2016-2050)*. <https://www.gob.mx/conapo>
- Cosgrove, W. J., & Loucks, D. P. (2015). Water management: Current and future challenges and research directions. In *Water Resources Research* (Vol. 51, Issue 6, pp. 4823–4839). Blackwell Publishing Ltd. <https://doi.org/10.1002/2014WR016869>
- Dai, Z., Zhang, Y., Wang, S., Nawaz, K., & Jacobi, A. (2022). Falling-film heat exchangers used in desalination systems: A review. In *International Journal of Heat and Mass Transfer* (Vol. 185). Elsevier Ltd. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2021.122407>
- Damania, R., Desbureaux, S., Hyland, M., Islam, A., Moore, S., Rodella, A.-S., Russ, J., & Zaveri, E. (2017). *The New Economics of Water Scarcity and Variability*.
- Darwish, M. A., Al-Juwayhel, F., & Abdulraheim, H. K. (2006). Multi-effect boiling systems from an energy viewpoint. *Desalination*, 194(1–3), 22–39. <https://doi.org/10.1016/j.desal.2005.08.029>
- de Vega, M., Almendros-Ibañez, J. A., & Ruiz, G. (2006). Performance of a LiBr-water absorption chiller operating with plate heat exchangers. *Energy Conversion and Management*, 47(18–19), 3393–3407. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2006.01.005>
- DesalData. (2022). *DESALDATA*.
- do Thi, H. T., Pasztor, T., Fozer, D., Manenti, F., & Toth, A. J. (2021). Comparison of desalination technologies using renewable energy sources with life cycle, pestle, and multi-criteria decision analyses. *Water (Switzerland)*, 13(21). <https://doi.org/10.3390/w13213023>

- Eicker, U., Pietruschka, D., & Pesch, R. (2012a). Heat rejection and primary energy efficiency of solar driven absorption cooling systems. *International Journal of Refrigeration*, 35(3), 729–738. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2012.01.012>
- Eicker, U., Pietruschka, D., & Pesch, R. (2012b). Heat rejection and primary energy efficiency of solar driven absorption cooling systems. *International Journal of Refrigeration*, 35(3), 729–738. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2012.01.012>
- Eke, J., Yusuf, A., Giwa, A., & Sodiq, A. (2020). The global status of desalination: An assessment of current desalination technologies, plants and capacity. *Desalination*, 495. <https://doi.org/10.1016/j.desal.2020.114633>
- El-Dessouky, H. T., & Ettouney, H. M. (2002). *Fundamentals of Salt Water Desalination*. Elsevier Science B.V.
- El-Dessouky, Hisham T., & Ettouney, H. M. (2002). *Fundamentals of Salt Water Desalination*. ELSEVIER.
- Falkenmark, M., & Lindh, G. (1974). How Can We Cope with the Water Resources Situation by the Year 2015? *Ambio*, 3(3/4), 114–122. <http://www.jstor.org/stable/4312063>
- Florides, G. A., Kalogirou, S. A., Tassou, S. A., & Wrobel, L. C. (2003). Design and construction of a LiBr-water absorption machine. *Energy Conversion and Management*, 44(15), 2483–2508. [https://doi.org/10.1016/S0196-8904\(03\)00006-2](https://doi.org/10.1016/S0196-8904(03)00006-2)
- Fujita, Y. (1999). *BOILING AND EVAPORATION OF FALLING FILM ON HORIZONTAL TUBES AND ITS ENHANCEMENT ON GROOVED TUBES*.
- García, E. (2004a). Modificaciones al Sistema Climático Köppen. In *Instituto de Geografía* (p. 98).
- García, E. (2004b). Modificaciones al Sistema Climático Köppen. In *Instituto de Geografía*. http://www.igeograf.unam.mx/sigg/utilidades/docs/pdfs/publicaciones/geo_siglo21/serie_lib/modific_al_sis.pdf
- García-Cueto, O. R., Santillán-Soto, N., López-Velázquez, E., Reyes-López, J., Cruz-Sotelo, S., & Ojeda-Benítez, S. (2019). Trends of climate change indices in some Mexican cities from 1980 to 2010. *Theoretical and Applied Climatology*, 137(1–2), 775–790. <https://doi.org/10.1007/s00704-018-2620-4>

- Garousi Farshi, L., Mahmoudi, S. M. S., Rosen, M. A., Yari, M., & Amidpour, M. (2013). Exergoeconomic analysis of double effect absorption refrigeration systems. *Energy Conversion and Management*, 65, 13–25. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2012.07.019>
- Ghenai, C., Kabakebji, D., Douba, I., & Yassin, A. (2021). Performance analysis and optimization of hybrid multi-effect distillation adsorption desalination system powered with solar thermal energy for high salinity sea water. *Energy*, 215. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2020.119212>
- González Uribe, L. A. (2017). *Desarrollo de un sistema de enfriamiento-desalinización de baja capacidad activado con energías renovables*. Universidad Autónoma de Baja California.
- Harby, K., Ali, E. S., & Almohammadi, K. M. (2021). A novel combined reverse osmosis and hybrid absorption desalination-cooling system to increase overall water recovery and energy efficiency. *Journal of Cleaner Production*, 287, 125014. <https://doi.org/10.1016/j.jclepro.2020.125014>
- Herold, K. E., Radermacher, R., & Klein, S. A. (2016). *ABSORPTION CHILLERS AND HEAT PUMPS* (Second edition). CRC Press Taylor & Francis Group.
- Horvath, C., Hwang, Y., Radermacher, R., Gerstler, W., & Tang, C. J. (2014a). Waste heat and electrically driven hybrid cooling systems for a high ambient temperature, off-grid application. *Energy*, 66, 711–721. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2013.11.058>
- Horvath, C., Hwang, Y., Radermacher, R., Gerstler, W., & Tang, C.-J. (2014b). Waste heat and electrically driven hybrid cooling systems for a high ambient temperature, off-grid application. *Energy*, 66, 711–721. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2013.11.058>
- Horvath, C., Hwang, Y., Radermacher, R., Gerstler, W., & Tang, C.-J. (2014c). Waste heat and electrically driven hybrid cooling systems for a high ambient temperature, off-grid application. *Energy*, 66, 711–721. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2013.11.058>
- Howard, G., Bartram, J., Williams, A., Overbo, A., Fuente, D., & Geere, J.-A. (2020). *Domestic water quantity, service level and health. Second edition*. World Health Organization
- Huang, R. X. (2015). Oceanographic Topics: Surface/Wind Driven Circulation. *Encyclopedia of Atmospheric Sciences: Second Edition*, 301–314. <https://doi.org/10.1016/B978-0-12-382225-3.00280-2>
- Idrus Alhamid, M., Nasruddin, Lubis, A., Saito, K., Yabase, H., & Aisyah, N. (2019). Energy Analysis for the Solar Thermal Cooling System in Universitas Indonesia. *International*

Journal of Air-Conditioning and Refrigeration, 27(3).
<https://doi.org/10.1142/S2010132519500238>

INEGI. (2019). *Anuario estadístico Y geográfico por entidad federativa 2019*.

INEGI. (2021). *Así se contó México*.

Infante Ferreira, C., & Kim, D. S. (2014). Techno-economic review of solar cooling technologies based on location-specific data. In *International Journal of Refrigeration* (Vol. 39, pp. 23–37). Elsevier Ltd. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2013.09.033>

Jae Kim, J., Jin Bae, K., Chan Kim, Y., & Kyung Kwon, O. (2021). An experimental study on the heat transfer performance characteristics of horizontal tube falling film absorbers for single-stage absorption heat transformer. *Applied Thermal Engineering*, 198. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2021.117485>

Jeong, S., & Garimella, S. (2002). *Falling-film and droplet mode heat and mass transfer in a horizontal tube LiBr/water absorber*. www.elsevier.com/locate/ijhmt

Jones, E., Qadir, M., van Vliet, M. T. H., Smakhtin, V., & Kang, S. mu. (2019). The state of desalination and brine production: A global outlook. In *Science of the Total Environment* (Vol. 657, pp. 1343–1356). Elsevier B.V. <https://doi.org/10.1016/j.scitotenv.2018.12.076>

Justine, J., Monteiro, J. M., Shah, H., & Rao, N. (2023). The diurnal variation of wet bulb temperatures and exceedance of physiological thresholds relevant to human health in South Asia. *Communications Earth and Environment*, 4(1). <https://doi.org/10.1038/s43247-023-00897-0>

Karamangil, M. I., Coskun, S., Kaynakli, O., & Yamankaradeniz, N. (2010). A simulation study of performance evaluation of single-stage absorption refrigeration system using conventional working fluids and alternatives. In *Renewable and Sustainable Energy Reviews* (Vol. 14, Issue 7, pp. 1969–1978). Elsevier Ltd. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2010.04.008>

Kaynakli, O., & 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. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2006.06.005>

Khan, T. S., Khan, M. S., Chyu, M. C., & Ayub, Z. H. (2010). Experimental investigation of single phase convective heat transfer coefficient in a corrugated plate heat exchanger for multiple plate configurations. *Applied Thermal Engineering*, 30(8–9), 1058–1065. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2010.01.021>

- Lee, S. K., Lee, J. W., Lee, H., Chung, J. T., & Kang, Y. T. (2019). Optimal design of generators for H₂O/LiBr absorption chiller with multi-heat sources. *Energy*, *167*, 47–59. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2018.10.185>
- Li, R., Wang, R., & Xu, Z. (2025). Combined absorption desalination-refrigeration cycle driven by low temperature heat source. *Energy*, *327*. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2025.136408>
- Liao, J., Xie, X., Nemer, H., Claridge, D. E., & Culp, C. H. (2019). A simplified methodology to optimize the cooling tower approach temperature control schedule in a cooling system. *Energy Conversion and Management*, *199*. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2019.111950>
- López-Zavala, R., Velázquez, N., González-Uribe, L. A., Quezada-Espinoza, K. M., Aguilar-Jiménez, J. A., Islas, S., Nakasima-López, M., & González, E. (2019). Absorption cooling and desalination system with a novel internal energetic and mass integration that increases capacity and efficiency. *Desalination*, *471*. <https://doi.org/10.1016/j.desal.2019.114144>
- López-Zavala, R., Velázquez-Limón, N., González-Uribe, L. A., Aguilar-Jiménez, J. A., Alvarez-Mancilla, J., Acuña, A., & Islas, S. (2019). A novel LiBr/H₂O absorption cooling and desalination system with three pressure levels. *International Journal of Refrigeration*, *99*, 469–478. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2019.01.003>
- Lucy New Energy Technology Co. (2013). *Product manual of solar air conditioner*.
- Manungufala, T. (2021). *Water Scarcity: Classification, Measurement and Management* (pp. 1–14). https://doi.org/10.1007/978-3-319-70061-8_7-1
- Marc, O., Lucas, F., Sinama, F., & Monceyron, E. (2010a). Experimental investigation of a solar cooling absorption system operating without any backup system under tropical climate. *Energy and Buildings*, *42*, 774–782. <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2009.12.006>
- Marc, O., Lucas, F., Sinama, F., & Monceyron, E. (2010b). Experimental investigation of a solar cooling absorption system operating without any backup system under tropical climate. In *Energy and Buildings* (Vol. 42, Issue 6, pp. 774–782). <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2009.12.006>
- Marc, O., Lucas, F., Sinama, F., & Monceyron, E. (2010c). Experimental investigation of a solar cooling absorption system operating without any backup system under tropical climate. *Energy and Buildings*, *42*(6), 774–782. <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2009.12.006>
- Mata-Torres, C., Zurita, A., Cardemil, J. M., & Escobar, R. A. (2019). Exergy cost and thermoeconomic analysis of a Rankine Cycle + Multi-Effect Distillation plant considering

- time-varying conditions. *Energy Conversion and Management*, 192, 114–132.
<https://doi.org/10.1016/j.enconman.2019.04.023>
- METEONORM. (2014). Handbook part I: Software Global Meteorological Database Version 7 Software and Data for Engineers, Planers and Education The Meteorological Reference for Solar Energy Applications, Building Design, Heating & Cooling Systems, Education Renewable Energy. *Handbook Part I: Software, March*.
- Morita, R. Y., & Moyer, C. L. (2001). Psychrophiles, Origin of. *Encyclopedia of Biodiversity*, 917–924. <https://doi.org/10.1016/B0-12-226865-2/00362-X>
- Muneeshwaran, M., Lin, H. Y., Yang, C. M., Nawaz, K., & Wang, C. C. (2025). Universal correlation for falling film evaporation heat transfer coefficients of water and seawater. *Applied Thermal Engineering*, 259. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2024.124881>
- NASA. (2002). *NASA Earth Observatory Sea Surface Temperature*.
- Nelson, N., & de Luca, A. (2022). *Remineralization and Stabilization of Desalinated Water*. www.intechopen.com
- Nikbakhti, R., Wang, X., Hussein, A. K., & Iranmanesh, A. (2020). Absorption cooling systems – Review of various techniques for energy performance enhancement. In *Alexandria Engineering Journal* (Vol. 59, Issue 2, pp. 707–738). Elsevier B.V. <https://doi.org/10.1016/j.aej.2020.01.036>
- Pawlowicz, R., McDougall, T., Feistel, R., & Tailleux, R. (2012). An historical perspective on the development of the Thermodynamic Equation of Seawater-2010. In *Ocean Science* (Vol. 8, Issue 2, pp. 161–174). <https://doi.org/10.5194/os-8-161-2012>
- Plummer, J., Ratcliffe Illustrations, L., & Hambre, D. (2017). *FAO OFFICE FOR CORPORATE COMMUNICATION*. www.fao.org/publications
- Qasem, N. A. A. (2021). Waste-heat recovery from a vapor-absorption refrigeration system for a desalination plant. *Applied Thermal Engineering*, 195. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2021.117199>
- Qasem, N. A. A., Abdulrahman, G. A. Q., Aljundi, I. H., & Abdallah, A. M. (2022). Innovative integration of a series-module membrane distillation plant with a double-effect absorption refrigerator. *Case Studies in Thermal Engineering*, 40, 78598903. <https://doi.org/10.1016/j.csite.2022.102498>

- Qasem, N. A. A., Lawal, D. U., Aljundi, I. H., Abdallah, A. M., & Panchal, H. (2022). Novel integration of a parallel-multistage direct contact membrane distillation plant with a double-effect absorption refrigeration system. *Applied Energy*, 323. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2022.119572>
- Qasem, N. A. A., & Zubair, S. M. (2019). Performance evaluation of a novel hybrid humidification-dehumidification (air-heated) system with an adsorption desalination system. *Desalination*, 461, 37–54. <https://doi.org/10.1016/j.desal.2019.03.011>
- Qasem, N. A. A., Zubair, S. M., Abdallah, A. M., Elbassoussi, M. H., & Ahmed, M. A. (2020). Novel and efficient integration of a humidification-dehumidification desalination system with an absorption refrigeration system. *Applied Energy*, 263. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2020.114659>
- Riffat, S. B. (1995). SOLAR ABSORPTION SYSTEM FOR WATER DESALINATION. *Renewable Energy*, 6(94), 101–106.
- Ríos Arriola, J. (2021). *ESTUDIO DEL POTENCIAL DEL SUBSUELO COMO SUMIDERO DE CALOR PARA EL SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO TERMOSOLAR DE LA ESCUELA DE PUERTECITOS, ENSENADA B.C.* Universidad Autónoma de Baja California.
- Ríos-Arriola, J., Velázquez-Limón, N., Aguilar-Jiménez, J. A., Corona, J. A., Islas, S., Reyes-López, J. A., & Luna, A. (2024). Air Conditioning of an Off-Grid Remote School with an Earth to air Heat Exchanger Coupled Indirectly to a Solar Cooling System. *International Journal of Environmental Research*, 18(6). <https://doi.org/10.1007/s41742-024-00662-x>
- Ripa, P., & Marinone, G. (1989). *Seasonal variability of temperature, salinity, velocity, vorticity and sea level in the central Gulf of California, as inferred from historical data.* 115, 523–554.
- Shaaban, A. M., Antar, M. A., Khalifa, A. E., & El-Shaarawi, M. A. (2020). Analysis of Integrated H₂O–LiBr Absorption Cooling and Single-Effect Evaporation Desalination System. *Arabian Journal for Science and Engineering*, 45(7), 5273–5284. <https://doi.org/10.1007/s13369-020-04374-0>
- Shahzad, M. W., Burhan, M., & Ng, K. C. (2019). Design of Industrial Falling Film Evaporators. In *Heat and Mass Transfer - Advances in Science and Technology Applications*. IntechOpen. www.intechopen.com

- Shirazi, A., Taylor, R. A., Morrison, G. L., & White, S. D. (2018a). Solar-powered absorption chillers: A comprehensive and critical review. *Energy Conversion and Management*, 171(January), 59–81. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2018.05.091>
- Shirazi, A., Taylor, R. A., Morrison, G. L., & White, S. D. (2018b). Solar-powered absorption chillers: A comprehensive and critical review. In *Energy Conversion and Management* (Vol. 171, pp. 59–81). Elsevier Ltd. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2018.05.091>
- Soomro, M. I., & Kim, W. S. (2018). Performance and economic evaluation of linear Fresnel reflector plant integrated direct contact membrane distillation system. *Renewable Energy*, 129, 561–569. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2018.06.010>
- Stephan, K. (1983). *History of absorption heat pumps and working pair developments in Europe*.
- Thu, K., Kim, Y. D., Amy, G., Chun, W. G., & Ng, K. C. (2013). A hybrid multi-effect distillation and adsorption cycle. *Applied Energy*, 104, 810–821. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2012.12.007>
- Toshihiro Ishibashi. (1978). THE RESULT OF COOLING OPERATION OF YAZAKI EXPERIMENTAL SOLAR HOUSE “ONE.” *Solar Energy*, 21, 11–16.
- UNESCO. (2020). *AGUA Y CAMBIO CLIMÁTICO*. www.unesco.org/open-access/
- University of Hawai‘i. (2022). *Ocean temperature profiles*. Exploring Our Fluid Earth, a Product of the Curriculum Research & Development Group (CRDG), College of Education.
- Valero, A., Uche, J., & Serra, L. (2001). *LA DESALACIÓN COMO ALTERNATIVA AL PHN*. <http://circe.cps.unizar.es>
- Velázquez Limón, N. (2002). *ESTUDIO DE SISTEMAS DE ABSORCIÓN AVANZADOS PARA OPERAR CON GAS NATURAL ASISTIDOS POR ENERGÍA SOLAR*. Universidad Nacional Autónoma de México.
- Velázquez-Limón, N., López-Zavala, R., Hernández-Callejo, L., Aguilar-Jiménez, J. A., Ojeda-Benítez, S., & Ríos-Arriola, J. (2020). Study of a Hybrid Solar Absorption-Cooling and Flash-Desalination System. *Energies*, 13(15). <https://doi.org/10.3390/en13153943>
- Vereda Ortiz. (n.d.). *Eyector-absorbedor adiabático como potenciador de un ciclo híbrido para refrigeración por absorción basado en la disolución amoniaco-nitrato de litio*. www.uc3m.es
- Xu, H., & Wu, M. (2017). *Water Availability Indices-A Literature Review*. www.anl.gov.

- Xu, Z. Y., & Wang, R. Z. (2016). Solar-powered absorption cooling systems. In *Advances in Solar Heating and Cooling* (pp. 251–298). Elsevier Inc. <https://doi.org/10.1016/B978-0-08-100301-5.00011-4>
- Xu, Z. Y., Wang, R. Z., & Wang, H. B. (2015). Experimental evaluation of a variable effect LiBr-water absorption chiller designed for high-efficient solar cooling system. *International Journal of Refrigeration*, 59, 135–143. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2015.07.019>
- Zheng, H. (2017). Absorption and Adsorption Solar Desalination System. In *Solar Energy Desalination Technology* (pp. 623–670). Elsevier. <https://doi.org/10.1016/b978-0-12-805411-6.00008-7>
- Ziegler, F., Kahn, R., Summerer, F., & Alefeld, G. (1993). Multi-effect absorption chillers. In *Butterworth-Heinemann and IIR Rev. Int. Froid* (Vol. 1).
- Zotalis, K., Dialynas, E. G., Mamassis, N., & Angelakis, A. N. (2014). Desalination technologies: Hellenic experience. In *Water (Switzerland)* (Vol. 6, Issue 5, pp. 1134–1150). MDPI AG. <https://doi.org/10.3390/w6051134>

APÉNDICE A

PRODUCTOS OBTENIDOS

Artículos publicados como 1er autor:

Ríos-Arriola, J.; Velázquez, N.; Aguilar-Jiménez, J.A.; Dévora-Isiordia, G.E.; Cásares-de la Torre, C.A.; Corona-Sánchez, J.A.; Islas, S. (2022). State of the Art of Desalination in Mexico. *Energies*, 15, 8434. <https://doi.org/10.3390/en15228434>

Ríos-Arriola, J., Gómez-Arias, E., Zavala-Guillén, I., Velázquez-Limón, N., Bojórquez-Morales, G., & López-Velázquez, J. E. (2023). Numerical modeling of soil temperature variation under an extreme desert climate. *Geothermics*, 112. <https://doi.org/10.1016/j.geothermics.2023.102731>

Ríos-Arriola, J., Velázquez-Limón, N., Aguilar-Jiménez, J. A., Islas, S., López-Sánchez, J.D., Caballero-Talamantes, F. J., Corona-Sánchez, J. A., & Cásares-De la Torre, C. A. (2023). Comparison between Air-Exposed and Underground Thermal Energy Storage for Solar Cooling Applications. *Processes*, 11(8). <https://doi.org/10.3390/pr11082406>

Ríos-Arriola, J., Velázquez-Limón, N., Aguilar-Jiménez, J. A., Corona, J. A., Islas, S., Reyes-López, J. A., & Luna, A. (2024). Air Conditioning of an Off-Grid Remote School with an Earth to air Heat Exchanger Coupled Indirectly to a Solar Cooling System. *International Journal of Environmental Research*, 18(6). <https://doi.org/10.1007/s41742-024-00662-x>

Artículos publicados como coautor:

Aguilar-Jiménez JA, Velazquez-Limon N, López-Zavala R, Islas-Pereda S, **Ríos-Arriola J**, Casares CA. Use of sensible and latent condensation heat of an organic Rankine cycle in a multiple-effect desalination system: A comparative study of novel energy integrations. *Int J Energy Res*. 2022;1-16. <https://doi:10.1002/er.8450>

Dévora-Isiordia, G. E., Cásares-De la Torre, C. A., Morales-Mendívil, D. P., Montoya-Pizeno, R., Velázquez-Limón, N., Aguilar-Jiménez, J. A., & Ríos-Arriola, J. (2023). Evaluation of Concentration Polarization Due to the Effect of Feed Water Temperature Change on Reverse Osmosis Membranes. *Membranes*, 13(1). <https://doi.org/10.3390/membranes13010003>

Caballero-Talamantes, F. J., Velázquez-Limón, N., Armando Aguilar-Jiménez, J., Casares-De la Torre, C. A., López-Zavala, R., **Ríos-Arriola, J.**, & Islas-Pereda, S. (2024). A Novel High Vacuum MSF/MED Hybrid Desalination System for Simultaneous Production of Water, Cooling and Electrical Power, Using Two Barometric Ejector Condensers. <https://doi.org/10.3390/pr12122927>

López-Velázquez, J. E., Velázquez-Limón, N., Islas-Pereda, S., Flores-Jiménez, D. E., Santillán-Soto, N., & **Ríos-Arriola, J.** (2024). An Assessment of the Weather Research and Forecasting Model for Solar Irradiance Forecasting under the Influence of Cold Fronts in a Desert in Northwestern Mexico. *Atmosphere*, 15(11). <https://doi.org/10.3390/atmos15111300>

Casares De la Torre, C. A., Velázquez-Limón, N., López-Zavala, R., **Ríos-Arriola, J.**, Islas-Pereda, S., Dévora-Isiordia, G. E., & Aguilar-Jiménez, J. A. (2024). High vacuum multiple effect desalination system with barometric ejector condensation. *Desalination*, 586. <https://doi.org/10.1016/j.desal.2024.117842>

Capítulos de libro:

Ríos-Arriola, J., Velázquez-Limón, N., Aguilar-Jiménez, J.A., Islas, S., Bejarano-Aguilar, G. E., & Rojas-Casas, M. A. (2024). Performance evaluation of an earth-water heat exchanger integrated to a solar absorption cooling system. In D. Rossit, P. Moreno-Bernal, & C. E. Torres-Aguilar (Eds.), *Proceedings of the VII Ibero-American Congress of Smart Cities, ICSC-Cities 2024, 12–14 November, San Carlos, Costa Rica. Energy Applications in Smart Cities*. Springer.

Islas-Pereda S., Velázquez-Limón N., Aguilar-Jiménez J.A., **Ríos-Arriola J.**, Gámez-Avilez J. D., and Pérez de Alva N. A. (2024). Optimization of a Fixed-Focus Scheffler Dish with Dual-Axis Tracking System for Solar Concentration in Northwestern Mexico. In D. Rossit, P. Moreno-Bernal, & C. E. Torres-Aguilar (Eds.), *Proceedings of the VII Ibero-American Congress of Smart*

Cities, ICSC-Cities 2024, 12–14 November, San Carlos, Costa Rica. Energy Applications in Smart Cities. Springer.

Aguilar-Jiménez J. A., Islas-Pereda S., Velázquez-Limón N., **Ríos-Arriola J.**, Cásares-De la Torre C. A., Suástegui-Macías J. A., Gámez-Avilez J. D., and Pérez de Alva N. A. (2024). Technical and Economic Analysis of an Off-Grid Microgrid with Solar PV and Battery Storage: A Case Study for Rural Communities in Mexico. In D. Rossit, P. Moreno-Bernal, & C. E. Torres-Aguilar (Eds.), *Proceedings of the VII Ibero-American Congress of Smart Cities, ICSC-Cities 2024, 12–14 November, San Carlos, Costa Rica. Energy Applications in Smart Cities.* Springer.

Memorias de congreso:

López-Velázquez J.E., Flores-Jiménez D.E., Santillán-Soto N., Velázquez-Limón N., Islas-Pereda S., Ríos-Arriola J., Bojórquez-Morales G.. (2022). Evaluación del modelo WRF para el pronóstico de irradiación solar, ante la influencia de un evento meteorológico de invierno en el noroeste de México. PUBLICACIONES DE LA SEMANA NACIONAL DE ENERGÍA SOLAR. XLVI Semana Nacional de Energía Solar. 3-7 octubre. Asociación Nacional de Energía Solar A.C.,

Solicitudes de patente:

SISTEMA Y PROCESO DE CALEFACCIÓN, ENFRIAMIENTO Y DESALINIZACIÓN POR ABSORCIÓN-EYECCIÓN. Expediente de Patente MX/a/2025/003440. Inventores: Juan Ríos Arriola, Nicolás Velázquez Limón.

APÉNDICE B

DESALINIZACION Y ENFRIAMIENTO POR ABSORCION DE DOBLE EFECTO

Introducción

En tiempos recientes la crisis mundial del cambio climático se ha destacado como una de las problemáticas más graves y presentes que afectan a toda la población. Esto a su vez trae consigo un sin fin de problemáticas mundiales, regionales y locales provocadas por la gran cantidad de consecuencias negativas generadas por los aumentos de temperatura producidos a partir de la contaminación generada por el hombre y el calentamiento global. Dos de estas principales problemáticas provocadas por el cambio climático son el estrés hídrico y la necesidad de climatización de espacios, ambas problemáticas ligadas a un aumento exponencial mientras la problemática siga creciendo.

De acuerdo a datos reales y Según el informe de políticas de ONU-AGUA sobre el cambio climático y el agua se estima que, por cada grado de calentamiento global, aproximadamente un 7% de la población mundial estará expuesta a una disminución de al menos 20% de los recursos hídricos (ONU Agua, 2018). A su vez y a partir de un informe de la Agencia Mundial de la Energía, IEA, estima que el número de aparatos de aire acondicionado en uso pase de los 1,200 millones que se registraron en 2019 a 4,500 millones en 2050 (IEA, 2018). Por lo anterior es sencillo inferir que el creciente aumento de la temperatura está aumentando los requerimientos de enfriamiento en países donde antes no era necesario.

Reconocer entonces que ambas problemáticas están ligadas entre sí vislumbra un área de oportunidad muy grande, de acuerdo a que, con el aumento de temperatura, disminuye la disponibilidad de agua e incrementa el requerimiento de climatización. La problemática de estrés hídrico ha sido abordada con la implementación de sistemas de

desalinización por ósmosis inversa principalmente en zonas cercanas a cuerpos de agua cuyo nivel de salinidad no permite su consumo directo. La problemática de la necesidad de climatización ha sido abordada implementando sistemas de enfriamiento por compresión mecánica de vapor. Sin embargo, la tecnología de desalinización por ósmosis inversa y de enfriamiento por compresión mecánica de vapor consumen cantidades considerables de energía y hasta la fecha no se han reportado propuestas para llevar a cabo una integración de ambas tecnologías que permitan incrementar la eficiencia para producir agua y enfriamiento.

Al día de hoy son varias las tecnologías que buscan solucionar la problemática de estrés hídrico y necesidad de enfriamiento mediante la hibridación de sistemas de desalinización y enfriamiento. Por ejemplo, los sistemas térmicos de desalinización y enfriamiento que trabajan de manera conjunta aprovechando las sinergias entre ambas tecnologías para mejorar la eficiencia y reducir el consumo de energía. Las hibridaciones se dan principalmente entre sistemas térmicos, utilizando el calor residual de uno de los procesos para alimentar el otro.

Dentro de las tecnologías de enfriamiento activadas por energía térmica, la absorción se destaca como la más eficiente, especialmente en su variante de doble efecto, ya que su Coeficiente de Rendimiento (COP) compite favorablemente contra la compresión mecánica de vapor, que es activada por energía eléctrica. Un sistema de enfriamiento por absorción de doble efecto puede alcanzar un COP de hasta 1.4, en comparación con un sistema de compresión mecánica de vapor cuyo COP típico es de alrededor de 3.0, pero con el beneficio adicional de utilizar calor en lugar de electricidad (Nikbakhti et al., 2020).

En cuanto a desalinización, existen varias tecnologías, cada una con sus propias ventajas y desventajas. La destilación por múltiples efectos (MED) y la destilación flash multietapa (MSF) son tecnologías térmicas que aprovechan el calor para evaporar y condensar agua. Por otro lado, la ósmosis inversa (RO) es una tecnología de desalinización basada en membranas que utiliza presión para forzar el agua a través de una membrana semipermeable, separando las sales disueltas (Behnam et al., 2022). Al

combinar un sistema de desalinización térmica como MED con un sistema de enfriamiento por absorción de doble efecto, es posible utilizar el calor residual del proceso de desalinización para alimentar el sistema de enfriamiento, mejorando la eficiencia global del sistema híbrido y reduciendo los costos operativos y el consumo de energía primaria.

Tal como se hizo mención anteriormente a día de hoy ya existen tecnologías las cuales buscan englobar la solución de estas dos problemáticas, en la mayoría de los casos se trata de procesos híbridos que unen en un solo sistema dos o más tecnologías que por separado se les da una función y de manera conjunta trabajan para desalinizar agua de mar y así combatir el estrés hídrico y a su vez a partir del mismo proceso garantizar la climatización de espacios. Entre estas tecnologías tenemos los sistemas desarrollados por los siguientes autores:

Bhowmick & Kundu, (2021) estudiaron un enfriador de absorción de doble efecto (LiBr-H₂O) con una capacidad de enfriamiento de 150 kW acoplado a un sistema de desalación por humidificación-deshumidificación (HDH). El calor rechazado del condensador y el absorbedor del ciclo de absorción se utiliza para calentar el agua de alimentación del ciclo de desalación HDH. El sistema utiliza eficientemente el calor residual del enfriador de absorción para alimentar el proceso de desalación HDH, mejorando la eficiencia energética general y produciendo agua dulce a una tasa de 0.1 kg/s. El estudio encontró una eficiencia exergética de 0.5014 y un costo del producto de 68.1680 \$/GJ. La relación de salida de ganancia (GOR) fue de 2.0181 y el coeficiente de rendimiento (COP) fue de 1.2474. El GOR del sistema fue un 140% mayor que el de los sistemas tradicionales, lo que indica mejoras significativas en eficiencia y reducción de costos.

Qasem, Lawal, et al., (2022) propusieron un sistema novedoso para impulsar una planta de destilación por membrana de contacto directo (DCMD) utilizando el calor liberado del condensador y el absorbedor de un sistema de enfriamiento por absorción de doble efecto. El sistema de absorción consiste en dos desorbedores, un absorbedor, un evaporador, un condensador, dos intercambiadores de calor no mezclados, dos

bombas de solución y cuatro válvulas de estrangulamiento. El fluido de trabajo del sistema de absorción es bromuro de litio (LiBr). El sistema propuesto desempeña dos roles: una bomba de calor para impulsar la planta DCMD y un refrigerador para propósitos de aire acondicionado. Los módulos múltiples organizados en paralelo para una planta DCMD fueron considerados. El sistema integrado fue examinado bajo diferentes condiciones, y los indicadores de rendimiento fueron representados por la producción de agua dulce, capacidad de enfriamiento, GOR, COP y factor de utilización de energía (EUF). Los resultados mostraron una producción de agua dulce de 1315 L/h, una capacidad de enfriamiento de 123.4 toneladas de refrigeración (TR), un GOR de 2.20 y un COP de 1.09.

Qasem et al., (2020) presentaron un sistema de desalación por humidificación-deshumidificación (HDH) integrado con un sistema de refrigeración por absorción de doble efecto para producir una gran cantidad de agua dulce y proporcionar un efecto de enfriamiento para propósitos de aire acondicionado. El flujo de agua de mar del sistema HDH se utiliza para enfriar el condensador y el absorbedor del sistema de refrigeración por absorción mientras se obtiene suficiente calor para impulsar el sistema HDH. El sistema puede producir agua dulce a una tasa de 1145 L/h y una capacidad de enfriamiento de 62.45 TR. Los índices de rendimiento óptimos encontrados fueron 4.54 para GOR, 1.29 para COP y 5.83 para el rendimiento energético.

Qasem et al., (2022) presenta un estudio que investiga la alimentación de una planta de destilación por membranas multietapa en serie (DCMD) mediante el calor liberado por el absorbedor y el condensador de un refrigerador de absorción de vapor de doble efecto (VAR). De este modo, se obtienen dos productos (agua dulce y efecto refrigerante) con un bajo consumo energético. El sistema híbrido consta de un sistema VAR y una planta DCMD. El sistema VAR es de doble efecto y consta de dos desorbedores, un absorbedor, un condensador, un evaporador, dos bombas de disolución, dos intercambiadores de calor sin mezcla y cuatro válvulas de estrangulación. El fluido de trabajo utilizado para el sistema VAR es bromuro de litio (LiBr). La planta DCMD consta de algunos módulos conectados en serie; cada módulo tiene membranas hidrófobas que dividen por la mitad los canales de agua salina caliente y los canales de

permeado frío. Debido a la diferencia de temperatura, el agua se evapora más cerca de la membrana del compartimento caliente y pasa a través de ella del canal caliente al canal frío. La alimentación de la planta DCMD se divide para enfriar el condensador y el absorbedor VAR y obtener calor suficiente para accionar la planta DCMD de módulos en serie. Los índices de rendimiento óptimo muestran que el agua producida es de 1443 lts/h, la capacidad de refrigeración es de 123.4 toneladas de refrigeración (TR), el coeficiente de rendimiento (COP) es de 1.09

Qasem, (2021) se evalúa el acoplamiento de un sistema HDH calentado por aire con un sistema VAR de doble efecto (DE) haciendo circular el aire HDH para refrigerar el absorbedor y el condensador del sistema DE-VAR y accionando simultáneamente el sistema HDH. Además de tener menos problemas de corrosión en comparación con los sistemas HDH calentados por agua, el sistema propuesto basado en HDH calentado por aire puede producir más agua dulce y lograr un mejor rendimiento. En las condiciones investigadas, el sistema propuesto produce cantidades de agua de unos 2100 lts/h y un efecto refrigerante de 104 toneladas de refrigeración, con una relación de ganancia a la salida (GOR) de 4.7 y un coeficiente de operación (COP) de 1.2

A pesar de los resultados obtenidos en cada una de las tecnologías de hibridación para la desalinización de agua de mar y climatización de espacios, la problemática como tal no se ha visto completamente solucionada en absoluto, estos son debido a un sin fin de factores, que van desde lo económico hasta la viabilidad a largo plazo de este tipo de proyectos.

Al tratarse de sistemas híbridos que combinan varias tecnologías para su funcionamiento los problemas inician desde la búsqueda de una acertada vinculación entre ambos procesos, es decir el buscar encontrar un punto óptimo de condiciones en donde un proceso no afecte al otro hablando de su funcionalidad y eficiencia, añadiendo así varias capas de complejidad al sistema, mismas que son reflejadas en el esfuerzo económico y técnico para su realización. Otro punto a abordar y tomar en cuenta respecto al porque su escasa implementación en la industria es el mantenimiento, al tratarse de un sistema con varias tecnologías consigo es difícil contar con mano de obra y/o

operadores que poseen un buen conocimiento de cada tecnología que conforma la hibridación, provocando así, retrasos, fallos, problemas técnicos, o en el peor de los casos un declive en el rendimiento del sistema

Visto eso se puede intuir entonces que la complejidad de los sistemas híbridos se ve reflejada en mayores costos y plazos de implementación más largos. Debido a la necesidad de habilidades especializadas y componentes adicionales, los costos iniciales de desarrollar e implementar un sistema híbrido pueden ser sustanciales. Del mismo modo, el tiempo necesario para el diseño, la integración y las pruebas también aumenta, lo que podría retrasar los beneficios previstos del sistema. Por lo que, y a pesar de la existencia de las tecnologías de hibridación para la solución de esta problemática son pocos los sistemas que buscan atacar el estrés hídrico y la necesidad de enfriamiento sin la necesidad de una hibridación trabajando con una sola tecnología, por lo tanto, el presente trabajo se enfoca en el estudio de un sistema de desalinización y enfriamiento por absorción de doble efecto.

Descripción del sistema

El sistema está compuesto por un generador de alta presión y uno de baja presión, dos intercambiadores de calor para la solución, un absorbedor, un evaporador, dos bombas de solución, dos válvulas de expansión para solución y dos válvulas de expansión para agua en estado líquido. Este sistema funciona de manera similar al sistema de enfriamiento por absorción con la única diferencia de que cuenta con un generador de alta presión, donde el vapor que lo abandona ingresa al generador de baja presión para condensarse y desorber vapor para condensarse en el único condensador con agua fría. Ambos vapores condensados son el refrigerante del sistema. La Figura 1 muestra el ciclo de desalinización y enfriamiento por absorción de doble efecto.

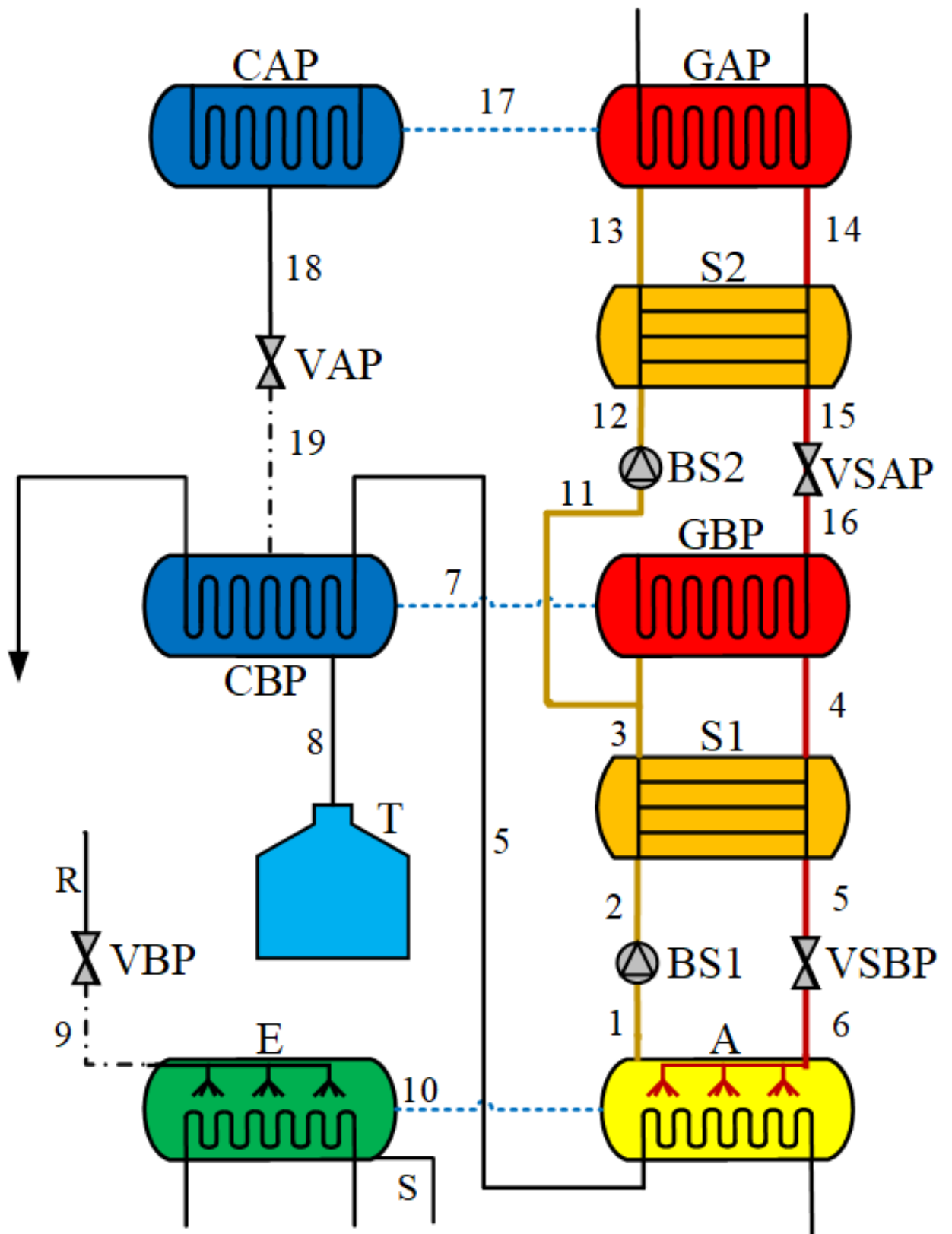


Figura 1. Sistema de desalinización y enfriamiento por absorción de doble efecto.

Metodología de estudio

Este estudio tiene la finalidad de comparar las eficiencias e indicadores operativos (COP, COPG, GOR, RR) de un ciclo de desalinización y enfriamiento por absorción de doble efecto contra un ciclo de desalinización y enfriamiento por eyección bajo las mismas condiciones de operación con la finalidad de determinar su potencial y viabilidad técnica para satisfacer demandas descentralizadas de agua y enfriamiento en comunidades costeras con clima cálido.

El estudio se realizó utilizando el software Aspen Plus® debido a su capacidad de simular de manera detallada el desempeño de sistemas de enfriamiento y de introducir diferentes mezclas de fluidos como el caso del agua de mar, lo cual permite modificar los flujos de refrigerante y/o absorbente en cualquier punto del proceso. La metodología utilizada para el estudio del sistema es la misma que la reportada en la metodología de la sección de estudio de factibilidad técnica de la propuesta tecnológica.

La modificación consiste en dirigir la corriente de agua líquida en el condensador hacia su extracción como agua producto e ingresar una nueva corriente de agua con salinidad de 35,000 ppm (TDS) que entra a una válvula de expansión para disminuir su presión y entrar en estado de mezcla al evaporador, de modo que, se produce vapor de agua a partir de ella e ingresa al evaporador, mientras por otro lado el agua en estado líquido con mayor concentración (salmuera) se extrae fuera el ciclo.

Validación de la simulación

Para asegurar la confiabilidad de los resultados de simulación, se realizó una simulación estableciendo parámetros similares a los reportados por Herold et al., (2016). La simulación consiste en un sistema de enfriamiento por absorción de doble efecto de 360 kW \approx 103 ton_r que opera con la mezcla LiBr-H₂O. La Tabla 1 muestra los resultados de la simulación de un sistema de enfriamiento por absorción de 360 kW comparados con los resultados reportados por Herold et al., (2016). El error máximo obtenido es de

3.55% y ocurre en la temperatura del punto 6, que corresponde a la temperatura de la solución concentrada antes de ingresar al absorbedor.

Tabla 1. Resultados de la validación de la simulación del sistema.

	m (kg/s)			T (°C)		
	<i>Herold</i>	<i>ASPEN</i>	<i>ERROR</i>	<i>Herold</i>	<i>ASPEN</i>	<i>ERROR</i>
1	1	1	0	29.98	29.45	1.767
2	1	1	0	29.98	29.45	1.767
3	1	1	0	46.13	45.81	0.693
4	0.849	0.8454	0.424	75.98	75.53	0.592
5	0.849	0.8454	0.424	54.79	54.25	0.985
6	0.849	0.8454	0.424	48.16	46.45	3.550
7	0.066	0.0684	3.636	57.25	57.31	0.104
8	0.151	0.1547	2.450	29.68	29.6	0.269
9	0.151	0.1547	2.450	5.24	5.17	1.335
10	0.151	0.1547	2.450	5.24	5.17	1.335
11	0.567	0.567	0	46.13	45.82	0.672
12	0.567	0.567	0	46.15	45.87	0.606
13	0.567	0.567	0	101.32	104.69	3.326
14	0.481	0.4808	0.041	144.67	145.79	0.774
15	0.481	0.4808	0.041	71.71	71.42	0.404
16	0.481	0.4808	0.041	71.71	71.43	0.390
17	0.086	0.0862	0.232	123.48	123.43	0.0404
18	0.086	0.0862	0.232	88.23	88.22	0.011
19	0.086	0.0862	0.232	29.68	29.6	0.269
20	0.433	0.433	0	46.13	45.82	0.672

3.2. Indicadores

Los indicadores utilizados para evaluar las mejoras en el sistema de desalinización y enfriamiento por absorción son la relación de recuperación (RR) y la relación de ganancia de salida global (GOR_g, por sus siglas en inglés).

La relación de recuperación se calcula al dividir la cantidad de flujo másico de agua producto sobre la cantidad de flujo másico de agua de mar que ingresa al sistema como lo muestra la ecuación 1. Por lo tanto, un valor alto de RR significa que una mayor cantidad del agua de mar que ingresa al sistema está siendo aprovechada como agua producto y a su vez, que la cantidad de salmuera rechazada es menor, aunque con mayor concentración

$$RR = \frac{\dot{m}_{prod}}{\dot{m}_{mar}} \quad (1)$$

Un indicador comúnmente utilizado para evaluar la eficiencia de procesos de desalinización es la relación ganancia salida (GOR, por sus siglas en inglés) el cual se calcula dividiendo la cantidad de agua producto multiplicada por su entalpía de cambio de fase sobre la cantidad de energía térmica adicionada al sistema.

$$GOR = \frac{\dot{m}_{prod} * h_{fg}}{Q_{activación}} \quad (2)$$

Sin embargo, debido a que el sistema en cuestión produce dos servicios de manera simultánea con una única entrada de calor de activación se propuso la modificación del indicador GOR normal por un GOR global que también incluye la cantidad de enfriamiento producida por el sistema y la cantidad de trabajo requerido por la bomba de solución de modo que, se calcula como muestra la ecuación 3.

$$GOR_G = \frac{\dot{m}_{prod} * h_{fg} + Q_{evaporador}}{Q_{activación} + W_{bomba}} \quad (3)$$

Resultados

Es posible modificar las relaciones de concentración en la solución LiBr-H₂O con la finalidad de minimizar el flujo másico de solución que circula desde el absorbedor hacia el generador. Para minimizar la cantidad de trabajo requerido en la bomba de solución y la cantidad de calor sensible adicionado a la solución para desorber vapor de agua. Para lograrlo se busca que la diferencia de concentración entre la solución concentrada y la solución diluida sea lo más grande posible, cuidando el punto de cristalización del soluto utilizando el diagrama de Duhring.

Con respecto a la solución concentrada, se desea llevar hasta una concentración de 65% en LiBr debido a que en el diagrama de Duhring esa línea de concentración no entra en la zona de cristalización hasta los 50 °C. Es necesario establecer la presión del generador de alta presión en ≈ 65 kPa, de modo que la temperatura de saturación de la solución será de ≈ 150 °C. Esto conlleva a que la temperatura de saturación del vapor de agua desorbido en el generador de alta presión será de ≈ 88 °C, esta corriente debe activar el generador de baja presión, por tal motivo, la presión del generador de baja presión se sitúa en ≈ 5.4 kPa a una concentración de 57% en LiBr de tal manera que su temperatura de saturación es de 72 °C.

Una vez desorbido el vapor de agua del generador de baja presión su temperatura de saturación a 5.4 kPa será de 35 °C, lo cual obliga a que el sistema sea enfriado por agua utilizando torre de enfriamiento, además el agua de enfriamiento debe entrar a temperaturas menores o iguales a 30 °C lo cual puede dificultarse en regiones cálidas costeras donde la temperatura de bulbo húmedo puede superar los 30 °C durante algunas horas críticas dentro de la temporada cálida.

Por este motivo se estableció que la presión en la sección del generador y condensador de baja presión sea mayor o igual a 5.4 kPa, de modo que la temperatura de saturación del vapor de agua que entra al condensador sea de 35 °C, con esto se garantiza la operación del sistema durante la mayor parte de la temporada cálida y se establece un mayor diferencial de temperatura medio logarítmico que reduce el área de

transferencia de calor en el condensador, incluso durante alguna temporada del año o en algunas regiones el condensador pudiera ser enfriado por aire.

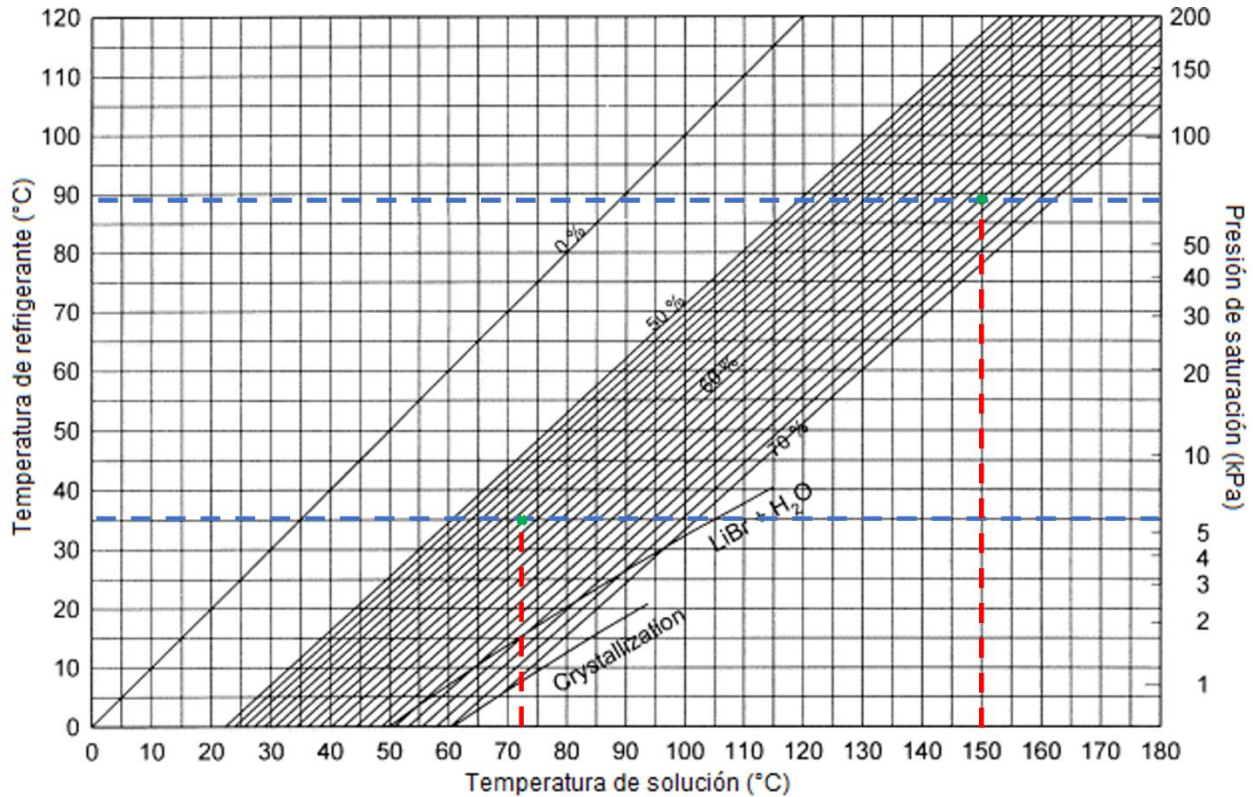


Figura 2. Diagrama de Dühring para representar solución concentrada en el generador.

La presión de la zona de baja se estableció en 0.87 kPa para que el fluido refrigerante tenga una temperatura de saturación cercana a 5 °C y pueda enfriar en el evaporador la corriente de agua fría hasta 7 °C. Por este motivo, se fijó la concentración de la solución diluida en 54% para que la temperatura de saturación de la solución LiBr-H₂O sea ≈35 °C obligando a que el sistema sea enfriado por agua utilizando torre de enfriamiento, además el agua de enfriamiento debe entrar a una temperatura menor o igual a 30 °C en el peor escenario. La Figura 3 muestra el diagrama de Dühring con la representación de la solución diluida a la salida del absorbedor.

Es importante tomar en cuenta que, en la mayoría de las configuraciones de sistemas de enfriamiento o desalinización por absorción, el agua de enfriamiento retira el calor latente de condensación en el absorbedor para posteriormente retirar el calor latente por condensación en el condensador. Además, en comunidades costeras la temperatura de

bulbo húmedo es alta y esto puede incrementar la temperatura del agua de enfriamiento.

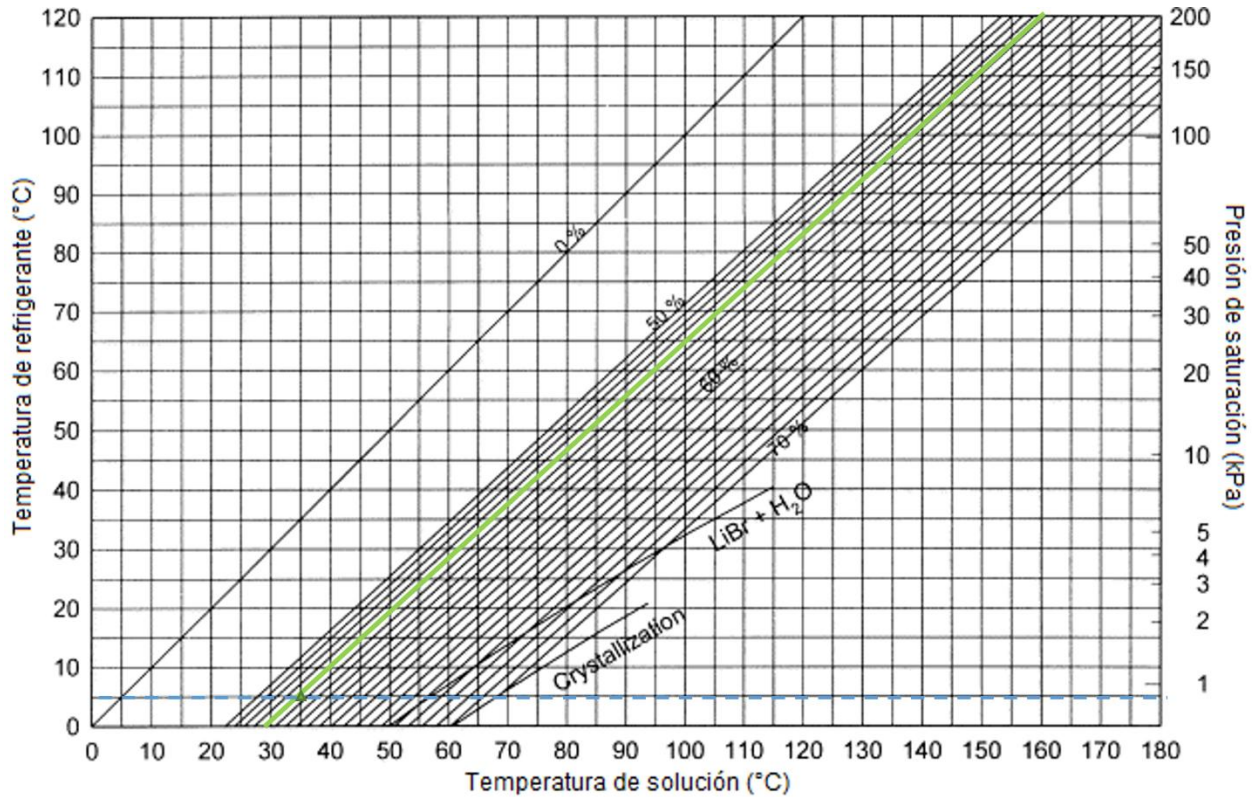


Figura 3. Diagrama de Duhring para representar solución diluida en el evaporador.

Una vez definida la presión de la sección generador-condensador se procedió a definir la cantidad de flujo másico de solución que permita maximizar la diferencia de concentración entre la solución concentrada y la solución diluida sin presentar problemas de cristalización y el flujo masico de refrigerante que permita obtener el mayor COP y COP_G. La Figura 4 muestra el comportamiento del COP al variar la cantidad de flujo másico que ingresa a la bomba de solución de baja presión desde 0.1 hasta 0.2 kg/s y el flujo masico de refrigerante que ingresa al evaporador de 0.1 a 0.5 kg/s.

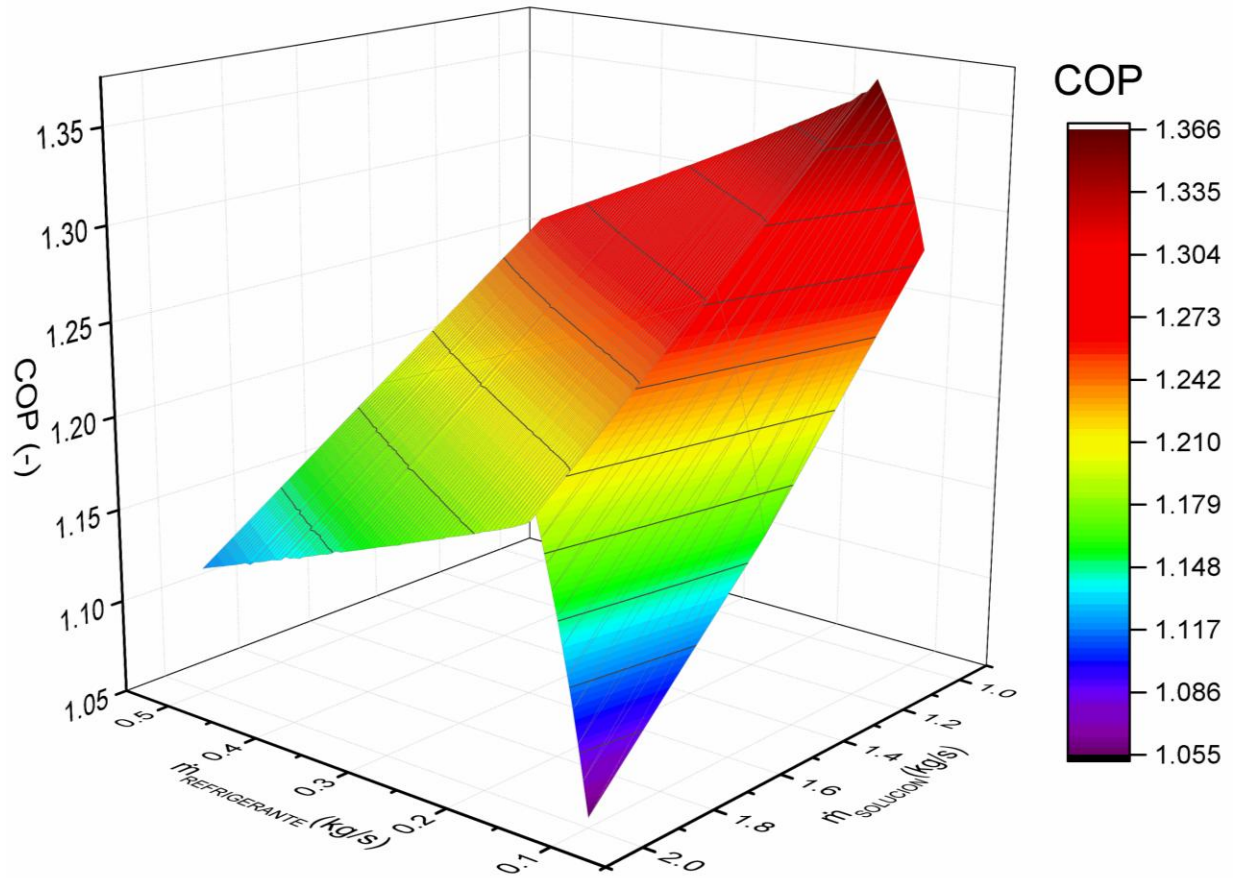


Figura 4. Comportamiento del COP al variar el flujo másico de refrigerante y solución absorbente.

La Figura 4 muestra que existe un punto máximo de COP que es dependiente del flujo másico de refrigerante, mientras que el flujo masico de solución provoca que el COP incrementa a medida se reduce su valor. Por lo tanto, los flujos óptimos de diseño para el sistema en estudio corresponden a un flujo masico de refrigerante de 0.15 kg/s y 1 kg/s de solución absorbente. Sin embargo, al tratarse de mezclas, hay que prestar atención en la concentración de soluto de ambos flujos al retirarles agua.

La Figura 5 muestra que para flujos masicos de solución menores a 1.2 kg/s la concentración de la solución absorbente supera el 65% en LiBr. Es conocido que para evitar problemas de cristalización se recomienda que la concentración máxima de la solución sea de 65% en LiBr (Xu & Wang, 2016). La solución absorbente incrementa su concentración debido a que es necesario desorber más vapor de agua en el generador a medida que ingresa más vapor de agua al absorbedor producido por flasheo en la

válvula de expansión y por adición de calor en el evaporador. Por tal motivo, es menos pronunciado su incremento al pasar de 0.1 a 0.15 kg/s de refrigerante, debido a que a partir de 0.15 kg/s el sistema es capaz de producir la capacidad nominal de enfriamiento.

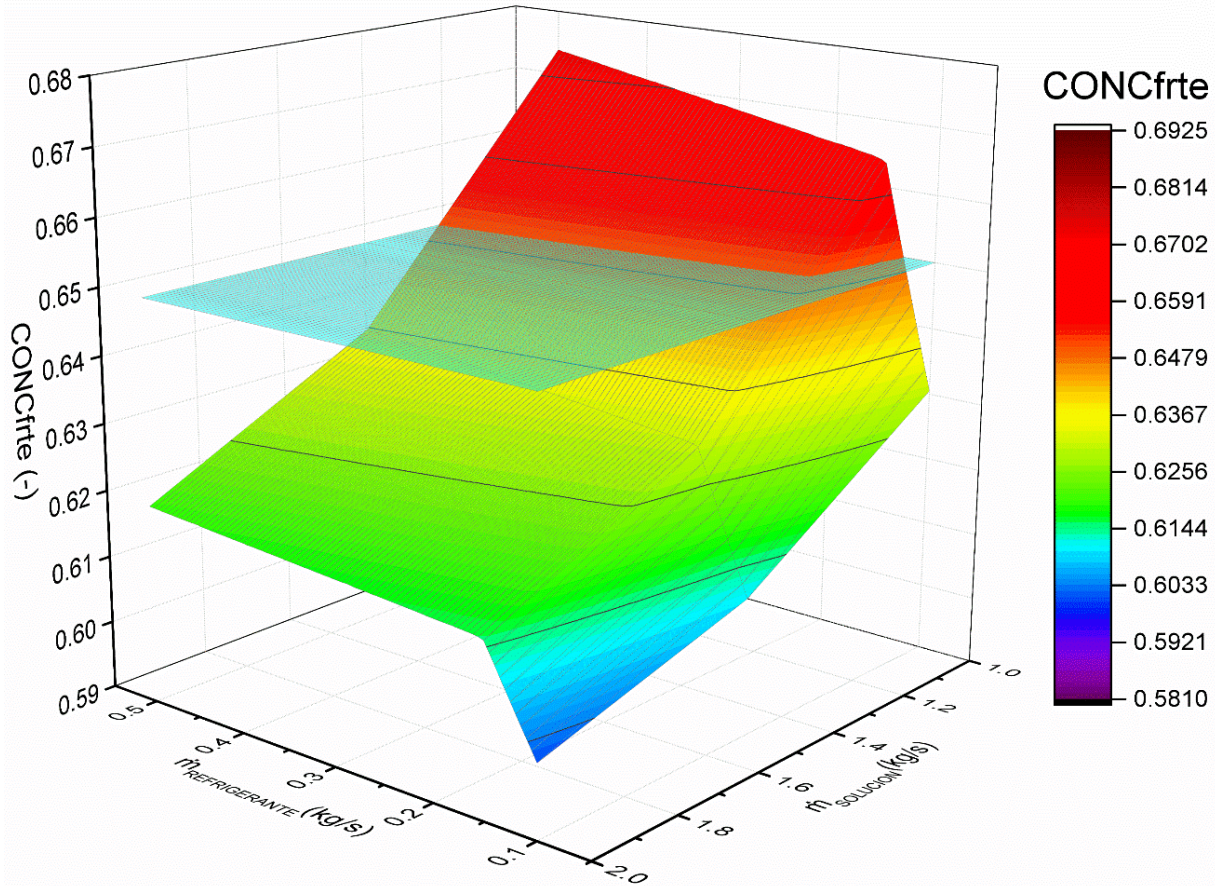


Figura 5. Comportamiento de la concentración fuerte al variar el flujo másico de refrigerante y solución absorbente.

Una vez definida la presión de la sección evaporador-absorbedor se procedió a definir la cantidad de flujo másico de refrigerante que ingresa al evaporador con la finalidad de maximizar la relación de recuperación (RR) y minimizar la cantidad de salmuera rechazada, sin disminuir la capacidad nominal de enfriamiento del sistema (344 kW). La ecuación (1) reportada por Zheng (2017) define el límite de concentración de salinidad de la salmuera en función de la temperatura.

$$X_{br} = 0.9(457628.5 - 11304.11T_{br} + 107.578T_{br}^2 - 0.360747 T_b^3) \quad (4)$$

Entre menor sea la temperatura de la salmuera mayor puede ser la concentración de salinidad permisible en la corriente de salmuera, como muestra la Figura 6. Esto permite que en sistemas de desalinización que operan en niveles de presión bajos (aptos para producir enfriamiento) pueda incrementarse significativamente la concentración de sales.

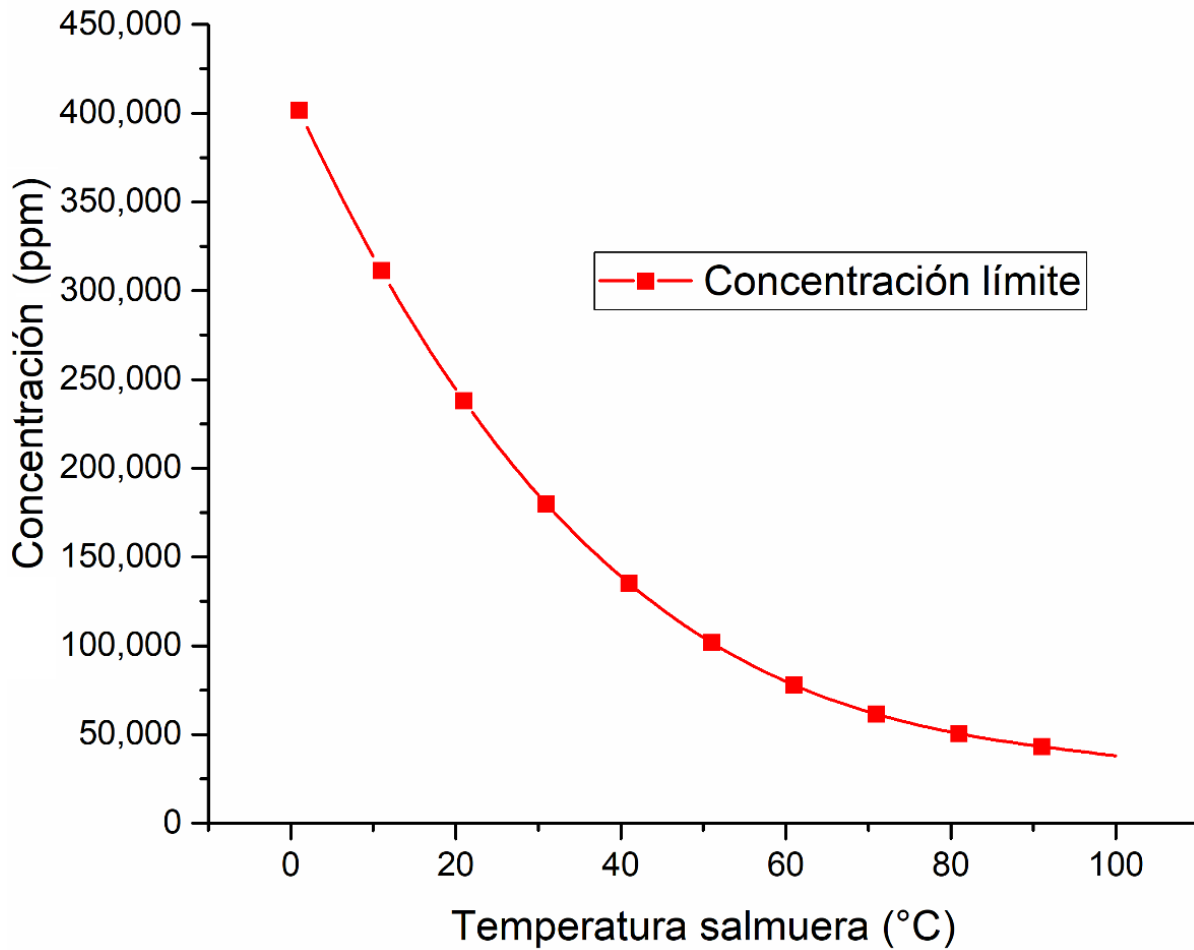


Figura 6. Concentración permisible de la salmuera en función de la temperatura.

La Figura 7 muestra el comportamiento de la capacidad de enfriamiento y el COP del sistema de desalinización y enfriamiento de doble efecto para un flujo de solución absorbente de 1 y 1.3 kg/s al variar al variar la cantidad de flujo másico de agua de mar (refrigerante) que ingresa al evaporador desde 0.1 hasta 0.5 kg/s.

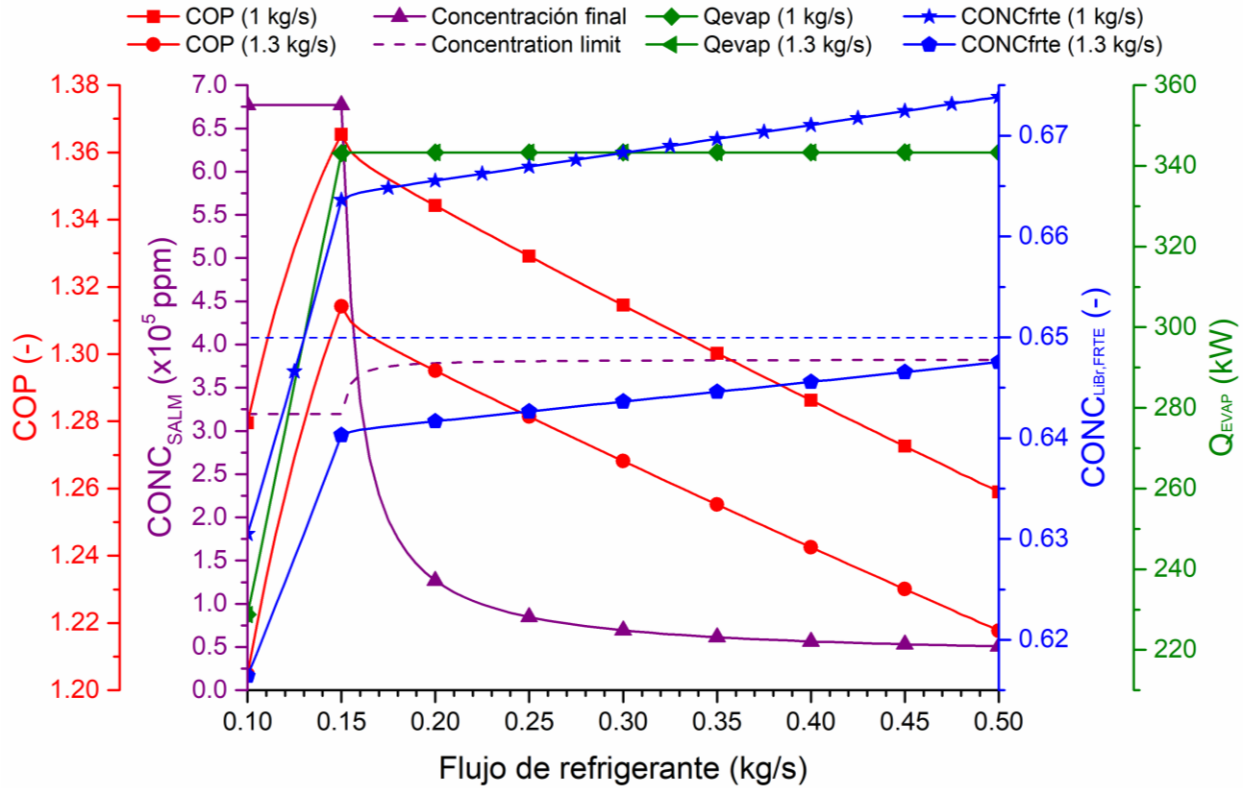


Figura 7. Comportamiento de la capacidad de enfriamiento al variar el flujo másico de refrigerante.

A partir de la Figura 7 se determinó que independientemente del flujo masico de solución absorbente, el flujo óptimo de refrigerante que ingresa al evaporador es de 0.165 kg/s, debido a que la relación de recuperación es de 0.87 y logra reducir la temperatura del agua fría a 7 °C. La concentración de la salmuera para un flujo de refrigerante de 0.165 kg/s es de 268,417 ppm y se encuentra por debajo del límite permisible para una salmuera a 4.28 °C el cual es de 369,991 ppm.

En la sección anterior se comentó que el flujo masico de solución absorbente debe ser mayor a 1.2 kg/s y a partir de la Figura 7 se determinó que el flujo optimo es de 1.35 kg/s debido a que permite mantener la concentración en LiBr de la solución absorbente a la salida del generador de alta presión por debajo de 65% incluso para flujos de refrigerante entre 0.1 y 0.5 kg/s. Para el flujo óptimo de refrigerante (0.165 kg/s) operando con un flujo masico de solución absorbente de 0.13 kg/s, la concentración en LiBr de la solución absorbente a la salida del generador es de 64%.

La Figura 8 muestra que al operar con un flujo masico de solución absorbente de 1.3 kg/s el sistema es capaz de producir desde 8.19 hasta 13.46 m³/d al variar el flujo de refrigerante de 0.1 a 0.5 kg/s. Sin embargo, el punto óptimo de operación del sistema es al operar con un flujo de refrigerante de 0.165 kg/s, donde es capaz de producir 12.39 m³/d de agua, con un PR de 1.36, RR de 0.87 y COP_G de 2.66. Incrementar el flujo masico de refrigerante por encima de 0.165 kg/s permite producir más agua, pero con menor eficiencia, por lo tanto, se determinó que 0.165 kg/s es el flujo óptimo tanto para operar con la máxima eficiencia de desalinización y enfriamiento.

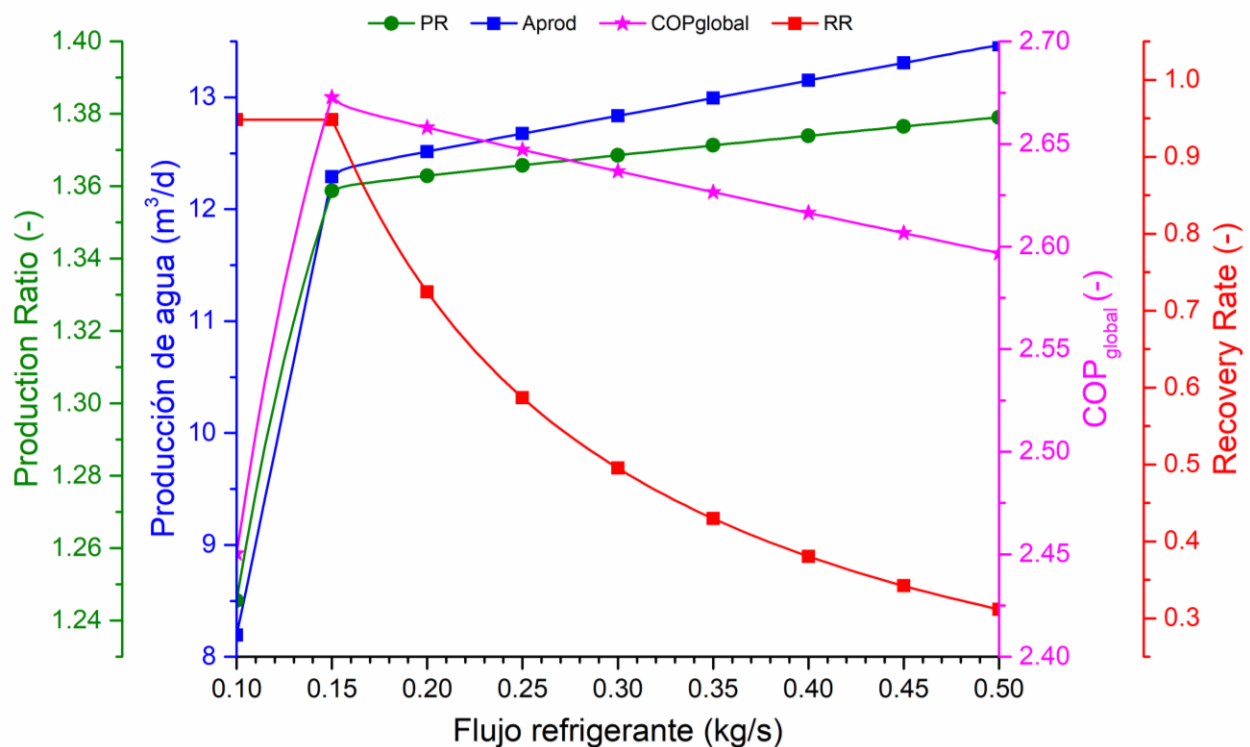


Figura 8. Comportamiento de la capacidad de desalinización al variar el flujo másico de refrigerante.

Comparativa

La Tabla 1 muestra una comparativa del sistema de desalinización y enfriamiento por absorción de doble efecto contra sistemas de desalinización y enfriamiento por absorción de doble efecto híbridos con diferentes configuraciones de sistemas de desalinización por humidificación-deshumidificación y sistemas de desalinización por destilación de membrana.

Tabla 1. Comparación con tecnologías híbridas desalinización y enfriamiento por absorción de doble efecto.

Autor	Tecnología	COP	Q_{evap} (kW)	ṁ_{prod} (kg/s)
Bhowmick & Kundu (2021)	2EABC + HDH	1.2474	150	0.1
Naef A.A	2EABC+ SMMD	1.09	434	0.36
Qasem et al (2020)	2EABC+WH-HDH	1.29	219	0.32
Qasem et al (2022)	2EABC+DCMD	1.09	434	0.4
Qasem (2021)	2EABC+AH-HDH	1.2	366	0.58
Este estudio (2025)	2EABCD	1.35	344	0.14

A pesar de que todos los sistemas con los que se compara el sistema de desalinización y enfriamiento por absorción bajo estudio son hibridaciones entre sistemas de enfriamiento por absorción de doble efecto y sistemas de desalinización, ninguno presenta mayor coeficiente de desempeño (COP). Esto se debe a las condiciones de operación que presentan en el sistema de enfriamiento por absorción.

Con respecto a la producción de agua, el sistema 2EABCD produce más agua que el sistema presentado por Bhowmick & Kundu (2021) a pesar de que su sistema cuenta con integración energética, utilizando el calor residual del ciclo de enfriamiento por absorción de doble efecto para precalentar el agua de mar que ingresa al sistema de desalinización HDH. El sistema presentado por Qasem (2021) tiene una producción 307% mayor contra el sistema 2EABCD pero presenta un COP 12.5% mayor, considerando que el sistema 2EABCD también puede hibridarse con los sistemas que los autores proponen, su potencial es mayor contra los sistemas comparados.

Referencias

- Behnam, P., Faegh, M., & Khiadani, M. (2022). A review on state-of-the-art applications of data-driven methods in desalination systems. In *Desalination* (Vol. 532). Elsevier B.V. <https://doi.org/10.1016/j.desal.2022.115744>
- Bhowmick, A., & Kundu, B. (2021). Exergoeconomic assessment and optimization of a double effect absorption chiller integrated with a humidification-dehumidification desalination system. *Energy Conversion and Management*, 247. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2021.114766>
- Herold, K. E., Radermacher, R., & Klein, S. A. (2016). *ABSORPTION CHILLERS AND HEAT PUMPS* (Second edition). CRC Press Taylor & Francis Group.
- Nikbakhti, R., Wang, X., Hussein, A. K., & Iranmanesh, A. (2020). Absorption cooling systems – Review of various techniques for energy performance enhancement. In *Alexandria Engineering Journal* (Vol. 59, Issue 2, pp. 707–738). Elsevier B.V. <https://doi.org/10.1016/j.aej.2020.01.036>
- Qasem, N. A. A. (2021). Waste-heat recovery from a vapor-absorption refrigeration system for a desalination plant. *Applied Thermal Engineering*, 195. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2021.117199>
- Qasem, N. A. A., Abdulrahman, G. A. Q., Aljundi, I. H., & Abdallah, A. M. (2022). Innovative integration of a series-module membrane distillation plant with a double-effect absorption refrigerator. *Case Studies in Thermal Engineering*, 40, 78598903. <https://doi.org/10.1016/j.csite.2022.102498>
- Qasem, N. A. A., Lawal, D. U., Aljundi, I. H., Abdallah, A. M., & Panchal, H. (2022). Novel integration of a parallel-multistage direct contact membrane distillation plant with a double-effect absorption refrigeration system. *Applied Energy*, 323. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2022.119572>
- Qasem, N. A. A., Zubair, S. M., Abdallah, A. M., Elbassoussi, M. H., & Ahmed, M. A. (2020). Novel and efficient integration of a humidification-dehumidification desalination system with an absorption refrigeration system. *Applied Energy*, 263. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2020.114659>
- Xu, Z. Y., & Wang, R. Z. (2016). Solar-powered absorption cooling systems. In *Advances in Solar Heating and Cooling* (pp. 251–298). Elsevier Inc. <https://doi.org/10.1016/B978-0-08-100301-5.00011-4>
- Zheng, H. (2017). Absorption and Adsorption Solar Desalination System. In *Solar Energy Desalination Technology* (pp. 623–670). Elsevier. <https://doi.org/10.1016/b978-0-12-805411-6.00008-7>