

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE BAJA CALIFORNIA  
INSTITUTO DE INGENIERÍA



MAESTRÍA Y DOCTORADO EN CIENCIAS E INGENIERÍA

---

ESTUDIO DE SISTEMAS AVANZADOS DE ENFRIAMIENTO Y  
DESALINIZACIÓN POR ABSORCIÓN ACTIVADOS CON ENERGÍA  
SOLAR TÉRMICA

---

**TESIS**

QUE PARA OBTENER EL GRADO DE:  
**DOCTOR EN INGENIERÍA**

PRESENTA:  
**RICARDO LÓPEZ ZAVALA**

DIRECTORES:  
**DR. NICOLÁS VELÁZQUEZ LIMÓN**  
**DR. LUIS ANTONIO GONZÁLEZ URIBE**

Mexicali, B.C., México a 22 de agosto del 2019

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



---

## DEDICATORIA

---

*Dedicado a Dios por permitirme llegar a un momento tan especial en mi vida. Por los triunfos y los momentos difíciles que me han permitido valorarlo cada día más. A mis padres, que me han acompañado durante todo mi trayecto, que han velado por mí en este arduo camino profesional, brindándome los más sabios consejos y por su paciencia en cuanto cosa se me ocurre. A mis hermanos, por siempre darme fuerzas para poder afrontar cada reto y siempre contagiarme su alegría.*

***“Para que alcance tiene que sobrar”***

Pensamiento entrópico.

---

# AGRADECIMIENTOS

Al Dr. Nicolás Velázquez Limón que, como asesor de tesis, me ha orientado, apoyado y corregido en mi labor científica con un interés y una entrega que han sobrepasado, por mucho, todas las expectativas que, como alumno, deposité en su persona mostrando siempre un gran conocimiento y calidad humana. Al Dr. Luis Antonio González Uribe por haberme compartido de sus conocimientos sin ningún límite. Al Ing. Jerónimo Alvarez Mancilla, por toda su paciencia y humildad al compartirme su conocimiento en la parte teórica y experimental, además de darme grandes consejos de vida. Al M.I. Saúl Islas Pereda quien ha sido un gran consejero y a quien admiro por su gran conocimiento. Al M.I. Jesús Armando Aguilar Jiménez, por su ayuda en la escritura de artículos y mis compañeros del CEENER. A mis amigos que siempre, a pesar de la distancia, están ahí para brindar sus sabios consejos.

A la Universidad Autónoma del Estado de Baja California por permitirme ser parte de esta gran institución. Al Centro de Estudios de las Energías Renovables del Instituto de Ingeniería por darme la oportunidad de hacer uso de sus instalaciones y recursos para alcanzar los objetivos de esta Tesis. A Conacyt por brindarme el apoyo necesario como estudiante de Doctorado.

---

# RESUMEN

Actualmente se ha vuelto prioritario satisfacer las necesidades hídricas y de climatización de espacios de una manera sustentable. Por lo que, la comunidad científica está buscando desarrollar tecnologías que brinden agua potable y enfriamiento de manera conjunta por medio de energías renovables. En esta tesis se estudiaron los sistemas avanzados de enfriamiento y desalinización por absorción activados con energía solar térmica; se generaron tres propuestas tecnológicas, las cuales fueron evaluadas utilizando los simuladores AspenPlus y EES. Dichas propuestas, con la utilización de energía solar térmica pueden brindar climatización de espacios y desalinización de agua de mar de manera simultánea. También se estudió experimentalmente una máquina de enfriamiento por absorción  $LiBr/H_2O$  de simple efecto, con la finalidad de asimilar la operatividad de estos sistemas y evaluar su potencial, así catalizar la generación de nuevas propuestas tecnológicas. La primera propuesta tecnológica SEDAT1, consiste en un sistema de enfriamiento y desalinización FLASH por absorción de simple efecto  $LiBr/H_2O$ , el cual trabaja con tres niveles de presión. Se logró tener una eficiencia global  $\eta_G$  de 1.29 e incrementar la eficiencia de enfriamiento en un 22 % respecto a un sistema de enfriamiento por absorción convencional con una capacidad de 23 kW. Se producen adicionalmente 838 L/día de agua, con un FR de 0.08 y un R de 1.84. Dicha producción de agua es suficiente para satisfacer las necesidades de una familia de hasta 7 personas. La segunda propuesta tecnológica SEDAT2, consiste en un sistema de enfriamiento y desalinización FLASH/MED por absorción termosolar, en donde debido a la configuración y condiciones de operación propuestas, se tiene una alta integración energética y másica interna. Se encontró que partiendo de una máquina de enfriamiento por absorción de simple efecto de 23 kW, la propuesta tecnológica al utilizar el agua producto de la desalinización como refrigerante, tenga una  $\eta_G$  de 12.68 e incremente la capacidad de enfriamiento a 2,009 kW, 87.4 veces más, mientras que el COP presenta un valor de 6.4, lo cual es 8.35 veces mayor que el reportado para este tipo de sistemas, además se produce 73,569 L/día de agua producto, con un RR de 0.52 y un PR de 6.72. La tercera propuesta tecnológica DEMEESTb, consiste en un sistema de desalinización por evaporación múltiple y enfriamiento por expansión súbita, el cual está compuesto por una MED de 14 efectos y 14 recalentamientos. En este sistema se aprovecha la similitud de la presión del último efecto de la MED con la del condensador de las unidades de enfriamiento por absorción, pudiendo utilizar el agua producto como refrigerante. Con lo anterior se logró tener una  $\eta_G$  de 26 e incrementar la capacidad de enfriamiento a 2001 kW, con un COP de 13.1 y una eficiencia global  $\eta_G$  de 26, además de tener una producción de agua de 73,380 L/día con un PR de 12.96 y un RR de 0.53. Cuando se comparan los indicadores de enfriamiento y desalinización del SEDAT1 con el SEDAT2, se puede observar que el COP y el RR del SEDAT2 es 7.4 y 6.4 veces superior al SEDAT1, respectivamente. Por otra parte, el sistema DEMEESTa tiene un COP de 7.17, un PR de 7.1 y un RR de 0.55, los cuales son 12, 5.1 y 5.7 % superiores a los del SEDAT2, respectivamente. Al comparar los indicadores COP y PR del sistema DEMEESTb (el cual tiene una MED con recalentamientos) con el DEMEESTa, se tiene que son 82.7 y 83.2 % superiores, sin embargo el RR es 3.6 % menor. Por otro lado, el COP del DEMEESTb es 15.23 y 2.04 veces mayor que el COP del SEDAT1 y SEDAT2,

---

respectivamente. Finalmente de las propuestas evaluadas el DEEMESTb tiene las mejores características técnicas. Después de haber realizado la evaluación técnica de los sistemas de enfriamiento y desalinización propuestos, se logró desarrollar una invención tecnológica con alta eficiencia y menos componentes, lo cual reduce su inversión inicial y costo de operación, incrementando la potencialidad para satisfacer las necesidades de climatización y disponibilidad de agua de las comunidades costeras, pudiendo competir en el mercado con las tecnologías convencionales.

---

# ABSTRACT

Nowadays, it has become a priority to satisfy water needs and the air conditioning of spaces in a sustainable manner. Therefore, the scientific community is looking for technologies that provide drinking water and cooling jointly, through renewable energy. In this thesis, the technical feasibility of the three technological proposals was evaluated, through theoretical simulation studies in Aspen Plus. Said proposals, with the use of solar thermal energy, can provide a cooling of the spaces and the desalination of the water simultaneously. Also, an absorption cooling machine  $LiBr/H_2O$  of simple effect was studied experimentally, with the purpose of operating these systems and evaluating their relevance.

The initial proposal, SEDAT1, consists of a FLASH cooling and desalination system for the single effect thermosolar absorption  $LiBr/H_2O$ , which works with the pressure levels. It has been found to be 22 % more efficient than a conventional absorption cooling system equivalent to 23 kW, additionally producing 838 L / day of sufficient water to meet the needs of a family of up to 7 people, in addition to a FR of 0.08 and an R of 1.84. The second proposal is SEDAT2, which consists of a simple effect absorption cooling subsystem that manages three pressure levels, where, the generator pressure is equal to the pressure the last effect of the MEASURE and the absorber pressure is higher than the evaporator. With the operating conditions there is a triple integration more. A part of a cooling machine was identified by a simple effect absorption of 23 kW, the proposal was used to use the water product of desalination as a refrigerant, the cooling capacity was increased to 2,009 kW, 87.4 times more, while the COP presents a value of 6.4, which is 8.35 times greater than the report for this type of systems, in addition to producing 73,569 l / day of product water, with a RR of 0.52 and a PR of 6.72. The third proposal DEMEESTAR, consists of a measurement of 14 effects with 14 overheating, in the system DEMEJA takes advantage of the vacuum pressure in the last effect of the MEASUREMENT to use the product as a refrigerant, suddenly lowering its pressure and temperature to produce the effect refrigerator. When using water as a refrigerant, it has a capacity of 2001 kW with a COP of 13.1, a water production of 73,380 L / day, a PR of 12.96 and a RR of 0.53.

When comparing the proposals SEDAT2, DEMEEST and MEDSR for a cooling capacity of 631 kW, equivalent to 963 L / h of product water, the DEMEEST needs 50.65 thermal kW to activate; being 60 % and 43.61 % less activation calories than in the SEDAT2 and the MEDrs, respectively. Also the COP of the DEMEEST system has a value of 12.45, which is 1.77 and 1.98 times greater than the COP of the MEDIA and SEDAT2, respectively. DEMONSTRATE when activated with 75 <sup>circ</sup> C and a water flow in stream 19 of 0.0551 kg / s, can supply 23 kW of cooling with an activation calorie of 1.84 kW and a COP of 12.5 being this 14.5 and 17.4 times more important than the COP reported for the SEDAT1 and for a cooling system by simple conventional effect, respectively.

The study in this thesis concluded that it is possible to develop a system of cooling and desalination by solar thermal absorption with integration and easier to use, to counteract

---

the growing problem of thermal conditioning of spaces and the availability of water in populations living on the coast coastal. On the other hand, due to the low efficiency of the cooling systems by absorption, these are only viable for waste heat from processes or integrating them with polygenerative systems to provide various services. However, the DEMEEST cooling proposal, having few components and being able to provide both high and low cooling capacity with high efficiency, converts the absorption systems into processes that can hardly compete in the market, if their efficiency is not substantially increased. . The DEMEEST is seen as the best option to provide cooling and desalination services with low operation and maintenance costs.

---

# ÍNDICE

---

<b>RESUMEN</b>	<b>III</b>
<b>LISTA DE FIGURAS</b>	<b>X</b>
<b>LISTA DE TABLAS</b>	<b>XV</b>
<b>NOMENCLATURA</b>	<b>XVIII</b>
<b>1. INTRODUCCIÓN</b>	<b>1</b>
1.1. Problemática y justificación . . . . .	1
1.2. Antecedentes . . . . .	7
1.3. Hipótesis . . . . .	10
1.4. Objetivos . . . . .	10
1.4.1. General . . . . .	10
1.4.2. Específicos . . . . .	10
1.5. Descripción general de la tesis . . . . .	11
<b>2. FUNDAMENTOS TEÓRICOS</b>	<b>13</b>
2.1. Energía solar térmica . . . . .	13
2.1.1. Tecnologías captadoras de energía solar térmica . . . . .	17
2.2. Sistemas de enfriamiento por absorción termosolar . . . . .	19
2.2.1. Principio de funcionamiento de los sistemas de absorción . . . . .	19
2.2.2. Tipos de fluidos de trabajo . . . . .	20
2.2.3. Clasificación general de los ciclos de absorción . . . . .	22
2.2.4. Evolución histórica . . . . .	22
2.3. Desalinización termosolar . . . . .	28
2.3.1. Evolución histórica y clasificación de los proceso de desalinización . . . . .	30
2.3.2. Procesos de destilación termosolar . . . . .	32
2.3.3. Sistemas de desalinización de múltiple efecto . . . . .	37
2.4. Sistemas híbridos de absorción y desalinización termosolar . . . . .	41

<b>3. ESTUDIO DE SISTEMAS AVANZADOS DE ENFRIAMIENTO Y DESALINIZACIÓN POR ABSORCIÓN TERMOSOLAR</b>	<b>49</b>
3.1. Sistema de enfriamiento y desalinización FLASH por absorción termosolar (SEDAT1)	49
3.1.1. Descripción operativa del sistema	50
3.1.2. Metodología de estudio	53
3.1.3. Validación de la simulación	55
3.1.4. Análisis y discusión de resultados	56
3.2. Sistema de enfriamiento y desalinización FLASH/MED por absorción termosolar (SEDAT2)	67
3.2.1. Descripción del sistema	67
3.2.2. Metodología de la simulación	70
3.2.3. Análisis y discusión de resultados	73
3.3. Sistema de desalinización por evaporación múltiple y enfriamiento por expansión súbita (DEMEESTb)	83
3.3.1. Descripción del sistema	83
3.3.2. Metodología de la simulación	86
3.3.3. Análisis y discusión de resultados	87
3.4. Comparación de las propuestas tecnológicas	95
<b>4. ESTUDIOS EXPERIMENTALES</b>	<b>105</b>
4.1. Unidad de enfriamiento por absorción $LiBr/H_2O$	106
4.1.1. Descripción general	106
4.1.2. Circuito de captación y almacenamiento de energía térmica	108
4.1.2.1. Dinámicas de control para la planta experimental CCP	113
4.1.3. Circuito de agua caliente	115
4.1.4. Circuito de agua de enfriamiento	117
4.1.5. Circuito de agua fría	119
4.1.6. Instrumentación y diagrama SCADA de la unidad de enfriamiento	122
4.1.7. Alineación y puesta en marcha de la máquina LUCY	123
4.1.8. Resultados experimentales	125
4.2. Banco de pruebas de eyectores	133
4.2.1. Descripción física y operativa	133
4.2.2. Instrumentación y diagrama SCADA del Banco de pruebas de eyectores	134
4.2.3. Construcción del BPE	138
4.2.4. Procedimiento de arranque, operación y paro	139
4.3. Desarrollo de sistema de monitoreo y control de equipos experimentales	142
4.3.1. Isla del campo de colectores solares CCP	145
4.3.2. Isla del banco de pruebas eyectores	148
4.3.3. Isla de las máquinas de enfriamiento LUCY y YAZAKI	151
4.4. Sistema de aire acondicionado termosolar por absorción de Puertecitos (SAATEP)	154
4.4.1. Introducción	154

4.4.2. Características generales del sistema de aire acondicionado termosolar por absorción . . . . .	156
4.4.3. Circuito de agua caliente y almacenamiento térmico . . . . .	157
4.4.4. Circuito de agua de enfriamiento . . . . .	162
4.4.5. Circuito de agua fría y cuarto de máquinas . . . . .	164
4.4.6. Obra civil . . . . .	166
4.4.7. Construcción e instalación del SAATEP . . . . .	173
<b>5. CONCLUSIONES Y TRABAJOS FUTUROS</b>	<b>181</b>
5.1. Conclusiones . . . . .	181
5.2. Trabajos futuros . . . . .	183
<b>REFERENCIAS</b>	<b>185</b>
<b>APÉNDICES</b>	<b>192</b>
<b>A. Productos obtenidos</b>	<b>193</b>
<b>B. Estudio exérgico del ciclo básico de enfriamiento por absorción termosolar</b>	<b>196</b>
<b>C. Eyectores</b>	<b>211</b>

---

## LISTA DE FIGURAS

---

1.1. Mapa de distribución de la precipitación pluvial en México. Fuente: CONAGUA . . . . .	2
1.2. Círculo vicioso de la demanda hídrica y de la demanda de enfriamiento. . . . .	5
2.1. Balance de radiación solar (Español sin año ni revista). . . . .	15
2.2. Distribución de la radiación solar a nivel mundial. . . . .	15
2.3. Horas pico de energía disponible en la República Mexicana. . . . .	16
2.4. Esquema de un ciclo de compresión mecánica (a) y de absorción de simple efecto (b) (Vereda Ortiz, 2015). . . . .	20
2.5. Diagrama general de clasificación de los sistemas de absorción. . . . .	23
2.6. Ciclo eyecto/absorción propuesto por Aphornratana y Eames (1998). . . . .	27
2.7. Sistema de eyecto/absorción combinado utilizando <i>DMETEG/R22</i> y <i>DMETEG/R21</i> como fluidos de trabajo (Chen, 1988). . . . .	27
2.8. Ciclo de refrigeración modificado eyecto/absorción combinado de doble efecto donde no hay condensador incluido (Kuhlenschmidt, 1973). . . . .	28
2.9. Alambique para destilación solar con colectores solares planos (Ranjan y Kaushik, 2013). . . . .	34
2.10. Alambique para destilación solar con colectores solares planos (Ranjan y Kaushik, 2013). . . . .	34
2.11. Sistema de humidificación y deshumidificación solar presentado por (Parekh y cols., 2004). . . . .	34
2.12. Sistema de Humedificación y Deshumidificación en vacío activado por un sistema de enfriamiento por absorción (Veera Gnaneswar y Nagamany, 2008). . . . .	35
2.13. Sistema de desalinización por membranas (C. Li y cols., 2013). . . . .	36
2.14. Sistema de desalinización de múltiple efecto (Sharaf y cols., 2013). . . . .	36
2.15. Sistema de desalinización de múltiple etapa (Mustafa y cols, 1985). . . . .	37
2.16. Sistema de desalinización por compresión mecánica de vapor (Sharon y Reddy, 2015b). . . . .	38
2.17. Sistema de desalinización de múltiple efecto con alimentación al frente y en serie (Sharaf y cols, 2011). . . . .	39

2.18. Sistema de desalinización de múltiple efecto con alimentación al final y en serie (Sharaf y cols, 2011). . . . .	40
2.19. Sistema de desalinización de múltiple efecto con alimentación en paralelo (Sharaf y cols, 2011). . . . .	40
2.20. Sistema de desalinización de múltiple efecto con alimentación de frente, en serie y con recalentamientos (Sharaf y cols, 2011). . . . .	41
2.21. Acoplamiento de un sistema de absorción con un proceso de desalinización tipo MED de alto vacío (Aly, 1995). . . . .	42
2.22. Acoplamiento de un sistema de absorción de simple efecto con un proceso de desalinización de vacaío por columna de un efecto (Alarcón-Padilla y cols., 2008). . . . .	43
2.23. Acoplamiento de un sistema de absorción de simple efecto con un proceso de desalinización de vacaío por columna de un efecto (Vera Gnaneswar y cols., 2011). . . . .	44
2.24. Acoplamiento de un sistema de absorción de simple efecto con un proceso de desalinización de vacaío por columna de un efecto (Wang y Lior, 2011a,2011b). . . . .	45
2.25. Acoplamiento de un sistema de absorción de simple efecto con una MED de 14 efectos con integración másica (Janghorban Esfahani y cols., 2015). . . . .	46
2.26. Acoplamiento de un sistema de absorción de simple efecto con una MED de 14 efectos con integración másica (Alelyani y cols. 2017). . . . .	46
2.27. Sistema de enfriamiento-desalinización de baja capacidad activado con energías renovables (LAGU., 2018). . . . .	47
2.28. Sistema de desalinación MED acoplado a un sistema de enfriamiento por absorción de doble efecto en la Plataforma Solar de Armería (Chorak y cols., 2018). . . . .	48
3.1. Diagrama del sistema de enfriamiento y desalinización por absorción termosolar $LiBr/H_2O$ . . . . .	51
3.2. Diagrama de la metodología general y del procedimiento de simulación en Aspen Plus. . . . .	54
3.3. Comparación de la simulación con los resultados experimentales presentados por Palenzuela y cols., (2014). . . . .	57
3.4. Diagrama del sistema de enfriamiento y desalinización por absorción en Aspen Plus. . . . .	58
3.5. Coeficiente de operación (COP) del sistema bajo diferentes temperaturas de enfriamiento, concentración y flujo de la solución de trabajo. . . . .	60
3.6. Presión alta y baja del sistema bajo diferentes temperaturas de enfriamiento y concentración. . . . .	62
3.7. Indicadores del subsistema de desalinización bajo diferentes temperaturas de enfriamiento y concentración. . . . .	64
3.8. Influencia de la temperatura de activación en el COP, en el flujo de solución y concentración de la solución fuerte. $Q_{EVA} = 23kW$ , $T_{13} = 27^{\circ}C$ , $P_{EVA} = 0.67kPa$ , $P_{CON/GEN} = 5.44kPa$ , $P_{ABS} = 1.1kPa$ , $X_1 = 55\%$ . . . . .	65

3.9. Diagrama del sistema de enfriamiento y desalinización FLASH/MED por absorción termosolar (SEDAT2). . . . .	68
3.10. Diagrama de la metodología general y del procedimiento de simulación en Aspen Plus del SEDAT2. . . . .	71
3.11. Comportamiento del COP del sistema y de los calores transferidos en el evaporador, HX2 y colectores solares . . . . .	76
3.12. Efecto de la variación de agua de mar 16 en la capacidad de agua producto y en los indicadores RR y PR; $T_{13}=27^{\circ}\text{C}$ , $m_{13A}=1.5\text{ kg/s}$ , $T_{11}=95^{\circ}\text{C}$ , $m_{11}=1.611$ , $T_{25}=12^{\circ}\text{C}$ . . . . .	77
3.13. Efecto de la variación de agua de mar 16 en la capacidad de agua producto y en los indicadores RR y PR; $T_{13}=27^{\circ}\text{C}$ , $m_{13A}=1.5\text{ kg/s}$ , $T_{11}=95^{\circ}\text{C}$ , $m_{11}=1.611$ , $T_{25}=12^{\circ}\text{C}$ . . . . .	78
3.14. Efecto de la variación de temperatura $T_{11}$ y flujo de agua de mar 16 en la producción de agua y concentración de la salmuera que sale de la MED. $T_{13}=27^{\circ}\text{C}$ , $m_{13A}=1.5\text{ kg/s}$ , $m_{11}=1.611$ , $T_{25}=12^{\circ}\text{C}$ . . . . .	79
3.15. Efecto de la variación de temperatura $T_{11}$ y flujo de agua de mar 16 en la capacidad de enfriamiento y en los indicadores COP, RR y PR del sistema propuesto. $T_{13}=27^{\circ}\text{C}$ , $m_{13A}=1.5\text{ kg/s}$ , $m_{11}=1.611$ , $T_{25}=12^{\circ}\text{C}$ . . . . .	80
3.16. Diagrama del sistema de desalinización y enfriamiento por evaporación múltiple y expansión súbita (DEMEESTb). . . . .	84
3.17. Diagrama del primer efecto de la MED del sistema DEMEESTb. . . . .	86
3.18. Comportamiento del calor de activación de la MED y capacidad de enfriamiento. . . . .	89
3.19. Concentración de la salmuera del último efecto de la MED y flujos de agua de enfriamiento y agua producto, bajo diferentes condiciones de temperatura de agua de mar 20. . . . .	91
3.20. Coeficiente de operación COP, relación de flujo RR y coeficiente de rendimiento PR, bajo diferentes condiciones de temperatura de agua de mar 20. . . . .	91
3.21. Diagrama temperatura efectos de la propuesta tecnológica. . . . .	94
3.22. Agua producto e indicadores RR y PR en las propuestas DEMEESTb, SEDAT2 y DEMEESTa; para diferentes flujos de agua de mar 19 con una temperatura de $75^{\circ}\text{C}$ . . . . .	96
3.23. Comportamiento del COP y de la capacidad de enfriamiento QEVA y del calor suministrado QMED en las propuesta DEMEESTa, SEDAT2 y DEMEESTb; para diferentes flujos de agua de mar 19 con una temperatura de $75^{\circ}\text{C}$ . . . . .	98
3.24. Concentración de la salmuera del efecto 14 y del flujo de agua de enfriamiento en las propuesta DEMEESTa, SEDAT2 y DEMEESTb; para diferentes flujos de agua de mar 19 con una temperatura de $75^{\circ}\text{C}$ . . . . .	99
3.25. Relación de aprovechamiento de integración energética RAIE en las propuesta DEMEESTa, SEDAT2 y DEMEESTb; para diferentes flujos de agua de mar 19 con una temperatura de $75^{\circ}\text{C}$ . . . . .	101

3.26. Comparación de las propuestas tecnológicas DEMEESTa, SEDAT2 y DEMEESTb; para una capacidad de enfriamiento de 631 kW con una temperatura de activación en la MED 75 °C. . . . .	101
4.1. Diagrama de tuberías e instrumentación del circuito de concentradores cilindro parabólico CCP. . . . .	106
4.2. Diagrama de tuberías e instrumentación general de todas las unidades de enfriamiento. . . . .	109
4.3. instalación de la planta experimental de las unidades de enfriamiento LUCY y YAZAKY. . . . .	110
4.4. Diagrama de tuberías e instrumentación del circuito de concentradores cilindro parabólico CCP. . . . .	112
4.5. Diagrama de tuberías e instrumentación del circuito de suministro de agua caliente de las unidades de aire acondicionado por absorción termosolar del CEENER. . . . .	116
4.6. Circuito hidráulico de agua caliente. . . . .	117
4.7. Diagrama de tuberías e instrumentación del circuito de agua de enfriamiento las unidades de aire acondicionado por absorción termosolar del CEENER. . . . .	118
4.8. Circuito hidráulico de agua de enfriamiento. . . . .	120
4.9. Diagrama de tuberías e instrumentación del circuito de agua fría de las unidades de aire acondicionado por absorción termosolar del CEENER. . . . .	121
4.10. Diagrama de tuberías e instrumentación del cuarto frío y manejadoras del CEENER (MODOI de operación). . . . .	121
4.11. Sensor de temperatura Pt-100 insertado en el calibrador de temperatura AMETEK ITC-650 A. . . . .	123
4.12. Procedimiento de alineación general de la máquina LUCY. . . . .	124
4.13. Lazos de control de la máquina LUCYSOLAR. . . . .	126
4.14. Operación de la unidad de enfriamiento en un día representativo. . . . .	127
4.15. Análisis operativo de un ciclo de trabajo de la unidad LUCY SOLAR. . . . .	129
4.16. Comportamiento de las temperaturas de las corrientes de la unidad de enfriamiento LUCY del CEENER el 16 de agosto del 2018. . . . .	130
4.17. Transferencia de calor de la unidad de enfriamiento LUCY del CEENER el 16 de agosto del 2018 . . . . .	131
4.18. Integración de la transferencia de calor de la unidad de enfriamiento LUCY del CEENER, el 16 de agosto del 2018. . . . .	132
4.19. Vista principal del banco de pruebas de eyectores. . . . .	133
4.20. Vista en isométrico del banco de pruebas de eyectores. . . . .	134
4.21. DTI del banco de pruebas eyectores. . . . .	135
4.22. Instrumentos del banco de pruebas eyectores. . . . .	136
4.23. Diagrama SCADA del BPE utilizado para el monitoreo y control. . . . .	137
4.24. Construcción de los tanques del BPE. . . . .	138
4.25. Construcción de los prototipos de eyectores. . . . .	139
4.26. Banco de pruebas de eyectores construido y conectado eléctricamente. . . . .	140
4.27. Variador de velocidad y conexión de sensores en la isla BPE. . . . .	140

4.28. Diagrama de una arquitectura centralizada. . . . .	143
4.29. Redes con direcciones IP. . . . .	144
4.30. Configuración hardware del PLC. . . . .	145
4.31. Configuración hardware del PLC. . . . .	149
4.32. Diagrama SCADA del banco de pruebas de eyectores. . . . .	151
4.33. Diagrama SCADA del banco de pruebas de eyectores. . . . .	152
4.34. Diagrama SCADA del banco de pruebas de eyectores. . . . .	154
4.35. Ubicación de Puertecitos, B. C. . . . .	155
4.36. Escuela primaria y pre-escolar de Puertecitos. . . . .	156
4.37. DTI general de la planta de aire acondicionado por absorción termosolar. . . . .	158
4.38. DTI del circuito de agua caliente y almacenamiento térmico. . . . .	159
4.39. Tanque de almacenamiento de energía térmica. . . . .	159
4.40. Cabezal de agua de alimentación al campo solar. . . . .	160
4.41. Vista de planta de la instalación del sistema de agua caliente a Chiller. . . . .	161
4.42. DTI del circuito de agua de enfriamiento del sistema de aire acondicionado por absorción termosolar. . . . .	162
4.43. Sistema de agua de enfriamiento del equipo de absorción. . . . .	163
4.44. Dimensiones del intercambiador helicoidal de titanio y su arreglo con la torre de enfriamiento. . . . .	164
4.45. Dimensiones del intercambiador helicoidal de titanio y su arreglo con la torre de enfriamiento. . . . .	165
4.46. Manejadora de agua fría. . . . .	165
4.47. Cuarto de máquinas. . . . .	166
4.48. Ubicación de las losas de cimentación. . . . .	167
4.49. Losa de concreto del cuarto de máquinas con la ubicación de los equipos principales. . . . .	168
4.50. Armadura de la losa de concreto para la ubicación de los equipos principales. . . . .	169
4.51. Vista de planta de la losa de termotanque y su armadura [m]. . . . .	169
4.52. Vista de planta de la losa de campo de colectores solares. . . . .	170
4.53. Nervaduras del campo de colectores solares . . . . .	170
4.54. Cuarto para los equipos en la losa de concreto. . . . .	171
4.55. Excavaciones para cimentación de losas. . . . .	173
4.56. Cimentación y zapatas del SAATEP. . . . .	174
4.57. Montaje de equipos. . . . .	175
4.58. Instalación hidráulica del circuito de agua caliente. . . . .	177
4.59. Control de la unidad de enfriamiento termosolar LUCY. . . . .	178
4.60. Instalación del circuito de enfriamiento y aislamiento de termotanque. . . . .	179
4.61. Sistema de aire acondicionado por absorción termosolar de la escuela primaria de Puertecitos. . . . .	180
B.1. Diagrama simplificado de Diuring de la máquina LUCY TX-23 de simple efecto $LiBr/H_2O$ y una imagen de esta. . . . .	197
B.2. Metodología para hacer el análisis exérgico . . . . .	204

C.1. Sección transversal de un a) eyector de área constante y b) eyector de presión constante. Líneas de presión y velocidad para el eyector a presión constante. .	213
C.2. Modos de operación del eyector supersónico a presión constante. (Xiaoli, Wei, Omer, y Riffat, 2010) . . . . .	214
C.3. Esquema del desarrollo del fluido de un eyector a presión constante. (Huang, et al., 1999) . . . . .	215
C.4. Diagrama de programación para la determinación de $P_{40}$ y las relaciones de área de un eyector. . . . .	221
C.5. Esquema del desarrollo del fluido de un eyector a presión constante. . . . .	223
C.6. Diagrama de programación para la determinación de $P_{40}$ y las relaciones de área de un eyector. . . . .	226

---

## LISTA DE TABLAS

---

2.1. Tipos de captadores de energía. . . . .	18
2.2. Valor medio de las sales totales disueltas en varios mares y océanos . . . . .	29
2.3. Composición detallada del agua de mar (González U., 2017). . . . .	30
2.4. Principales tecnologías para desalinización. . . . .	32
2.5. Características de las tecnologías de desalinización. . . . .	33
3.1. Validación de la simulación del subproceso de absorción . . . . .	56
3.2. Validación del proceso de desalinización del agua de mar en AspenPlus . . . . .	56
3.3. Propiedades de las corrientes del sistema de enfriamiento y desalinización por absorción $LiBr/H_2O$ bajo la condición final de diseño. . . . .	66
3.4. Evaluación energética del sistema de enfriamiento y desalinización por absorción $LiBe/H_2O$ , bajo condiciones de diseño finales. . . . .	66
3.5. Evaluación energética del SEDAT2. . . . .	81
3.6. Propiedades de las corrientes del SEDAT2, para una condición de diseño. . . . .	82
3.7. Características termodinámicas y operativas de la MED . . . . .	93
3.8. Propiedades termodinámicas de las corrientes y evaluación energética de la tecnología propuesta. . . . .	95
3.9. Comparación de las propuestas tecnológicas cuando operan en condiciones de diseño. . . . .	103
4.1. Tabla de verdad de equipos auxiliares y de alineación de válvulas del circuito hidráulico de activación para operar con LUCY . . . . .	116
4.2. Tabla de verdad de equipos auxiliares y de alineación de válvulas del circuito hidráulico de activación para operar con YAZAKI . . . . .	117
4.3. Sensores utilizado para la instrumentación de los circuitos hidráulicos de las unidades de enfriamiento. . . . .	122
4.4. Verificación de funcionamiento de los sensores de temperatura. . . . .	123
4.5. Sensores y tarjetas SIEMENS para monitoreo y control. . . . .	136
4.6. Configuración de las isla de concentradores cilindro parabólicos del CEENER . . . . .	146
4.7. Conexión del variador y del encoder al PLC SIEMENS . . . . .	147

4.8. Conexión del piranómetro al PLC . . . . .	147
4.9. Conexión del amplificador del piranómetro con el PLC . . . . .	148
4.10. Lista de conexionado de sensores en las tarjetas SIEMENS de monitoreo y control . . . . .	149
4.11. Conexionado de sensores de presión. . . . .	150
4.12. Conexionado de los sensores de nivel . . . . .	150
4.13. Conexionado del variador de velocidad . . . . .	150
4.14. Lista de sensores de la unidad de enfriamiento LUCY y su conexión con las tarjetas SIEMENS . . . . .	153
4.15. Datos técnicos de la unidad de enfriamiento por absorción de simple efecto. . . . .	156
4.16. Datos Técnicos del Calentador Solar Suntask SHC24 . . . . .	157
4.17. Características de carga de los equipos en la losa de concreto . . . . .	167
B.1. Balances por segunda ley de los cambios y pérdidas de exergía de los módulos del sistema de enfriamiento por absorción "LUCY". . . . .	203
B.2. Dinámica de cambios de exergía y energía para sistemas que cruzan el punto muerto. . . . .	205
B.3. Parámetros de entrada de la máquina de absorción (Florides, 2003). . . . .	206
B.4. Comparación de resultados para validación . . . . .	206
B.5. Parámetros de entrada del fabricante para el sistema de absorción LUCY. . . . .	207
B.6. Parámetros de entrada para las condiciones de Mexicali del sistema de absorción LUCY. . . . .	207
B.7. Resumen de resultados del análisis energético por primera ley fabricante. . . . .	208
B.8. Resumen de resultados del análisis energético por primera ley caso Mexicali. . . . .	208
B.9. Propiedades termodinámicas de las corrientes del sistema de absorción $BrLi/H_2O$ LUCY. Nota: $*\psi = h - h_0 - T_0(s - s_0)$ . . . . .	209
B.10. Resultado del análisis por segunda ley para el ciclo de absorción. . . . .	209
C.1. Tipos de eyectores y sus aplicaciones. . . . .	212
C.2. Comparación de resultados del eyector. . . . .	222
C.3. Resultados del modelo matemático del eyector. . . . .	227

---

# NOMENCLATURA

---

## Subíndices

ABS	Absorbedor
CB1	Columna barométrica 1
CB2	Columna barométrica 2
CON	Condensador
CS	Campo de colectores solares
EVA	Evaporador
GEN	Generador
HX1	Intercambiador recuperador de calor 1
HX2	Intercambiador recuperador de calor 2
MED	Destilación de múltiple efecto

## Abreviaciones

B	Bomba	
COP	Coeficiente de Operación	Adimensional
DAP	Depósito de agua producto	
DIV	Dispositivo divisor de flujo másico	
EYE	Eyector	
GOR	Relación de Ganancia Obtenida	Adimensional

---

LISTA DE TABLAS

---

h	Entalpía.	kJ/kg
m	Flujo másico.	kg/s
P	Presión.	kPa
PR	Coefficiente de Rendimiento	Adimencional
Q	Transferencia de Calor.	kW
R	Relación de Producción de Agua Pura.	Adimencional
RR	Relación de Flujo	Adimencional
RS	Recipiente de salmuera	
SEP	Separador centrífugo	
T	Temperatura.	°C
VM	Válvula de expansión de agua de mar	
VR	Válvula de expansión de refrigerante	
VS	Válvula de solución	
x	Concentración LiBr o de agua de mar.	%/ppm
xc	Concentración LiBr de la solución fuerte.	%

# CAPÍTULO 1

---

## INTRODUCCIÓN

---

*En este capítulo se presenta el planteamiento general de la tesis, las características que la justifican y la hacen de interés, además se propone la hipótesis y los objetivos general y específicos. Para esto se parte de una revisión global de la problemática actual en las comunidades debido a las crecientes demandas de enfriamiento y de agua potable. Se presenta como alternativa de solución, el estudio de sistemas avanzados de enfriamiento y desalinización por absorción activados con energía solar térmica con la finalidad de diseñar máquinas y/o sistemas que brinden enfriamiento y desalinización de manera simultánea siendo más eficientes que las tecnologías convencionales.*

### **1.1. Problemática y justificación**

El agua es uno de los grandes regalos que nos ha dado la naturaleza y que a su vez, juega un papel clave en la economía y bienestar de un país. Todos los países, tanto desarrollados como los subdesarrollados, presentan serios problemas con la disponibilidad del agua potable; ya que alrededor del 97 % del agua en el mundo está en el océano, el 2 % del agua se encuentra en forma de hielo en los polos y el 1 % es agua dulce disponible para la flora, la fauna y la vida humana (Kumar y Bai, 2008). Para que el ser humano pueda consumir el agua, esta debe llevar su respectivo tratamiento.

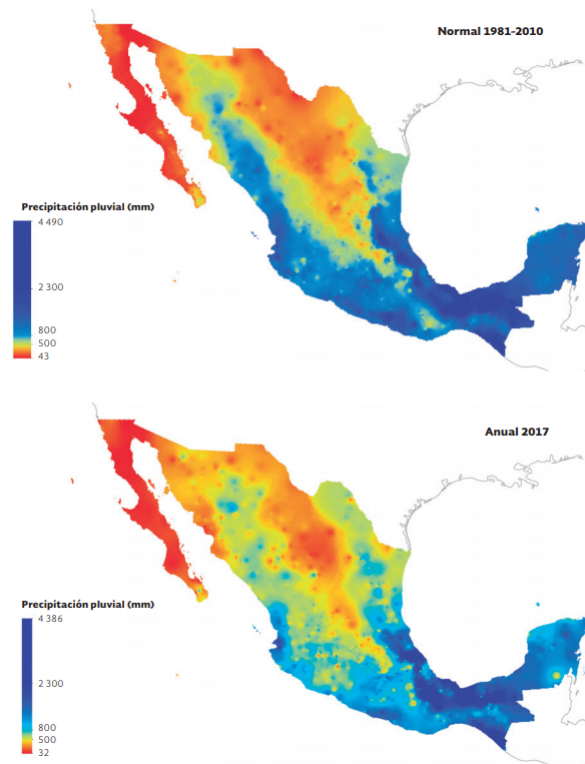


Figura 1.1: Mapa de distribución de la precipitación pluvial en México. Fuente: CONAGUA

Un factor que afecta la disponibilidad del recurso hídrico es que en las últimas décadas las precipitaciones de agua se dan en menor cantidad, produciendo sequía de los pozos subterráneos y mantos acuíferos, estos al no poderse recargar de forma natural provocan mayor salinidad en el agua (ver Figura 1.1) (Sampathkumar y cols., 2010). El hecho de que el agua esté contaminada es otro factor que afecta la disponibilidad de la misma; dicha contaminación se debe a diversos factores como lo son el aumento poblacional, la industrialización y el urbanismo (Sampathkumar y cols., 2010).

En la Figura 1.1 (CONAGUA, 2019) se presentan los mapas de distribución de la precipitación pluvial en México durante el periodo de 1981-2010 y en el año 2017 (CONAGUA, 2019), se puede observar que del año 2010 al 2017 las precipitaciones pluviales han disminuido fuertemente en la zona Norte y centro del país, afectando el caudal de los mantos acuíferos, además de ser uno de los factores que hacen que la temperatura ambiente se incremente. También es de notar que el estado de Baja California es el que presenta menos precipitaciones pluviales y los estados de Nayarit, Sinaloa y Sonora; de tener en 2010 un determinado nivel de precipitaciones, éstas en el 2017 disminuyeron significativamente.

En México, como en gran parte del mundo, existe una creciente preocupación por la disponibilidad del recurso hídrico, por lo que se está buscando: 1) garantizar la disponibilidad de agua requerida para asegurar la salud y la vida de la población desde: el abastecimiento público, doméstico, urbano y rural; 2) evitar o minimizar los efectos negativos de la sequía sobre el ambiente y 3) minimizar los efectos negativos sobre las actividades económicas causados por la escasez de agua (CONAGUA, 2018). Respecto a minimizar los efectos negativos sobre el ambiente, el gobierno de México, en la Conferencia de las Partes de Naciones Unidas sobre Cambio Climático celebrada en París en el 2016, se comprometió a reducir las emisiones de gases de efecto invernadero en un 22 % y las emisiones de carbono negro en un 51 % para el año 2030. Este objetivo se ve distante en el tiempo, además de difícil de cumplir sin la implementación de las energías renovables.

Generalmente los problemas de la alta demanda hídrica y del acondicionamiento térmico de espacios se han considerado de manera independiente, sin embargo, los dos problemas se encuentran fuertemente relacionados, ya que ambos son generados por el incremento poblacional figura 1.2. Es evidente que el crecimiento poblacional tiene una repercusión directa en el aumento de la demanda de agua de los sectores residencial, comercial, industrial, ganadero y agrícola. Cerca de 700 millones de personas en el mundo no tienen acceso a agua potable y 1800 millones de personas vivirán en condiciones de escasez grave de agua para 2025 según Naciones Unidas (CONAGUA, 2018). De lo anterior, abrir una válvula y llenar un vaso con agua potable será un sueño lejano para muchos . Contrarrestar el crecimiento poblacional es un tema bastante complejo, pero se podría decir que dicho crecimiento se debe a la disminución de la mortalidad y aumento de la natalidad y fecundidad; ambas situaciones se deben al avance en la medicina, la tecnología y de la situación socioeconómica de los países. Visto desde esta perspectiva que aumente la población es bueno, sin embargo, esto provoca que incremente la demanda de alimentos, de agua, del número de viviendas (ocupando cada vez mayor extensión territorial), entre muchos otros. El aumento de la población siempre incrementa la demanda de energía eléctrica, de agua y por ende de acondicionamiento térmico de espacios; lo anterior se puede ver representado en la figura 1.2.

Respecto a la demanda hídrica, como se mostró en la figura 1.1, las precipitaciones pluviales han venido a la baja, por lo que satisfacer dicha demanda por medio de la explotación de los mantos acuíferos, no se vislumbra factible. Una opción para satisfacer la demanda de agua es mediante la desalación del agua de mar, ya que esta representa

el 97 % del agua en el mundo. Sin embargo, los procesos de desalinización son grandes consumidores de energía eléctrica, y si esta energía proviene de la quema de combustibles fósiles, la situación se vuelve crítica; ya que la quema de combustibles fósiles provoca emisiones de gases de efecto invernadero los cuales producen contaminación y al dañar la capa de ozono provocan el calentamiento global y la escasez del agua, afectando la salud y economía de la población. Lo anterior es lo que se conoce como el ciclo vicioso de la demanda hídrica, este ciclo se puede ver en la figura 1.2. Una manera de romper con el ciclo vicioso de la demanda hídrica, es utilizar las energías renovables para generar la energía eléctrica que requieren los sistemas de desalinización o utilizar procesos de desalinización que puedan ser activados con energías renovables. Los sistemas de desalación de múltiple efecto (MED), de múltiples etapas (FLASH) y de membrana son sistemas que pueden activarse con la energía solar térmica y de esta manera se puede romper el ciclo vicioso, pues se evita la contaminación y por ende el calentamiento global y la escasez del agua, aún a pesar del incremento poblacional.

Si bien, satisfacer la demanda hídrica es fundamental para la supervivencia humana, las bajas precipitaciones pluviales junto al deterioro de la capa de ozono están provocando el incremento de la temperatura ambiente, por lo que, cubrir las necesidades de climatización de espacios y enfriamiento, presenta un gran reto. En la actualidad las comunidades costeras, de los estados de Baja California, Baja California Sur, Sonora, entre otros tienen problemas tanto en la disponibilidad del agua como con las altas temperaturas, convirtiendo este último, a los sistemas de refrigeración como indispensables no sólo para el confort sino también para la calidad de vida de los habitantes de estas zonas. Es por esto que el uso de los sistemas convencionales de aire acondicionado y refrigeración (sistemas de compresión de vapor) se ven reflejados en los altos costos de facturación eléctrica. Es aquí donde se desarrolla otra reacción en cadena, ya que el incremento en la demanda de refrigeración origina el aumento de la quema de combustibles fósiles, que a su vez aumentan los niveles de contaminación y por ende el calentamiento global. Esta situación la planteó N. Velázquez (2002) como un ciclo vicioso que se comporta como un espiral ascendente, aquí se retoma esta idea y se presenta como el ciclo vicioso de la demanda de enfriamiento y se muestra en la figura 1.2.

Una de las maneras de resolver el problema que se tiene en las zonas costeras con clima cálido-seco o desértico, debido a las altas facturas que presentan los sistemas de climatización, es el empleo de energías renovables para el funcionamiento de estos sistemas; además dicha implementación, contribuye en la disminución de la quema de combustibles

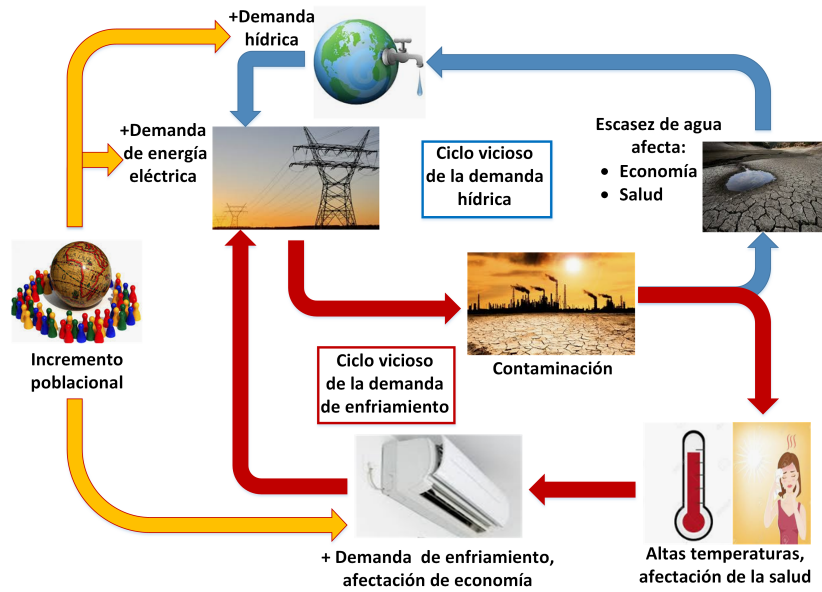


Figura 1.2: Círculo vicioso de la demanda hídrica y de la demanda de enfriamiento.

fósiles. El aplicar sistemas de refrigeración solar por absorción se ha visto como una opción viable ya que no requiere de energías convencionales, no daña al medio ambiente por el tipo de refrigerante que usa y contribuye con la economía del usuario al requerir de muy poca energía eléctrica en su operación.

Los sistemas de enfriamiento por absorción han incrementado su potencialidad debido a su flexibilidad para integrarse a sistemas de poligeneración activados con energías renovables (Rosiek y Batlles, 2009), (Mammoli y cols., 2010), (Ortiz y cols., 2010), (Zhai y cols., 2011). Por otra parte, la desalinización de múltiple efecto (MED) y de múltiple etapa (MSF), tienen una gran compatibilidad con la energía solar térmica e hibridación con ciclos de absorción y adsorción (Milow y Zarza, 1997), (El-Nashar, 2001), (Alarcón P. y cols., 2005) (Al-Fulaij, 2011), (H. Li y cols., 2011), (Al-Karaghoulí y Kazmerski, 2013). Por lo que, la comunidad científica está buscando desarrollar tecnologías que brinden agua potable y enfriamiento de manera conjunta por medio de energías renovables (Veera Ganeswar y cols., 2011), (Negewo, 2012), (Sharon y Reddy, 2015a), (M y Yadav, 2017), (Shahzad y cols., 2017).

De lo mencionado anteriormente, los sistemas de refrigeración por absorción pueden dar solución al problema de climatización de espacios, sin embargo, estos son de una inversión inicial más elevada que los sistemas convencionales de compresión de vapor, su

configuración es más compleja y al ser menos eficientes, necesitan de grandes torres de enfriamiento para rechazar el calor residual, lo que los convierte en unidades de gran tamaño. Una alternativa para solucionar este problema, es la hibridación de los sistemas de absorción con los procesos de desalinización. Una manera aprovechar las características de ambos procesos es la utilizar el agua de mar como torre de enfriamiento, con lo que se aprovecha el calor residual para el calentamiento del agua de mar para su posterior desalación, por otra parte el agua producto de la desalinización se puede utilizar como fluido refrigerante de la máquina de enfriamiento buscando así sistemas avanzados con la máxima integración energética y másica interna, dando como resultado procesos más eficientes y de menor tamaño. Otra mejora que se puede dar a los sistemas de enfriamiento y desalinización, es el uso de eyectocondensadores los cuales son elementos pasivos y pueden potenciliar la eficiencia de estos ciclos, evitando elementos costosos y de gran tamaño para los procesos de condensación y bombeo.

Por lo anterior, en esta tesis se proponen tres sistemas avanzados de enfriamiento y desalinización por absorción termosolar. En la primer propuesta tecnológica se presenta un novedoso sistema de enfriamiento y desalinización FLASH por absorción termosolar (SEDAT1) de simple efecto  $LiBr/H_2O$  con tres niveles de presión; en donde se aprovecha la baja presión del subproceso de enfriamiento por absorción para potencializar la desalinización y al tener una mayor integración energética interna, eliminar componentes y al aumentar su eficiencia, se incrementa la factibilidad técnica y económica de este tipo de tecnologías. La segunda propuesta tecnológica es un novedoso de enfriamiento y desalinización FLASH/MED por absorción termosolar (SEDAT2). Consiste en una configuración con una integración energética y másica interna que permite incrementar la capacidad del sistema de enfriamiento y desalinización por absorción. La capacidad de desalinización se incrementa, debido a que el vapor producido en el generador del subproceso de enfriamiento por absorción, ingresa a la MED para producir más desalinización y posteriormente incorporarse al agua producto. La capacidad de enfriamiento se incrementa, dado que el agua desalinizada que sale de la MED es utilizada como refrigerante en el subproceso de enfriamiento por absorción y posteriormente es extraída como agua producto. La tercer propuesta DEMEEST consiste en una MED de 14 efectos con 14 recalentamientos, en el sistema DEMEEST se aprovecha la presión de vacío del último efecto de la MED para utilizar el agua producto como refrigerante, al bajarle súbitamente su presión y temperatura para producir el efecto frigorífico. Con lo anterior se puede obtener una máquina compacta de mayor capacidad y eficiencia.

## 1.2. Antecedentes

Actualmente, se está buscando desarrollar tecnologías activadas con energías renovables que produzcan enfriamiento y agua potable de manera conjunta y sustentable. Lo anterior, para satisfacer las necesidades de climatización de espacios y de disponibilidad del agua. La potencialidad de los sistemas de absorción ha tenido un incremento debido a su flexibilidad para integrarse a sistemas poligenerativos activados con energías renovables. Por otra parte, la desalinización MED y múltiple etapa FLASH, tiene una gran compatibilidad con la energía solar térmica e hibridación con ciclos de absorción y adsorción.

Buscando incrementar la viabilidad técnica y económica de este tipo de tecnologías, se han realizado estudios encaminados al desarrollo de la hibridación de sistemas de enfriamiento por absorción con unidades de desalinización, así como la producción simultánea de enfriamiento y agua potable. Aly (1995) presentó un estudio teórico del acoplamiento de una máquina de absorción  $LiBr/H_2O$  de 220 kW con una MED de 20 etapas, en donde se aprovecha el calor del condensador de la máquina de absorción para activar la MED y el absorbedor es enfriado con agua de mar. Con esta propuesta, sin producir enfriamiento, se logró reducir el costo de operación del proceso de desalinización obteniendo una Relación de Ganancia Obtenida (GOR por sus siglas en inglés) de 14.8 y un Coeficiente de Rendimiento (PR por sus siglas en inglés) de 14.2. Mandani y cols. (2000) estudiaron el acoplamiento de una bomba de calor  $LiBr/H_2O$  con un sistema de desalinización de un sólo efecto, con el objetivo de mejorar el rendimiento del sistema de desalinización. Se reportó un PR que va de 2.4 a 2.8, lo cual corresponde a una mejora del 50 al 70 % respecto al sistema de compresión de vapor térmico de simple efecto.

Se han realizado estudios experimentales para corroborar los resultados de la hibridación de los sistemas de enfriamiento y desalinización, dentro de los más importantes se tiene los que presentaron Alarcón-Padilla y cols. (2007), Alarcón-Padilla y García-Rodríguez (2007), Alarcón-Padilla y cols. (2008), donde se analiza el acoplamiento de una MED de 14 Efectos con un sistema de enfriamiento por absorción de doble efecto  $LiBr/H_2O$ . El acoplamiento se realizó aprovechando el calor de condensación y absorción para activar la MED. Se mostró una reducción del consumo de energía en la MED de un 50 % y para el ciclo de absorción se reporta un coeficiente de operación (COP por sus siglas en inglés) de 2.2 a plena carga, sin embargo, la temperatura de activación se incrementó de 70 a 180 °C. El agua fría de la máquina de absorción no se utilizó para enfriamiento de espacios sino para condensar la

última etapa de la MED.

Veera Gnaneswar y Nagamany (2008) y Veera Gnaneswar y cols. (2011) estudiaron teórica y experimentalmente el acoplamiento de una unidad de destilación de simple efecto al vacío con un sistema de enfriamiento por absorción  $LiBr/H_2O$  de 0.975 toneladas de enfriamiento. Se aprovechó el calor desechado por el condensador para activar el proceso de desalinización. Se obtuvo agua producto a razón de 4.5 kg/h y concluyen que su propuesta tecnológica resultó mejor que una MSF de capacidad aproximadamente de 338 kJ/kg de agua potable.

Wang y Lior (2011a) y Wang y Lior (2011b) evaluaron teóricamente la integración de una MED de 6 efectos con una bomba de calor de simple efecto  $LiBr/H_2O$ . Se aprovechó el calor del condensador y absorbedor para activar la MED. Se reportó un COP de 1.6 para la bomba de calor y se mostró que se puede presentar un ahorro de energía del 42 % en comparación con los procesos convencionales.

Abdulrahim y Darwish (2014) estudiaron teóricamente el acoplamiento de un sistema por absorción  $LiBr/H_2O$  activado con energía termosolar con una MED de 8 efectos. La unidad de enfriamiento por absorción tenía una capacidad de 2,148 kW y presentó un COP de 0.74, mientras que la MED produjo 459  $m^3/day$  de agua, con un PR constante de 5.7 al controlar el nivel de desalinización del último efecto.

En otro estudio se realizó un integración energética y másica interna para acoplar una MED de 6 efectos con compresor térmico por absorción de simple efecto  $LiBr/H_2O$  activado con 40 MW (Janghorban Esfahani y cols., 2015). En este estudio utilizaron el vapor del generador para activar el primer efecto de la MED y una fracción del vapor producido en el último efecto de la MED para incorporarlo al absorbedor. Después de una optimización exérgica reportaron una producción de agua de 15,000  $m^3/day$  con un GOR de 9.44, además una eficiencia exérgica y un total product cost rate de 10.32 % y 0.11 \$/s, respectivamente, mejorando 6.47 % y 4.87 % en comparación con el sistema MED-TVC (Compresión térmica de vapor).

Recientemente Alelyani y cols. (2017) aplicando la metodología de análisis exérgico, realizaron un estudio del acoplamiento de una MED de 14 efectos con un sistema de enfriamiento por absorción  $NH_3/H_2O$  de una y dos etapas. Se aprovechó el calor del

condensador y rectificador para activar la MED. Al realizar el acoplamiento la destrucción total de exergía disminuyó en un promedio de 55 %. El costo unitario de producción (UPC) de enfriamiento disminuyó 43 %, mientras que para la producción de agua el UPC aumenta 19 y 3 % con el acoplamiento de las unidades de absorción de simple y doble etapa respectivamente.

Se han realizado estudios experimentales para corroborar los resultados de la hibridación de los sistemas de enfriamiento y desalinización, dentro de los más recientes se tiene el presentado por [Chorak y cols. \(2018\)](#), donde se analiza el acoplamiento de una MED de 14 Efectos con un sistema de enfriamiento por absorción de doble efecto LiBr/H<sub>2</sub>O. Se obtuvieron valores máximos de COP, agua destilada y PR de 2.08, 2.42 m<sup>3</sup>/h y 18.53 respectivamente. El agua fría de la máquina de absorción no se utilizó para enfriamiento de espacios sino para condensar el último efecto de la MED.

Varios han sido los esfuerzos para integrar las tecnologías de enfriamiento por absorción y la desalinización térmica, activadas con energías renovables. Sin embargo, hay muy poco de sistemas que brinden los dos servicios de manera simultánea y los que lo hacen tienen una baja integración energética interna, por lo que requieren de una alta inversión inicial debido a que utilizan muchos componentes, siendo atractivos económicamente sólo para grandes capacidades. Por lo anterior, es necesario desarrollar nuevas máquinas que presenten una menor inversión inicial, bajo costo de operación y mantenimiento, larga vida útil y nulo impacto ambiental, además de poder trabajar con bajas y altas capacidades para cubrir el mercado residencial y comercial.

Si se lograra desarrollar una máquina que cubra la necesidad de producción de frío y además sirva para la generación de agua potable a partir de agua salada, que sea amigable con el medio ambiente, que sea de bajo costo operacional y de una inversión inicial que pueda ser redituable en un tiempo razonable, el beneficio para la población de las zonas costeras sería bastante grande, tanto en su calidad de vida como en su economía. El desarrollo de tecnologías de desalinización y enfriamiento termosolar son consideradas actualmente, como de las mejores alternativas para resolver el serio problema energético, económico y ambiental que se ha provocado por la utilización de las tecnologías convencionales no sustentables de enfriamiento y desalinización. Sin embargo, para poder desarrollar estas máquinas con gran potencial, es necesario definir nuevas configuraciones de sistemas avanzados de enfriamiento y desalinización por absorción termosolar y estudiarlas de manera operativa, paramétrica y

de ser posible, hacer ingeniería de detalle de los sistemas avanzados con la finalidad de llevar al mercado tecnologías que beneficien significativamente a los habitantes de las comunidades costeras que sufren de escasez de agua y de altas temperaturas.

### **1.3. Hipótesis**

¿Es posible desarrollar un sistema de enfriamiento y desalinización por absorción termosolar con integración energética y másica interna, para obtener una máquina con mayor capacidad y eficiencia que permita contrarrestar el creciente problema de acondicionamiento térmico de espacios y la disponibilidad de agua de las poblaciones que viven en litorales costeros.?

### **1.4. Objetivos**

#### **1.4.1. General**

Proponer, estudiar y desarrollar sistemas de enfriamiento y desalinización por absorción avanzados activados con energía solar térmica, para obtener una máquina con mayor capacidad y eficiencia, que permita contrarrestar el creciente problema de acondicionamiento térmico de espacios y la disponibilidad de agua de las poblaciones que viven en litorales costeros.

#### **1.4.2. Específicos**

- Estudiar y definir el estado actual de las tecnologías de sistemas de enfriamiento por absorción  $LiBr/H_2O$ , de desalinización termosolar y sistemas híbridos de enfriamiento y desalinización.
- Generar propuestas de sistemas de enfriamiento y desalinización termosolar, buscando incorporar elementos pasivos, como lo son los eyecto condensadores y/o eyecto absorbedores.
- Estudiar teóricamente los eyecto-condensadores y/o eyecto-absorbedores mediante el software EES.
- Realizar el estudio operativo de las propuestas tecnológicas mediante simulaciones en Aspen Plus, para evaluar su viabilidad técnica.

- Realizar el estudio comparativo de las propuestas tecnológicas y definir cuál es la mejor opción.
- Instalar, alinear, balancear, poner en marcha y asimilar la tecnología de una máquina de enfriamiento por absorción  $LiBr/H_2O$ .
- Realizar experimentación con una máquina de enfriamiento por absorción termosolar en una zona costera.
- Publicar en revistas indexadas los resultados de las propuestas tecnológicas.
- Redactar y escribir el documento de tesis doctoral.

Con este trabajo se pretende contribuir en el posterior desarrollo comercial de un sistema avanzado de enfriamiento y desalinización por absorción  $LiBr/H_2O$  activada con energía solar térmica de alta eficiencia; para aplicaciones residenciales, comerciales, agrícolas, ganaderas y hoteleras de las comunidades costeras.

## 1.5. Descripción general de la tesis

En la presente sección se muestra a manera de resumen una descripción macro sobre el contenido de cada capítulo.

**Capítulo 1:** En este capítulo se presenta el planteamiento general de la tesis, las características que la justifican y la hacen de interés, además se propone la hipótesis y los objetivos general y específicos. Para esto se parte de una revisión global de la problemática actual en las comunidades debido a las crecientes demandas de enfriamiento y de agua potable. Se presenta como alternativa de solución, el estudio de sistemas avanzados de enfriamiento y desalinización por absorción activados con energía solar térmica con la finalidad de diseñar máquinas y/o sistemas que brinden enfriamiento y desalinización de manera simultánea siendo más eficientes que las tecnologías convencionales.

**Capítulo 2:** Aquí se presenta la evolución histórica, clasificación y principios operativos de los sistemas de enfriamiento por absorción y de los proceso de desalinización. También se presentan las principales configuraciones de los sistemas híbridos de enfriamiento y desalinización dejando de manifiesto que existen grandes áreas de oportunidad para el desarrollo de sistemas avanzados de enfriamiento y desalinización.

**Capítulo 3:** Se presenta el estudio teórico de simulación de las propuestas tecnológicas SEDAT1, SEDAT2 y DEMEEST, con el software Aspen Plus, para mostrar la viabilidad técnica de cada una. Se hace una descripción detallada de las propuestas tecnológicas, se presenta la validación de la simulación, la metodología aplicada en el estudio, así como un análisis de los resultados de las simulaciones. También se presenta un estudio comparativo entre la propuestas tecnológicas, para vislumbrar su potencial y definir bajo que escenarios cada propuesta puede ser más pertinente.

**Capítulo 4:** En este capítulo se plantea el procedimiento de instalación de una máquina de enfriamiento por absorción  $BrLi/H_2O$  de simple efecto. Se presenta la información de los instrumentos de medición y el desarrollo del sistema SCADA para adquisición de datos las unidad de enfriamiento y se presentan los resultados experimentales de la máquina bajo temperaturas extremas de operación. También se presenta el diseño de un banco de eyectores para poder estudiar el subproceso de extracción, enfriamiento y adecuación del agua producto planteado en las propuestas tecnológicas del capítulo 3. Adicionalmente se presenta la plataforma de monitoreo y control realizada para estudiar diversas máquinas y procesos desarrollados en el CEENER. Finalmente se detalla la construcción de una planta de enfriamiento por absorción termosolar en la escuela de primaria de Puertecitos Ensenada, Baja California.

**Capítulo 5:** En este capítulo se plasman las conclusiones generales de cada propuesta tecnológica y de los estudios experimentales realizados en esta Tesis, además se presentan como trabajos futuros, los retos que deben asumirse y superarse para continuar con esta línea de investigación y hacer sistemas de enfriamiento y desalinización eficientes, que puedan ser competitivos en el mercado.

# CAPÍTULO 2

---

## FUNDAMENTOS TEÓRICOS

---

*Aquí se presenta la evolución histórica, clasificación y principios operativos de los sistemas de enfriamiento por absorción y de los proceso de desalinización. También se presentan las principales configuraciones de los sistemas híbridos de enfriamiento y desalinización dejando de manifiesto que existen grandes áreas de oportunidad para el desarrollo de sistemas avanzados de enfriamiento y desalinización.*

### 2.1. Energía solar térmica

La energía que da sostén y vida a la Tierra es proveniente del Sol manifestándose como radiación, su flujo es conocido como irradiación y es la energía que en forma de radiación se integra o totaliza durante cierto tiempo en una superficie o zona ( $kWh/m^2\text{dia}$ ). El Sol es una esfera gaseosa, compuesta por un 74 % de hidrógeno y 25 % de helio; el restante 1 % consta de oxígeno, nitrógeno, carbón, silicio, magnesio y calcio. Tiene un radio de aproximadamente  $6.96 \times 10^5$  km y un diámetro de aproximadamente 109 veces el de la Tierra (Wells, 1999). La estructura del Sol está dividida principalmente por cuatro partes: el núcleo, la superficie visible o fotosfera, y las dos capas de su atmósfera: la cromósfera y la corona (Benestad, 2006)

En el núcleo del Sol, la energía es producida por reacciones nucleares (fusión de cuatro átomos de hidrógeno en uno de helio, con una pequeña pérdida de masa). La

fotosfera es la capa externa brillante que emite la mayor parte de la radiación. Consiste en una zona de gases ardientes de aproximadamente 300 km de grosor, donde se encuentra compuesta en un 90 % de hidrógeno y 10 % de helio, y su temperatura efectiva es del orden de los 6,000 K. Presenta unos desniveles con pequeñas áreas brillantes llamados gránulos que tienen un promedio de 1,000 km de diámetro (Tejeda Martínez y Gómez-Azpeitia, 2015).

La cromósfera es la capa que continúa de la fotosfera. Es una capa delgada de gases incandescentes, con una temperatura de 10,000 K. Dentro de esta capa se pueden encontrar electrones y protones que escapan como una corriente llamada viento solar (con una velocidad de  $1.5 \times 10^6$  km/hr) (Hidore y Oliver, 1993). Dicho viento solar da origen a la magnetósfera; es decir, crea un campo magnético en dos bandas a 3,000 y 16,000 km de altitud, conocidas como los cinturones de Van Allen (Barry y Chorley, 1992).

Desde el punto de vista energético, la masa solar que por segundo se irradia al espacio en forma de partículas de alta energía y de radiación electromagnética es aproximadamente de  $5.6 \times 10^{35} GeV$  y de ella, la Tierra recibe en el exterior de su atmósfera un total de  $1.73 \times 10^{14}$  kW, o sea 1.353 kW/m<sup>2</sup>, que se conoce como constante solar y cuyo valor fluctúa en un  $\pm 3\%$  debido a la variación periódica de la distancia entre la Tierra y el Sol. No toda la energía proveniente de la constante solar llega a la superficie terrestre, en la siguiente figura 2.1 se puede observar que sólo el 31 % es absorbida por el suelo (Tejeda Martínez y Gómez-Azpeitia, 2015).

La actividad de los procesos nucleares que ocurren en el Sol y los factores geométricos que existen entre el Sol y la Tierra son los causantes de la variabilidad solar y dicha variabilidad solar permite las variaciones estacionales que se presentan en la Tierra. Para medir la energía que recibimos del Sol debemos considerar, que el resultado dependerá del día, la hora, el lugar y las condiciones atmosféricas. En la figura 2.2 se muestra la distribución de la radiación solar a nivel mundial. México al estar situado entre los paralelos 14 y 32 de latitud Norte, es de los países del continente americano que cuenta con mejor recurso de radiación solar durante todo el año, como se puede ver la figura 2.2.

La mayor parte del territorio mexicano presenta un alto potencial de energía solar para su aprovechamiento como energía útil. En la figura 2.3 se muestra el potencial de horas pico para las diferentes zonas de México. Se puede observar que las costas del mar de Cortés tienen gran potencia, del orden de 5-6 horas pico de insolación.

Cuando los rayos solares inciden de manera perpendicular en los sistemas de captación

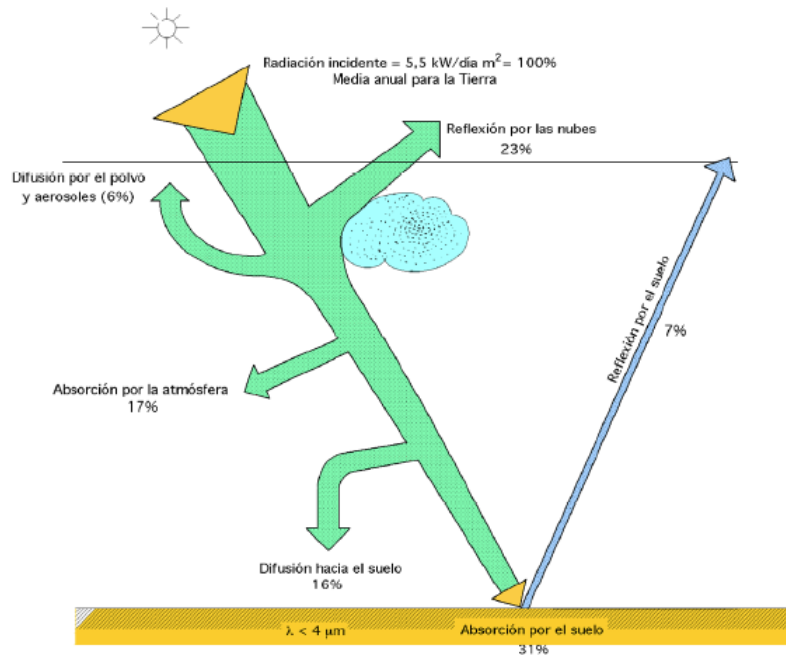
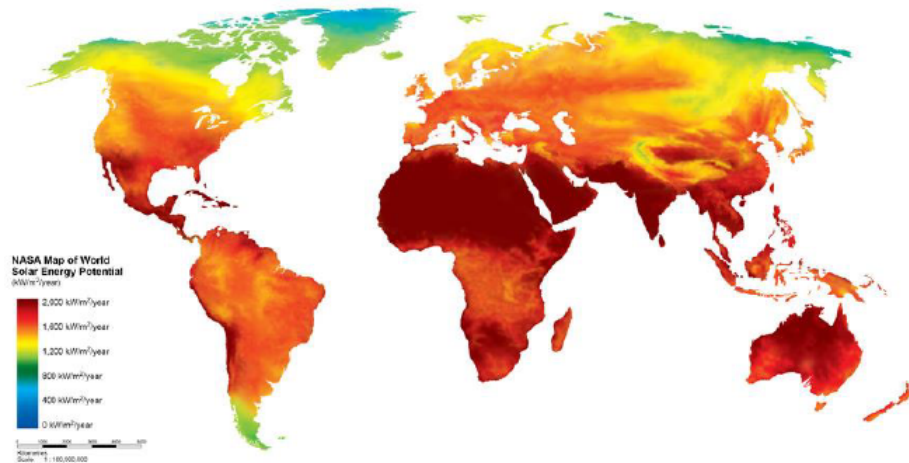


Figura 2.1: Balance de radiación solar (Español sin año ni revista).



Fuente: NASA

Figura 2.2: Distribución de la radiación solar a nivel mundial.



Fuente: [www.nasa.gov](http://www.nasa.gov)

Figura 2.3: Horas pico de energía disponible en la República Mexicana.

de energía solar (se define en la sección 2.1.1) la captación de energía es mayor, por lo anterior, estos sistemas deben tener una adecuada orientación en función del movimiento aparente del Sol y de la aplicación que se busque con la energía solar.

Para un sistema de producción de energía fotovoltaica la adecuada inclinación para un sistema fijo se encuentra aproximadamente a  $31^\circ$  al Sur (similar a la latitud de Mexicali  $32^\circ$ ), esto debido a que la demanda de energía tendrá que permanecer disponible durante todo el año. Sin embargo, para aplicaciones de enfriamiento por absorción, la inclinación debe ser de  $15^\circ$  aproximadamente porque la demanda de enfriamiento se requiere en verano y los rayos solares inciden en la superficie con una mayor altura solar, lo que hace que los sistemas de captación requieran de poca inclinación. Ahora, que si se requiere calentamiento de agua el sistema de captación de energía solar, deberá estar a  $50^\circ$  aproximadamente, esto debido a que la incidencia de los rayos solares disminuye y se requiere que la superficie captadora de energía útil esté más vertical (González U., 2017).

### **2.1.1. Tecnologías captadoras de energía solar térmica**

Un colector solar transforma la energía solar incidente en otra forma de energía útil. Son intercambiadores de calor que transforman la energía de la radiación solar incidente en energía interna como medio de transporte. En otras palabras, los colectores solares son dispositivos que absorben la radiación solar entrante, convirtiéndola en calor el cual es transferido hacia un fluido que está pasando através del colector. Los principales fluidos que se utilizan en los sistemas captadores de energía solar son aire, agua, diferentes tipos de aceites térmicos y más recientemente los nanofluidos. La energía solar captada es llevada por medio del fluido caloportador a intercambiar calor con tanques de almacenamiento de energía o con el espacio a ser calentado.

Hay básicamente dos tipos de colectores solares: los que no son de concentración o estacionarios y los de concentración. Los colectores de sin concentración tienen la misma área de intercepción y absorción de la radiación solar, mientras que los colectores solares de concentración, usualmente tienen un seguidor de sol y utilizan superficies de reflexión cóncavas que interceptan y focalizan el haz de radiación hacia una menor área receptora. Los colectores de concentración son adecuados para aplicaciones de altas temperaturas. Los concentradores de calor también se pueden clasificar por aquellos que utilizan cubierta o los que son abiertos. En la siguiente Tabla 2.1 se muestra una serie de colectores solares que se encuentran disponibles en el mercado (Kalogirou, 2003), (Soteris, 2014).

Tabla 2.1: Tipos de captadores de energía.

MOV.	COLECTOR	ABSORBEDOR	CONCENTRACIÓN	TEMPERATURA (°C)
Estacionario	Placa plana (FPC)	Plano	1	30-80
	Tubos evacuados (ETC)	Plano	1	50-200
	Cilindro parabólico (CPC)	Tubular	1-5	60-240
1 eje	Cilindro parabólico (CPC)	Tubular	5-15	60-300
	Reflector Fresnel lineal (LFR)	Tubular	10-40	60-250
	Cilíndricos (CTC)	Tubular	15-50	60-300
	Parabólico (PTC)	Tubular	10-85	60-400
2 ejes	Disco parabólico (PDR)	Puntual	600-2000	100-1500
	Helióstato (HFC)	Puntual	300-1500	150-2000

Al comparar la energía solar con las fuentes convencionales de energía, debe hacerse en los siguientes términos básicos; reservas o disponibilidad, precio, calidad ecológica, inversión inicial, tecnología, mantenimiento, requerimientos de espacio, comodidad en el manejo, transporte y distribución (González U., 2017). El Sol estará radiando energía a la superficie terrestre durante billones de años, por lo que se puede considerar una fuente inagotable y sin costo. En México, si se considera lo comentado anteriormente, la energía solar es una de las mejores fuentes de energía debido al gran potencial que presenta, además de ser la responsable de todas las demás fuentes de energías renovables.

Otras de las ventajas de la energía solar es que es una energía limpia y no contamina, no plantea problemas de transporte y distribución al tenerse disponible en el lugar de aplicación, sus sistemas tienen prácticamente nulo mantenimiento, es cómoda y segura su utilización (González U., 2017). La energía solar al transformarse en energía química, mecánica o eléctrica se puede aplicar en una gran variedad de procesos y aplicaciones, como la producción de electricidad, desalinización de agua, calefacción y aire acondicionado, bombeo, cocción, conservación de alimentos por refrigeración, secado de productos de pesca, frutas y verduras, calentamiento de agua, generación de vapor y una infinidad de usos industriales adicionales.

El continuo incremento del costo de los combustibles fósiles ha hecho que la investigación científica se enfoque en el desarrollo de nuevos sistemas de captación de la energía solar, por otra parte, la principal ventaja de la utilización de la energía solar contra las tecnologías convencionales es su bajo impacto ambiental.

La principal desventaja de los sistemas de captación solar es su alto costo de inversión inicial y que depende fuertemente de la variabilidad de la energía solar. La barrera de la variabilidad solar, a sido contrarrestada con sistemas de almacenamiento térmico y calentamiento auxiliar, permitiendo que se tengan procesos con operación continua durante todo el día. Caber mencionar que el almacenamiento térmico eleva la inversión inicial; sin embargo un buen dimensionamiento del campo de colectores solares y almacenamiento térmico hace que el retorno de la inversión inicial se reduzca.

## **2.2. Sistemas de enfriamiento por absorción termosolar**

### **2.2.1. Principio de funcionamiento de los sistemas de absorción**

El ciclo de compresión mecánica convencional y el de absorción de simple efecto se presenta en la figura 2.4, con la finalidad de hacer una comparación en el principio de funcionamiento. La condensación de refrigerante a alta presión y la evaporación de este a baja presión es el principio de funcionamiento de ambos sistemas, pero difieren en el modo de elevar la presión del refrigerante, determinando el tipo de fuente de energía que utilizan (Vereda Ortiz, 2015). En la figura 2.4a, se tiene el ciclo de compresión mecánica, el cual utiliza energía eléctrica para activar un compresor mecánico y con este elevar la presión del vapor refrigerante. En cambio, en el ciclo de absorción, Figura 2.4b, esta elevación de la presión se consigue mediante un “compresor termoquímico”, que utiliza calor (QG) como fuente de energía principal.

El calor (QG) suministrado a los sistemas de enfriamiento por absorción, puede provenir de fuentes de energías renovables como la solar, la geotérmica, de la combustión de biomasa y biogás, o por calor residual de diversos procesos industriales. Generalmente, la energía solar térmica es la más aprovechada en este tipo de sistemas, al utilizar colectores solares planos, concentradores solares tipo Cilindro Parabólico, Fresnel, Concentrador Parabólico Compuesto, entre otros. A la utilización de la energía solar, para producir frío, se le conoce también como “frío solar”, generando un gran interés por la comunidad científica, ya que, aparte del hecho de que se utiliza una energía limpia y gratuita, se da la circunstancia de que los picos de demanda de frío coinciden con los momentos del día con mayor radiación solar.

De lo anterior se vislumbran claramente ventajas al utilizar sistemas de enfriamiento por absorción, respecto a los sistemas de compresión mecánica convencionales. Los sistemas de

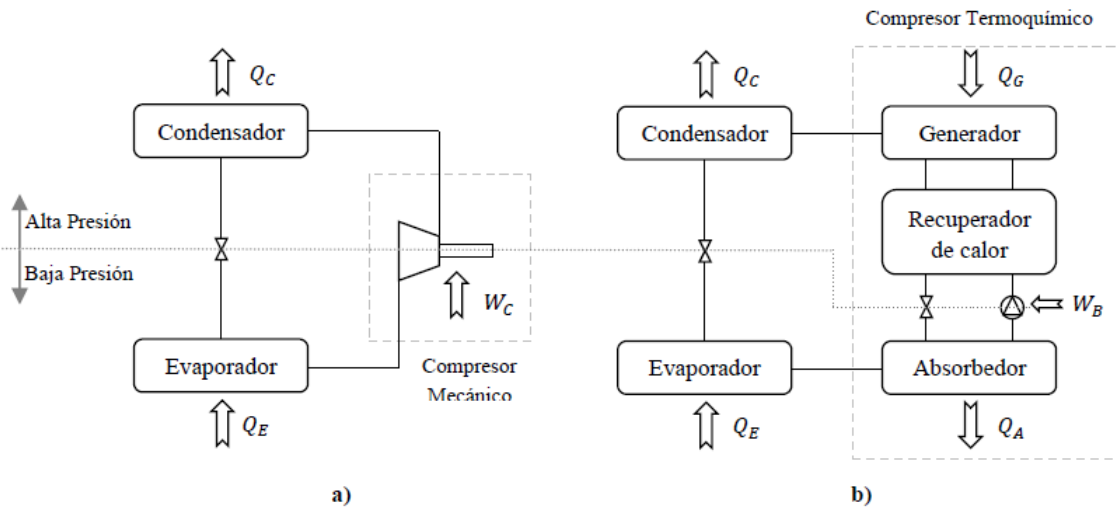


Figura 2.4: Esquema de un ciclo de compresión mecánica (a) y de absorción de simple efecto (b) (Vereda Ortiz, 2015).

enfriamiento por absorción, al utilizar para el calentamiento energías renovables, interviene en la disminución de gases de efecto invernadero pues utiliza muy poca energía eléctrica; también estas máquinas permitirían reducir los picos de consumo eléctrico, disminuyendo el grado de saturación de las redes eléctricas así como de las centrales generadoras; otra ventaja es que estos sistemas utilizan fluidos de trabajo sin efecto negativo sobre el medio ambiente.

### 2.2.2. Tipos de fluidos de trabajo

Los fluidos más comunes de los sistemas de enfriamiento por absorción son la solución de trabajo  $LiBr/H_2O$  y la mezcla  $NH_3/H_2O$ . En los ciclos de absorción se utilizan disoluciones como fluido de trabajo. Estas disoluciones habitualmente están compuestas por dos componentes. Uno de los componentes actúa como absorbente y otro como refrigerante, en el caso del  $LiBr/H_2O$  absorbente es el  $LiBr$  y refrigerante es el  $H_2O$ , también se puede notar que una sustancia sólida es disuelta en una solución líquida. Las propiedades del fluido de trabajo, así como el tipo de ciclo, determinan de manera significativa el funcionamiento y la eficiencia de las máquinas de absorción. Sin embargo, el fluido de trabajo ideal no existe y todas las posibles alternativas tienen una serie de ventajas y desventajas. En los siguientes puntos se indican las características que deberían tener los fluidos de trabajo para los sistemas de enfriamiento por absorción, según Srikhirin y cols. (2001) y Vereda Ortiz (2015).

- El fluido refrigerante debería tener un calor latente alto y su concentración en la

disolución debería ser alta (gran afinidad entre el absorbente y el refrigerante). Lo anterior permite que exista menos absorbente para un mismo efecto frigorífico, reduciendo así, la cantidad de fluido de trabajo y por tanto el tamaño de la máquina.

- La temperatura de congelación del refrigerante debería ser lo más baja posible, para ampliar el nivel de enfriamiento de la máquina de absorción.
- La presión de cambio de fase a vapor debe estar un punto moderado; ya que, si es elevada, los equipos tendrían que ser robustos y pesados, además que el consumo de energía para el bombeo de disolución sería considerable. Por otra parte, si la presión de vapor es muy baja, los equipos serían muy voluminosos por el elevado volumen específico del vapor.
- La temperatura de ebullición del absorbente debería de ser mayor que la del refrigerante, permitiendo que se separen fácilmente y sin equipos rectificadores.
- En los rangos de temperatura y presión de funcionamiento de la máquina, la mezcla del absorbente con el refrigerante debe ser químicamente estable para no presentar fases sólidas.

Debido a la gran importancia de los fluidos de trabajo de los sistemas de absorción, [Macriss RA y cols. \(1988\)](#) presentó un reporte donde recopiló más de 500 publicaciones identificando y clasificando 38 refrigerantes y 187 absorbentes (tanto sustancias puras como mezclas) y se clasificaron en inorgánicos y orgánicos. En los refrigerantes inorgánicos clasificó al agua, amoníaco y dióxido de azufre; todos los demás refrigerantes los clasificó como orgánicos y se dividieron en: aminas, alcoholes, refrigerantes halogenados e hidrocarburos.

En cuanto a los absorbentes, registraron un total de 48 sustancias puras inorgánicas entre las que se pueden citar: agua, ácidos (por ejemplo ácido sulfúrico), sales (por ejemplo bromuro de litio o nitrato de litio) e hidróxidos (por ejemplo hidróxido de sodio). Como absorbentes puros orgánicos identificaron 83 sustancias distintas, divididas principalmente en: alcoholes, éteres, amidas y ésteres. Los absorbentes que son una mezcla están formados por dos o más de las sustancias puras anteriores, tanto inorgánicas como orgánicas ([Macriss RA y cols., 1988](#)) y ([Vereda Ortiz, 2015](#)).

El uso de agua como refrigerante presenta las ventajas de que permite alcanzar elevadas potencias frigoríficas utilizando muy poco refrigerante gracias a su elevado calor latente,

tiene una gran estabilidad química, es un refrigerante totalmente seguro e inocuo para el medio ambiente y su costo es muy bajo. Sin embargo, como principales inconvenientes se tiene que la temperatura de evaporación tiene que ser superior a 0 °C (si se trabaja a presión atmosférica) y que la presión de trabajo en las unidades de absorción es muy baja. El primero de ellos implica que este refrigerante, hasta ahora, sólo puede ser utilizado en aplicaciones de acondicionamiento térmico de espacios; mientras que el segundo inconveniente conlleva elevados caudales volumétricos (equipos voluminosos) y dificultad en el uso de componentes avanzados de transferencia de calor y de masa por limitaciones en la pérdida de carga (Vereda Ortiz, 2015). El absorbente del agua más utilizado es el bromuro de litio (LiBr). Se trata de una sal inorgánica con una volatilidad nula a las temperaturas de trabajo de las máquinas de absorción, con lo que se elimina la necesidad de un rectificador.

### **2.2.3. Clasificación general de los ciclos de absorción**

Existen distintos tipos de máquinas de absorción. A manera de resumen, en la figura 2.5 se presenta la clasificación general de las máquinas de absorción. Los principales tipos son: Modo de climatización, Tipo de fuente de energía, fluido de trabajo, número de efectos y etapas, capacidad y modo de condensación.

Las máquinas de absorción además de utilizarse para producir frío, se pueden utilizar para obtener calor funcionando bien como bombas de calor o como transformadores de calor, una información detallada de estos diferentes tipos pueden ser consultados en Herold y cols. (2016).

### **2.2.4. Evolución histórica**

La capacidad que tienen algunas sustancias, tales como el amoníaco y el agua de ser absorbidas en fase de vapor por una sustancia como el agua y el bromuro de litio en fase líquida respectivamente, es el fenómeno físico en que se basan los ciclos de absorción. Se podría decir que el comienzo del desarrollo científico en el campo de la refrigeración por absorción, lo inició el Inglés Joseph Priestly quien en 1774 aísla los gases de amoníaco, oxígeno y dióxido de carbono (Marcos del Cano, 2008). Sin embargo los primeros registros de la refrigeración por absorción se remontan a 1810, en donde se producía hielo a partir de la conexión de un vaso con agua y un recipiente con ácido sulfúrico, debido a que el ácido absorbe al vapor de agua, se producía una reducción en la temperatura y así se formaban capas de hielo sobre la superficie del agua. Los principales problemas de este sistema

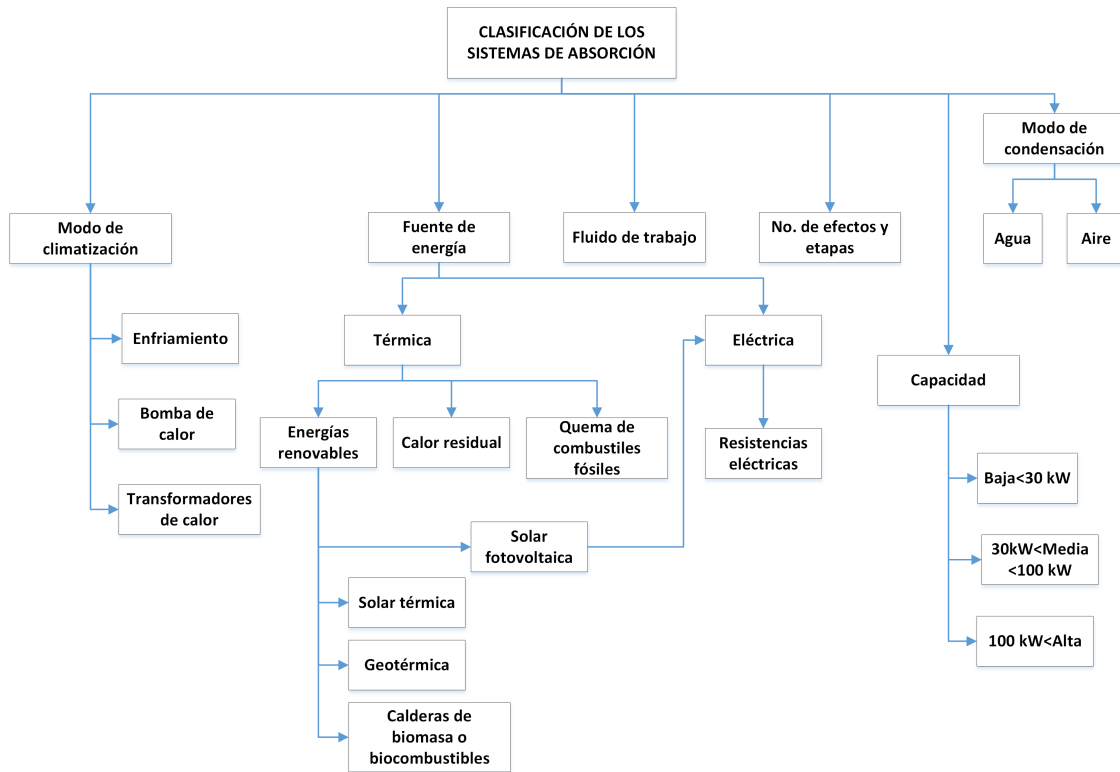


Figura 2.5: Diagrama general de clasificación de los sistemas de absorción.

eran la corrosión y las fugas de aire en el recipiente de vacío (Srikhirin y cols., 2001). Sin embargo, su aplicación para la producción de frío no sería estudiada hasta Faraday, quien demostró que se producía frío al evaporar amoníaco en un extremo del tubo y absorberse en cloruro de plata en el otro extremo; esto lo logró al utilizar un tubo en forma de U, en un extremo de este se aplicaba calor para aumentar la presión, mientras que en el otro se enfriaba.

En los años posteriores aparecían varios estudios relacionados con el principio de enfriamiento por absorción, pero el que inventó la primera máquina de absorción fue Edmond Carré, en el año de 1850 (Marcos del Cano, 2008). No obstante su hermano introdujo una novedosa máquina de enfriamiento usando agua/amoniaco como fluido de trabajo y fue patentada en Estados Unidos de América un año después en 1860 (Srikhirin y cols., 2001). Se realizaron iniciativas del lanzamiento comercial del sistema de enfriamiento de Carré y fue promovido por su hermano Edmond. La máquina de absorción se utilizó por vez primera a gran escala durante la guerra civil norteamericana, cuando los estados del Norte cortaron el suministro de hielo natural a los estados de la confederación.

Los desarrollos posteriores condujeron a la máquina Electrolux, la cual se presentó en una demostración transoceánica con la finalidad de transportar alimentos perecederos, dicha demostración la realizó el mismo Ferdinand en 1886 [Magin y Octavio \(2012\)](#). Sin embargo en 1925 la compañía Servel compró a AB Electrolux los derechos de explotación del refrigerador doméstico, el cual utilizaba la mezcla amoniaco/agua/hidrógeno que habían patentado Platen y Munters en 1921. Albert Einstein y Leo Szilard, 6 años después, diseñaron un nuevo ciclo, cuya patente fue asignada a la compañía Servel ([Marcos del Cano, 2008](#)).

El éxito comercial de las máquinas de absorción funcionando con amoniaco se dió en el mercado norteamericano alcanzando ventas de 4 millones en el año de 1926, sin embargo a mediados del siglo XX su producción cayó drásticamente cuando la máquina de compresión de vapor empezó a desarrollarse por ser en ese entonces más sencilla, duradera y de mayor eficacia. Pese a lo anterior, a mediados de la década de los 40, la empresa Carrier patentó por primera vez una máquina de absorción con la mezcla  $LiBr/H_2O$  la cual se empezó a utilizar en las industrias y era de simple efecto constituyendo la base de la tecnología de absorción. Años más tarde en la industria, se mejoró esta tecnología mediante la implementación de sistemas de absorción de doble efecto con la finalidad de mejorar el rendimiento. En los países asiáticos como China, Japón y Corea la absorción tuvo un importante desarrollo en el mercado, debido a la carencia de estos países de una infraestructura eléctrica, lo cual no potencializaba a las máquinas de compresión mecánica como ocurrió en los Estados Unidos.

Desde hace 30 años la tecnología de enfriamiento por absorción a resurgido debido al encarecimiento del precio del petróleo y a los efectos nocivos presentes en la ecología derivados de su uso y explotación. Otra aspecto que ha vuelto a potencializar esta tecnología es el echo de que pueden ser activados directamente con energía solar térmica o calores residuales, reduciendo así las emisiones de  $CO_2$  ligadas a la disminución de la demanda de energía eléctrica ([Izquierdo y cols., 1994](#)), ([Alefeld y cols., 1991](#)). A lo anterior se le suma el hecho de que las mezclas de los fluidos de trabajo que intervienen en estos sistemas son amigables con el medio ambiente en contraposición a los refrigerantes CFC's y HCFC's de las máquinas de compresión mecánica que dañan la capa de ozono de la atmósfera.

A finales del siglo XX en 1980, la compañía Carrier desarrolló un sistema de enfriamiento de agua para aplicación de aire acondicionado activado por energía solar, dicho prototipo se diseñó para operar con agua caliente de baja temperatura. Este sistema utilizó como fluido de trabajo bromuro de litio con agua y era de simple efecto, la principal aportación de este

sistema fue utilizar aire para enfriar el condensador y absorbedor de la máquina, sin embargo el sistema se descartó porque el subsistema de concentración era muy caro (N. Velázquez, 2002). En los años posteriores se mejoraron los sistemas de doble efecto y se optó por diseñar sistemas híbridos, los cuales utilizaban como fuente propulsora para la producción de frío a la energía térmica del sol y a los combustibles fósiles, desarrollando de este modo una tecnología novedosa y más eficiente.

Un estudio realizado por Nicolás y Best (2002) se desarrolló una metodología de análisis para un sistema de absorción enfriado por aire, con un intercambiador de calor generador-absorbedor (GAX), este sistema se caracteriza por la recuperación de energía térmica durante las diferentes secciones del sistema de absorción en lugar de utilizar un intercambiador de calor simple, consiguiendo con esto un rendimiento más alto en comparación a los sistemas convencionales de absorción de amoníaco-agua y de una etapa.

Figaredo y cols. (2005) llevaron a cabo un análisis teórico de un sistema de refrigeración por absorción con bromuro-litio/agua como fluido de trabajo capaz de cubrir una demanda térmica de 200 kW a una temperatura de  $170^{\circ}\text{C}$ . Dicho sistema de simple efecto podría ser operado con  $90^{\circ}\text{C}$ , mediante el acoplamiento de un sistema de calentamiento solar compuesto por 180  $m_2$  de tubos de vacío y como sistema de doble etapa con una caldera de agua que funciona a  $160^{\circ}\text{C}$ , lo que demuestra que podrían tener un ahorro de 100 MWh y una reducción de 22 toneladas de emisiones de  $\text{CO}_2$  por año.

Un estudio que muestra una revisión del desarrollo de la tecnología de los ciclos de refrigeración por absorción de simple efecto (GAX) es el realizado por Jawalar y Saravanan (2012), en donde se detallan las diferentes configuraciones del ciclo, los fluidos de trabajo y el rendimiento (COP) de las diferentes configuraciones. Muestran que es posible alcanzar un COP más alto del 40 % para un ciclo de refrigeración por absorción (GAX). Posteriormente se desarrolló un estudio en el que se compararon un ciclo GAX con un ciclo híbrido GAX-absorción desde el punto de la primera y segunda ley de la termodinámica (Yari y cols., 2011). Se encontró que la temperatura del generador tiene más influencia en la eficiencia de la segunda ley de la termodinámica mientras que el COP de la primera ley es menos afectado.

El Instituto de Energías Renovables de la Universidad Autónoma de la Ciudad de México (UNAM), desarrollaron una planta piloto de un sistema híbrido de refrigeración solar por

absorción GAX. La planta piloto se diseñó con una capacidad de 3 toneladas de enfriamiento y con una mezcla de amoníaco/agua como fluido de trabajo. El sistema solar-GAX consiste en un generador, rectificador, condensador, evaporador, dos válvulas de expansión y una bomba de circulación. Con la finalidad de reducir su costo y hacerlo más compacto, el rectificador y el intercambiador de calor se acoplan con el generador formando una unidad generador-rectificador. Y la parte más fría del generador la acoplan con el absorbedor formando una unidad Absorber-GAX, es importante destacar en este estudio del solar-GAX, que no se cuenta con una torre de enfriamiento porque el absorbedor se enfría con el aire del ambiente. El aire del ambiente ayuda a remover calor del absorbedor, rectificador y condensador. El sistema Solar-GAX es configurado para operar de forma híbrida con energía solar, gas natural o ambos (Gómez y cols., 2008) y (García-Arellan y cols., 2010).

Otra manera de hacer más eficientes los sistemas de refrigeración tanto de compresión de vapor como de absorción es la implementación de eyectores. Los eyectores pueden funcionar como bombas de chorro, como compresores e inclusive como válvulas de expansión. El uso de eyectores puede ayudar en el proceso de condensación y de evaporación. Varios estudios se han desarrollado para sistemas híbridos de absorción-eyector, uno de ellos es el propuesto por Aphornratana y Eames (1998), donde colocan un eyector entre el generador y el condensador de un sistema de absorción de simple efecto, utilizan bromuro/agua como fluido de trabajo figura 2.6. El eyector utiliza vapor de agua desde el generador como el fluido motor. Por lo tanto, el generador funciona a una presión más alta que la del condensador, esto permite que la temperatura de la solución aumente sin peligro de cristalización. Si se aumentan simultáneamente la temperatura y la presión, la concentración de la solución se mantiene constante y la entrada de calor al generador se aumenta ligeramente. Los resultados mostraron que el COP de un ciclo de absorción de simple efecto aumentó de 0.86 a 1.4, sin embargo, este sistema debe ser operado con una fuente de calor de alta temperatura ( $190\text{ }^{\circ}\text{C}$  a  $210\text{ }^{\circ}\text{C}$ ). A medida que la temperatura del generador es alta, la corrosión del material puede causar problemas. En la Figura 2.6 se muestra un esquema de este ciclo de refrigeración.

Diversos estudios se han realizado con diferentes configuraciones, una de ellas coloca al eyector como válvula de expansión entre el intercambiador de calor y el absorbedor (Chung y cols., 1984) y (Xiangjie y cols., 2013), figura 2.7. En esta configuración parte de la absorción se produce en el eyector con lo cual se reducen los servicios de enfriamiento del absorbedor. Otra configuración se empleó para un sistema de absorción de doble efecto y se muestra en la figura 2.8, donde el flujo secundario del eyector proviene del segundo generador y

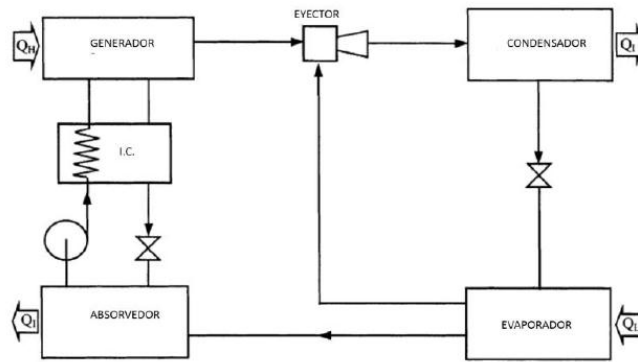


Figura 2.6: Ciclo eyecto/absorción propuesto por Aphornratana y Eames (1998).

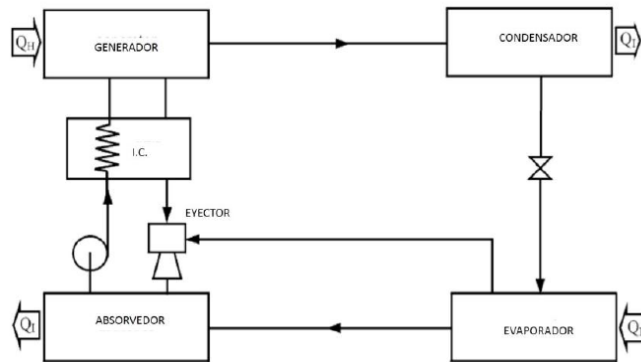


Figura 2.7: Sistema de eyecto/absorción combinado utilizando *DMETEG/R22* y *DMETEG/R21* como fluidos de trabajo (Chen, 1988).

el fluido primario del eyector proviene del evaporador. La principal característica de esta configuración es que la condensación se da en el eyector (Kuhlenschmidt, 1973).

La tecnología de los sistemas de refrigeración solar por absorción están siendo de gran interés ya que por el tipo de refrigerante que utilizan son menos dañinos que los refrigerantes de los sistemas convencionales de compresión de vapor. Hasta el momento se cuenta con un desarrollo sólido de los sistemas de simple, doble e inclusive triple efecto aunado a los ciclos GAX lo que hace que en este momento se encuentren operando en el mercado.

Actualmente se tiene un gran interés en los equipos de enfriamiento solar debido a los problemas ambientales generados por los CFC, al calentamiento global y al incremento de los costos de las tarifas eléctricas en los distintos sectores: residencial, comercial e industrial; convirtiendo a los sistemas de refrigeración solar en una alternativa para la climatización

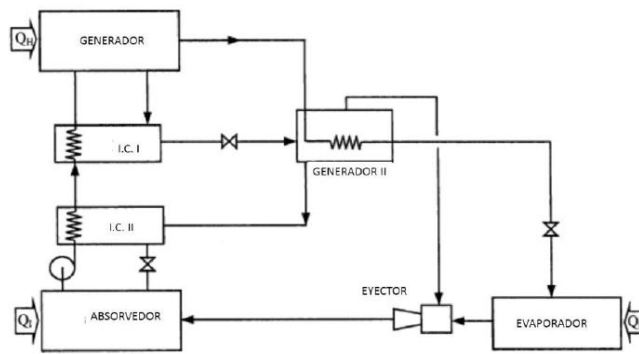


Figura 2.8: Ciclo de refrigeración modificado eyecto/absorción combinado de doble efecto donde no hay condensador incluido (Kuhlenschmidt, 1973).

de dichos sectores, ya que el beneficio ambiental, económico y energético son enormes. Así como se han desarrollado avances en la tecnología de la refrigeración por adsorción, ciclos desecantes, eyecto/compresión, entre otros sistemas alternativos; los últimos avances de la tecnología de enfriamiento termosolar se enfocan principalmente en el desarrollo de nuevos ciclos, nuevos fluidos de trabajo, desarrollo de equipos de transferencia de masa y calor más eficientes y compactos, sistemas de control automático más sofisticados y de bajo costo. La baja eficiencia de los procesos de transferencia de masa y calor de los sistemas de refrigeración solar, así como los procesos presentes de evaporación, condensación, destilación, entre otros; representan una importante barrera en el desarrollo de equipos más compactos, de menor costo de inversión inicial y de operación, lo que implica que no puedan competir en el mercado.

### 2.3. Desalinización termosolar

Cuando hablamos de agua de mar es muy común relacionarlo con el agua de los Océanos o con agua salada, sin pensar en la cantidad de sal que contiene. Según la Organización Mundial de la Salud (OMS) el agua de mar es una solución líquida que contiene 35,000 partes por millón (ppm) del total de sólidos disueltos (T.S.D.); mientras que las aguas salobres contienen entre 5,0000 y 10,000 ppm del T.S.D., también la OMS define al agua dulce como una solución acuosa que contiene menos de 500 ppm del T.S.D, sin embargo al agua que presenta 500 ppm del T.S.D con las características de ser inodora, insípida, incolora y sin bacterias dañinas para la salud se le denomina agua potable. Sin embargo, la salinidad en ppm del T.S.D. pueden variar de un país a otro según la norma que manejen. Si

Tabla 2.2: Valor medio de las sales totales disueltas en varios mares y océanos

Mar o Océano	TDS (ppm)	Mar o Océano	TDS (ppm)
Mar Báltico	7,000	Océano Índico	33,800
Mar Caspian	13,500	Mediterráneo cerca de Creta	37,900
Mar negro	20,000	Mediterráneo	39,000
Mar blanco	28,000	Mar rojo	43,000
Atlántico Norte 1	29,000	Golfo árabe	50,000
Océano Pacífico	33,600	Bahía de tiburón australiano	70,000
Atlántico del Sur	36,000	Golfo de Kara Bogas	164,000
Atlántico Norte 2	36,200	Mar muerto	220,000
Mar adriático	31,400		

bien, el agua de mar está relacionada con el agua de los océanos, la salinidad presente en el agua de cada uno de ellos es diferente, pero mantienen una proporción en sus constituyentes. En la Tabla 2.2 se presenta la salinidad para diferentes mares y Océanos y En la Tabla 2.3 se presenta una composición detallada típica del agua de mar (Belessiotis y cols., 2016).

Al procedimiento físico para separar el exceso de sales disueltas en las aguas salobres y marinas o de alguna solución salina; con la finalidad de recolectar agua con bajo contenido de sal para cualquier uso específico, se le denomina desalinización (González U., 2017), (Belessiotis y cols., 2016). Según Belessiotis y cols. (2016) "la desalinización es un procedimiento industrial puro y un sistema energético intensivo independientemente del proceso", por lo que el principal problema de este proceso es el alto costo energético.

El costo del agua desalinizada a disminuido recientemente, sin embargo, el agua producto de la desalinización sigue siendo costosa, debido a que el consumo de energía que tiene el proceso de destilación es mayor que cualquier otro en la industria química Belessiotis y cols. (2016). La principal ventaja de un proceso de desalinización es la de poder soportar las fluctuaciones de la demanda hídrica, ya que la capacidad de desalinización se puede incrementar acorde a la demanda mediante la instalación de nuevas unidades. También, para lugares costeros que carecen de agua o para sitios que cuentan con pozos de agua salobres, la desalinización es la única solución.

Tabla 2.3: Composición detallada del agua de mar (González U., 2017).

Química de iones	Concnetración (ppm)	Porcentaje del total contenido de sal (%)
Cloruro $Cl^-$	19,345	55
Sodio $Cl^+$	10,752	30.6
Sulfato $SO^+$	2,701	7.6
Magnesio $Mg^+$	1,295	3.7
Calcio $Ca^+$	416	1.2
Potasio $K^+$	390	1.1
Bicarbonato $HCO^{3-}$	145	0.4
Bromuro $Br^-$	66	0.2
Borato $BO_3^{3-}$	27	0.08
Estroncio $Sr^{2+}$	13	0.04
Fluoruro $F^-$	1	0.003

### 2.3.1. Evolución histórica y clasificación de los proceso de desalinización

La desalinización del agua de mar por energía solar ha sido estudiada por los seres humanos desde tiempos muy remotos. El antiguo filósofo y físico griego Aristóteles (384-322 AC) describió, en uno de sus libros de meteorología, el proceso del ciclo del agua por primera vez y mencionó el concepto de agua dulce. La gente conjetura que lo que Aristóteles describió es el proceso de desalinización de agua salobre o agua de mar (Belessiotis y Delyannis, 2000). Sin embargo, la primer invención de desalinización solar apareció registrada por primera vez en el libro titulado Ingeniería solar, presentado en Francia por Mouchot. Aquí se atribuye la primer invención a un alquimista árabe de la edad Media en los años 1453-1476 DC (Belessiotis y Delyannis, 2000). Mouchot mencionó que el alquimista árabe enfocó la luz solar en un espejo pulido de Damasco y proyectó la luz solar de alta potencia a una botella de vidrio llena de agua de mar; el agua dulce se obtuvo del vapor producido.

Durante el período del Renacimiento (1533-1615 DC), el científico Della Porta, describió un tipo de aprovechamiento de la energía solar para la desalinización de agua salobre en su monografía *Magiae Naturalis*, volumen 19. En el volumen 20 de la monografía, planteó la obtención de agua dulce a partir de la humedad del aire. Della Porta fue el precursor de los sistemas de desalinización por humidificación y deshumidificación estudiados y mejorados

actualmente.

Lavoisier en 1862, presentó un estudio de destilación solar, en el que pasó la luz solar por grandes lentes instaladas en un soporte, para concentrar y enfocar la luz solar en un matraz. (Belessiotis y Delyannis, 2000), (Zheng, 2017). En 1869, Mouchot describió todo el proceso de destilación solar realizado por un reflector de vidrio plateado (Belessiotis y Delyannis, 2000). Si embargo, la primera persona en publicar un experimento de destilación solar fue Pasteur en 1928. Presentó un reflector esférico con una base de cobre en la cual concentraba los rayos solares, el vapor producido era dirigido a un condensador (utilizando agua doméstica) y de ahí se obtenía el agua producto (Belessiotis y Delyannis, 2000), (Zheng, 2017).

Debido a la baja eficiencia y su elevado costo de inversión inicial, la destilación solar fue ignorada durante mucho tiempo. Sin embargo, al término de la Segunda Guerra Mundial en USA regresó el interés por el desarrollo de estas tecnologías para resolver el problema del suministro de agua dulce para las obras mar adentro del ejército y el consumo doméstico, por lo que financió investigaciones relacionadas a la obtención de agua potable (Zheng, 2017). El tema comenzó a ser de interés mundial y a partir de aquí, los estudios sobre la desalinización solar se han venido desarrollando (Zheng, 2017).

Hasta 1980, había poco desarrollo de grandes instalaciones, sin embargo, en 1974 ya se contaba con 25 alambiques solares en donde algunos producían 1 ton/día, mientras que el más grande tenía una producción de hasta 28 ton/día (Zheng, 2017). Pero no sólo USA estaba investigando la desalinización solar, China fue otro país que dedicó fuertes esfuerzos en el desarrollo de esta tecnología. En China en 1982 en la isla Shengsi se desarrolló un dispositivo de desalinización solar que tenía un área de incidencia de radiación solar de cientos de metros cuadrados.

A partir de los fuertes estudios que se han realizado en los sistemas de desalinización, se han desarrollado muchos métodos buscando la consolidación industrial. Estos métodos se dividen en dos grupos generales: procesos térmicos y no térmicos o se pueden dividir de acuerdo con el modo de separación del elemento, es decir, si el elemento separado es el agua o la sal. Pero a nivel industrial, los procesos de desalinización más utilizados son: vaporización súbita por efecto flash (MSF), destilación multiefecto (MED), termocompresión de vapor (TVC), compresión mecánica de vapor (CV), osmosis inversa (OI) y electrodiálisis (ED). En

Tabla 2.4: Principales tecnologías para desalinización.

Separación	Energía	Proceso	Método	Simbología
Agua de sales	Térmica	Evaporación	Destilación súbita (Flash)	MSF
			Destilación Multi-efecto	MED
			Termo compresión de vapor	TVC
			Destilación solar	DS
		Cristalización	Congelación	CO
			Formación de hidratos	FH
		Filtración y evaporación	Destilación con membrana	DC
Sales de agua	Mecánica	Evaporación	Compresión mecánica vapor	CV
		Filtración	Ósmosis inversa	OI
	Eléctrica	Filtración selectiva	Electrodialisis	ED
		Química	Intercambio iónico	ITI

la tabla 2.4 se detallan los principales métodos o procesos de desalinización de acuerdo al tipo de proceso de separación que utilizan para la producción de agua (González U., 2017), mientras que la tabla 2.5 se muestra una clasificación de las tecnologías de desalinización acorde al tipo de energía que utilizan para activarse, además de algunas características operativas.

### 2.3.2. Procesos de destilación termosolar

Los procesos de destilación son procedimientos de cambio de fase que separan sales disueltas de aguas saladas o soluciones acuosas cambiando la fase de agua a vapor, que se condensa en agua pura. Para cada kilogramo de agua evaporada, se necesita una cantidad de energía aproximadamente 2230 kJ. Esta cantidad de calor se recupera parcialmente de los condensados como calor sensible. El líquido restante es la salmuera concentrada que, en la mayoría de los casos, se devuelve al mar. Se han realizado algunos ensayos para recuperar algunos de los compuestos químicos en la salmuera concentrada, como el magnesio, etc., pero resultaron no ser procedimientos redituables en el contexto económico. La desalinización por destilación es un procedimiento de evaporación pura (Belessiotis y cols., 2016). Los principales procesos de destilación se detallan enseguida.

Tabla 2.5: Características de las tecnologías de desalinización.

CARACTERÍSTICAS	MSF	MED-TVC	CV	OI	ED
Tipo energía	Térmica		Eléctrica		
Consumo energético primario (kJ/kg)	Alto(>200)	Alto/medio (150-200)	Medio (100-150)	Bajo (<80)	Bajo (<30)
Costo instalaciones	Alto	Alto-medio	Alto	Medio	Medio
Capacidad producción (m <sup>3</sup> /día)	Alta (>50,000)	Media (<20,000)	Baja (<5,000)	Alta (>50,000)	Media (<30,000)
Posibilidad de ampliación	Difícil	Difícil	Difícil	Fácil	Fácil
Fiabilidad de operación	Alta	Media	Baja	Alta	Alta
Desalación agua de mar	Sí	Sí	Sí	Sí	No
Calidad del agua desalada	Alta (>50)	Alta (>50)	Alta (>50)	Media (300-500)	Media (<300)
Superficie de terreno requerida	Mucha	Media	Poca	Poca	Poca

**Destilación solar** Es un sistema pasivo el cual utiliza de manera directa la radiación solar. En los alambiques solares se capturan los rayos solares incidentes en su superficie, permitiendo que el agua contenida en la cuenca del alambique absorba la radiación solar provocando que se evapore el agua. El vapor creado se condensa en el interior de la superficie de la cubierta más fría transparente del alambique y se recolecta mediante canaletas. Internamente el alambique solar ocurre un proceso de humidificación y deshumidificación de manera simultánea. Este proceso es de muy baja capacidad y es fuertemente impactado por las intermitencias y capacidad del recurso solar del sitio en cuestión. En la figura 2.9 se muestra un alambique para destilación solar con colectores solares planos y una bomba (Ranjan y Kaushik, 2013) y en la figura 2.10 se muestra un destilador solar de múltiples etapas (Sampathkumar y cols., 2010).

**Humidificación y Deshumidificación** En este proceso se utilizan dos cámaras una para la evaporación (humidificación) y otra para la condensación (deshumidificación). El agua de mar calentada por los colectores solares ingresa a la primer cámara, también en esta cámara ingresa aire seco provocando que absorba agua de la corriente de agua de mar y de esta manera el aire quede húmedo. En estas condiciones el aire es enfriado con agua de mar (precalentamiento del agua de mar) con lo que se logra condensar el agua absorbida por el aire. En la figura 2.11 se muestra un esquema del proceso de Humedificación y Deshumidificación (Parekh y cols., 2004), (Sharon y Reddy, 2015b).

**Desalinización por vacío natural** En este sistema se aprovecha la altura de columna para mantener el vacío en dos cámaras. El vacío permite, en una primer cámara, bajar el punto de ebullición para que con una fuente de calor de baja temperatura sea posible separar el

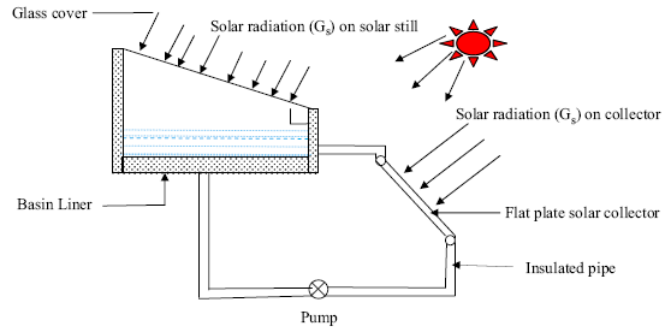


Figura 2.9: Alambique para destilación solar con colectores solares planos (Ranjan y Kaushik, 2013).

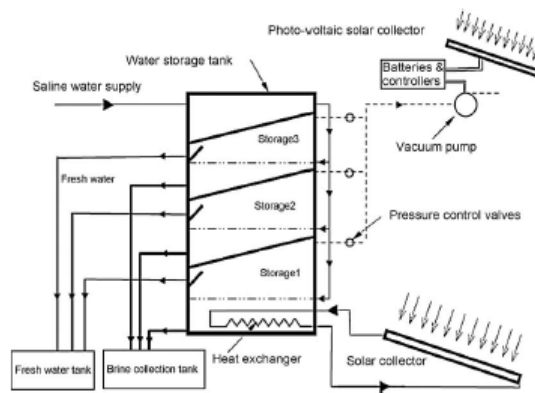


Figura 2.10: Alambique para destilación solar con colectores solares planos (Ranjan y Kaushik, 2013).

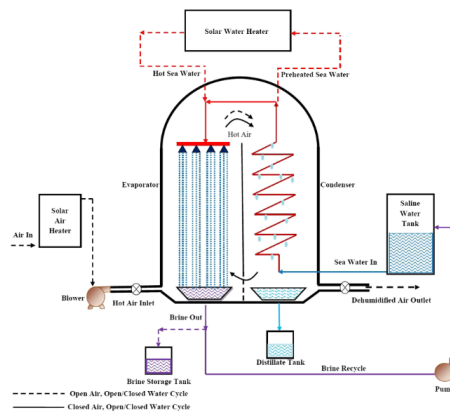


Figura 2.11: Sistema de humidificación y deshumidificación solar presentado por (Parekh y cols., 2004).

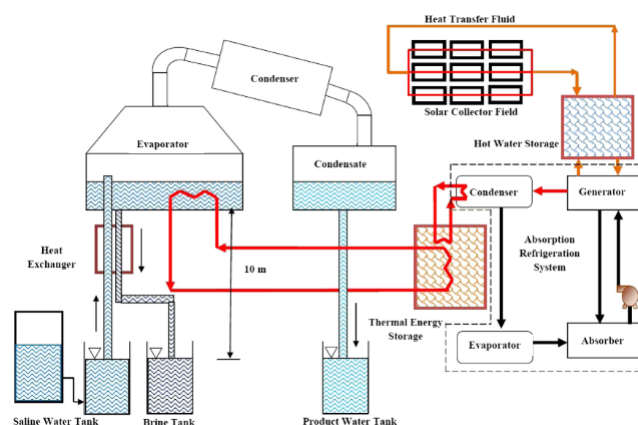


Figura 2.12: Sistema de Humedificación y Deshumidificación en vacío activado por un sistema de enfriamiento por absorción (Veera Ganeswar y Nagamany, 2008).

vapor de agua de la solución salina. El vapor de agua generado pasa a un condensador de aire y es condensado para llegar a una segunda cámara. El hecho de que se condense el vapor permite mantener una presión de vacío estable. En la figura 2.12 se muestra un sistema de desalinización por vacío natural activado por un sistema de enfriamiento por absorción el cual a su vez es activado por un campo de colectores solares (Veera Ganeswar y Nagamany, 2008) (Sharon y Reddy, 2015b).

**Destilación por membranas** En este proceso, la alimentación de agua de mar caliente fluye a través de una superficie de membrana en donde sólo es permeable al vapor de agua figura 2.13. El vapor pasa a través de los poros de la membrana y se condensa en la superficie del otro lado de la membrana (C. Li y cols., 2013). Este método utiliza membranas hidrófobas microporosas las cuales sólo son permeables por el vapor de agua. Es un proceso de baja a mediana capacidad.

**Destilación de múltiple efecto** Este proceso generalmente es activado con vapor de agua y es de media y alta capacidad. Consiste en una serie de cámaras en presión de vacío y cuyo interior la presión decrece progresivamente de la primera a la última. El vapor producido en la primera cámara se utiliza como medio de calentamiento de la salmuera contenida en la cámara sucesiva, logrando condensarse y salir como agua resultante (González U., 2017) (Sharon y Reddy, 2015b), (Sharaf y cols., 2011) . Lo anterior se puede observar en la figura 2.17. .

**Destilación de múltiple etapa** Consiste en una serie de cámaras o etapas, las cuales están en vacío donde la primera etapa se encuentra a una mayor presión que la segunda y así

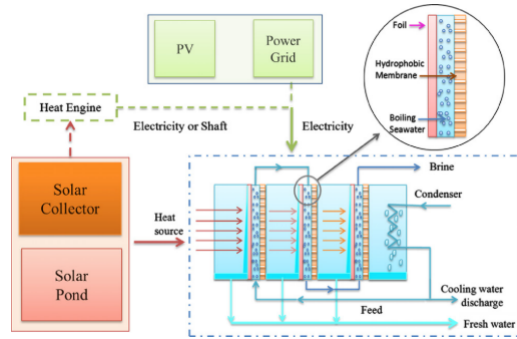


Figura 2.13: Sistema de desalinización por membranas (C. Li y cols., 2013).

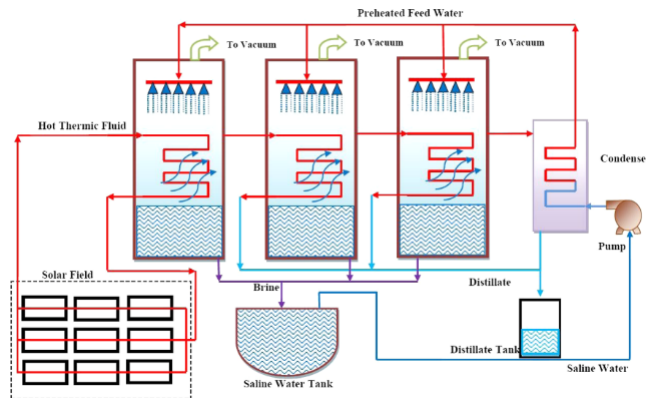


Figura 2.14: Sistema de desalinización de múltiple efecto (Sharaf y cols., 2013).

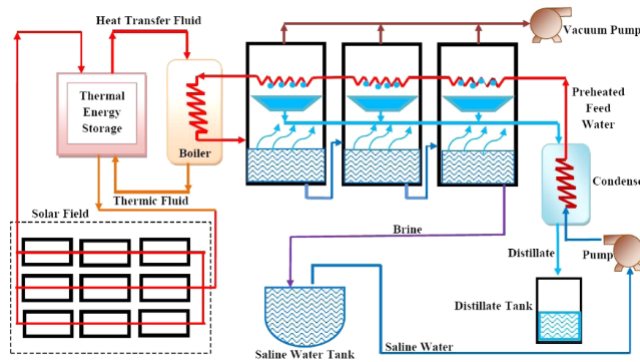


Figura 2.15: Sistema de desalinización de múltiple etapa (Mustafa y cols, 1985).

sucesivamente. En este tipo de procesos el agua de mar es utilizada para condensar el vapor generado en cada etapa y después es calentada por un campo de colectores solares. El agua de mar caliente ingresa a la primer etapa produciendo vapor, la salmuera de esta etapa pasa a la segunda etapa produciendo vapor, todos estos vapores al condensarse forman el agua producto (Moustafa y cols., 1985), (Sharon y Reddy, 2015b).

**Destilación por compresión mecánica** El agua de mar es calentada por el campo de colectores solares, un calentador eléctrico o cualquier fuente de energía térmica. El agua de caliente entra a la cámara de vacío y se va a dos fases, la fase de vapor es succionada por un compresor que eleva la presión y temperatura del vapor y lo regresa a la cámara de vacío (sin intercambio de masa) para intercambiar calor con la salmuera que se encuentra a menor temperatura, haciendo que se condense y esté listo como agua producto. Estos sistemas son grandes consumidores de energía eléctrica (Sharon y Reddy, 2015b).

### 2.3.3. Sistemas de desalinización de múltiple efecto

El proceso de destilación de múltiple efecto se ha estudiado y desarrollado desde hace tiempo. Existen 4 tipos generales de desalinizadoras de múltiple efecto y de cada una se pueden desprender muchas variantes. Los principales indicadores que intervienen en este proceso.

Los principales indicadores utilizado en este tipo de sistemas es el Coeficiente de Rendimiento (PR por sus siglas en inglés) y la relación de flujo (RR por sus siglas en inglés). El indicador PR representa la relación de la cantidad de agua producida entre la energía térmica que se necesita suministrar al sistema para producirla, mientras que el RR es un

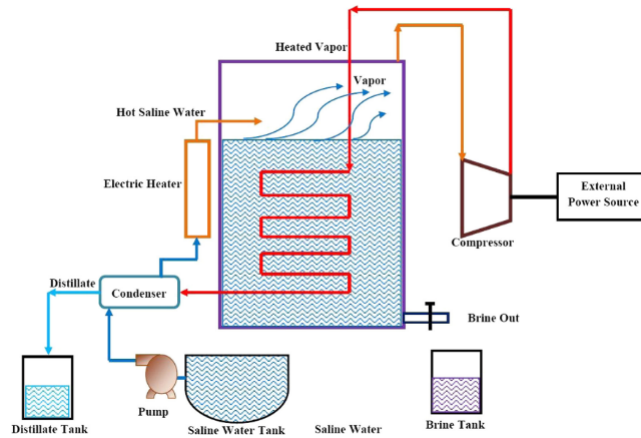


Figura 2.16: Sistema de desalinización por compresión mecánica de vapor (Sharon y Reddy, 2015b).

relación de representa la cantidad de agua producto respecto al agua de mar suministrada a la MED. Donde  $m_p$  es el flujo de agua producto,  $Q_{act}$  es el calor suministrado a la MED y  $m_f$  es el flujo de agua de mar suministrado.

$$PR = \frac{m_p * 2,326kJ/kg}{Q_{act}} \quad (2.1)$$

$$RR = \frac{m_p}{m_f} \quad (2.2)$$

Los **sistemas de desalinización de múltiple efecto con alimentación en serie y en el primer efecto** consiste en una serie de evaporadores en vacío, donde el primer evaporador se encuentra a mayor presión que el segundo evaporador y así sucesivamente ver figura 2.17 (Sharaf y cols., 2011). El agua de mar que ingresa al primer evaporador (E1) se flashea y al recibir calor latente/sensible del fluido de activación, el agua de mar se va a dos fases. La fase líquida (salmuera) va al segundo efecto (E2), mientras que la fase de vapor (sin integración másica) ingresa al E2 y se condensa, el condensado es el agua producto del E1. La salmuera del E1 ingresa al E2 y este al estar a menor presión que el E1 provoca el flasheo de la salmuera y esta al recibir calor del vapor producido en el E1 se va a dos fases. El proceso anterior se repite hasta el último efecto. En el último efecto el vapor en lugar de ser condensado con la salmuera lo hace por medio del agua de mar. Es importante destacar que el agua de mar que se pretende desalar se hace pasar, en una determinada cantidad, por el condensador de la planta, con el fin de condensar el vapor que se ha producido en el último evaporador. Tras atravesar el condensador, una parte del agua de alimentación se rechaza, utilizándose solo una fracción de ella como agua de alimentación para el proceso (agua que

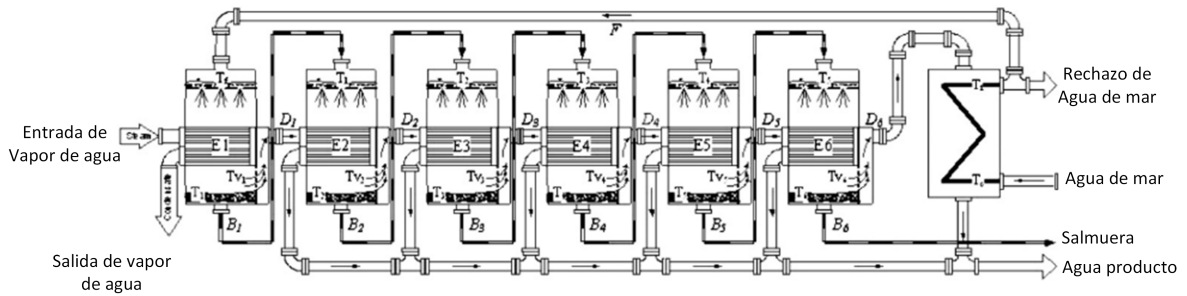


Figura 2.17: Sistema de desalinización de múltiple efecto con alimentación al frente y en serie (Sharaf y cols, 2011).

ingresa al primer evaporador o efecto).

En esta configuración el agua de mar ingresa al primer efecto o evaporador y la salmuera ingresa en serie a los siguientes efectos. La principal ventaja de esta configuración es que se el consumo de la bomba de agua de mar es pequeño.

En el **sistema de desalinización de múltiple efecto con alimentación en serie y en el último efecto**, el fenómeno físico de evaporación es el mismo que el mostrado anteriormente. En la figura 2.18 se presenta un sistema típico de 6 efectos. En este sistema el vapor producido en el último efecto (E6) es condensado con agua de mar; el agua de mar precalentada ingresa directamente al E6 de la MED y queda en dos fases. La fase de vapor se dirige al equipo condensador y cambia de fase al ser enfriado con el agua de mar, de aquí se obtiene el último flujo de agua producto; mientras que la fase líquida (salmuera) es bombeada al penúltimo efecto (E5) en donde recibe calor del vapor proveniente del efecto (E4) quedando en dos fases mientras que el vapor del E4 se condensa y se une a la demás agua producto. Este procedimiento se repite hasta llegar al primer efecto; la salmuera saliente del efecto E2 es bombeada al efecto E1 donde recibe calor del vapor de activación quedando en dos fases, la salmuera final es bombeada para dilución de sales.

Este sistema tiene más consumo de energía eléctrica ya que se necesita una bomba de baja capacidad en cada efecto; sin embargo el bombeo hace que se tenga una diferencia de presión entre la salmuera con cada uno de los efectos, por lo que se tiene una gran cantidad de flasheo y por ende en producción de agua.

En los **sistemas de desalinización de múltiple efecto con alimentación en paralelo** el flujo de agua de mar después de cumplir sus funciones de enfriamiento en el condensador, se

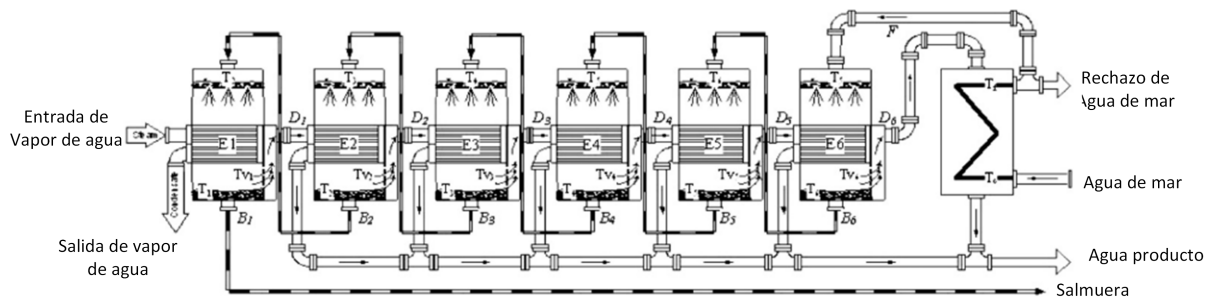


Figura 2.18: Sistema de desalinización de múltiple efecto con alimentación al final y en serie (Sharaf y cols, 2011).

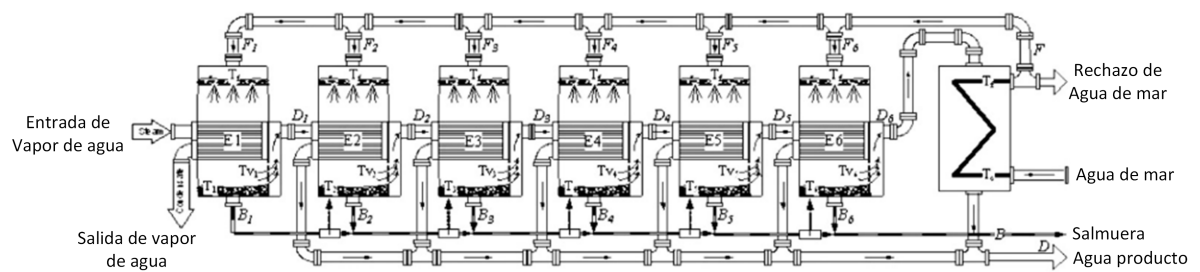


Figura 2.19: Sistema de desalinización de múltiple efecto con alimentación en paralelo (Sharaf y cols, 2011).

divide y una parte de su flujo se va a dilución de salmuera mientras que el flujo restante se dirige hacia la MED. El flujo de agua de mar dirigido a la MED se divide por partes iguales en cada uno de los efectos, al ingresar a cada efecto debido al cambio de presión se produce un flasheo. Por otra parte, en el primer efecto (sin intercambio de masa) ingresa el vapor de activación llevando al agua de mar a dos fases, dicho vapor es dirigido al siguiente efecto para ser condensado y así sucesivamente hasta llegar al último efecto figura 2.19.

En la alimentación en paralelo el vapor producido por flasheo es mayor que en el primero debido a que el diferencial de presión es mayor, lo que hace que sea un sistema que produce gran cantidad de agua producto.

Existen otro tipo de sistemas de desalinización de múltiple efecto, en el cual se utiliza parte del vapor producido en cada efecto para precalentar el agua de mar. En la Figura 2.20 se presenta un **sistema de desalinización de múltiple efecto con alimentación en con alimentación de frente, en serie y con recalentamientos**. El principal beneficio de utilizar precalentamientos del agua de mar es la de incrementar la eficiencia del sistema y el costo de operación, debido a que las necesidades de calentamiento en el primer efecto



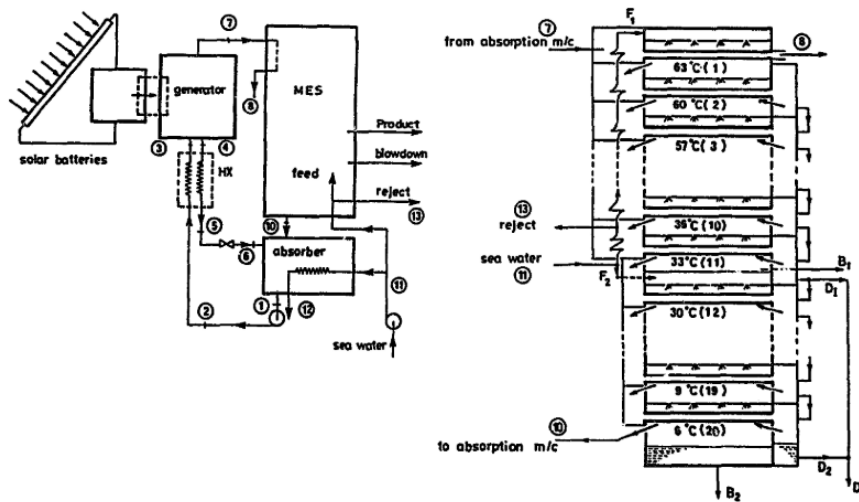


Figura 2.21: Acoplamiento de un sistema de absorción con un proceso de desalinización tipo MED de alto vacío (Aly, 1995).

llevó a la MED a una temperatura de 6 °C siendo una condición poco común, también el vapor (10) es enviado al absorbedor para: 1) no desestabilizar el compresor térmico de absorción y 2) permitir que el efecto 20 se encuentre en alto vacío. Otro de los aportes que de esta propuesta fue que, debido a la baja temperatura del último efecto de la MED, es posible utilizar la salmuera para efectos de enfriamiento de espacios. Con esta propuesta, se logró reducir el costo de operación del proceso de desalinización obteniendo un Gained Out Ratio (GOR) de 14.8 y un Coeficiente de Rendimiento (PR) de 14.2, sin embargo, el enfriamiento no fue beneficiado ya que se obtuvieron 220kW al utilizar un compresor térmico que tenía una capacidad de 3000 toneladas de refrigeración.

Mandani y cols. (2000) estudiaron el acoplamiento de una bomba de calor  $LiBr/H_2O$  con un sistema de desalinización de un sólo efecto, con el objetivo de mejorar el rendimiento del sistema de desalinización. Se reportó un PR que va de 2.4 a 2.8, lo cual corresponde a una mejora del 50 al 70 % respecto al sistema de compresión de vapor térmico de simple efecto.

Se han realizado estudios experimentales para corroborar los resultados de la hibridación de los sistemas de enfriamiento y desalinización por absorción, dentro de los más importantes se tienen los presentados por Alarcón-Padilla y cols. (2007), Alarcón-Padilla y García-Rodríguez (2007) y Alarcón-Padilla y cols. (2008). En estos estudios se analiza el acoplamiento de una MED de 14 efectos con un sistema de enfriamiento por absorción de



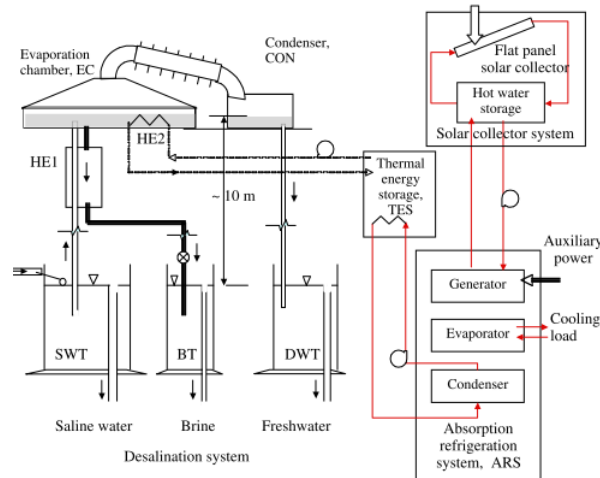


Figura 2.23: Acoplamiento de un sistema de absorción de simple efecto con un proceso de desalinización de vacío por columna de un efecto (Vera Gnaneswar y cols., 2011).

capacidad de desalinización de  $4.016 \text{ kg/s}$  con una capacidad de enfriamiento de  $1,652 \text{ kW}$ . Una de las principales desventajas de esta propuesta es que no el calor del condensador no se está aprovechando al  $100 \%$ , razón por la cual el vapor (9) proveniente del generador sale del primer efecto en dos fases y termina siendo condensado en el intercambiador de calor SC. Lo anterior afecta la capacidad de desalinización y no permite eliminar componentes en el sistema de absorción. [Abdulrahim y Darwish \(2014\)](#) estudiaron teóricamente el acoplamiento de un sistema por absorción  $\text{LiBr}/\text{H}_2\text{O}$  activado con energía termosolar con una MED de 8 efectos. La unidad de enfriamiento por absorción tenía una capacidad de  $2,148 \text{ kW}$  y presentó un COP de  $0.74$ , mientras que la MED produjo  $459 \text{ m}^3/\text{day}$  de agua, con un PR constante de  $5.7$  al controlar el nivel de desalinización del último efecto.

En otro estudio se realizó una integración energética y másica interna para acoplar una MED de 6 efectos con compresor térmico por absorción de simple efecto  $\text{LiBr}/\text{H}_2\text{O}$  activado con  $40 \text{ MW}$  ([Janghorban Esfahani y cols., 2015](#)), ver figura 2.25. En este estudio activaron el compresor térmico con vapor de agua a  $127.5 \text{ }^\circ\text{C}$ , utilizaron el vapor del generador para activar el primer efecto de la MED y una fracción del vapor producido en el último efecto de la MED para incorporarlo al absorbedor, esto debido a que la presión de operación del absorbedor fue llevada a las condiciones de operación del primer efecto y la presión del generador la llevaron a  $34.51\text{kPa}$ . Después de una optimización exérgica reportaron una producción de agua de  $15,000 \text{ m}^3/\text{day}$  con un GOR de  $9.44$ , además una eficiencia exérgica y un total relación de costo de producción (product cost rate) de  $10.32 \%$  y  $0.11 \text{ } \$/\text{s}$ , respectivamente, mejorando  $6.47 \%$  y  $4.87 \%$  en comparación con el sistema

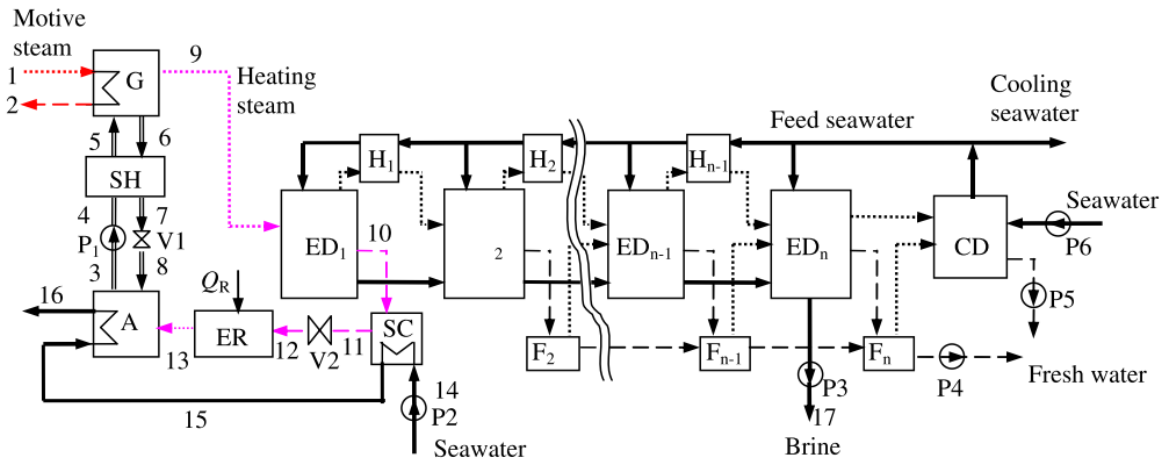


Figura 2.24: Acoplamiento de un sistema de absorción de simple efecto con un proceso de desalinización de vacaío por columna de un efecto (Wang y Lior, 2011a,2011b).

MED-TVC (Thermal vapor compression).

La mayoría de las integraciones de tecnología para brindar enfriamiento y desalinización utilizan sistemas de absorción con la solución de trabajo  $LiBr/H_2O$  con sistemas MED y FLASH, debido que ambos proceso trabajan en condicioens de vacío, sin embargo también se han realizado estudios con sistemas de enfriamiento por absorción con  $NH_3/H_2O$ . Alelyani y cols. (2017) aplicando la metodología de análisis exérgico, realizaron un estudio del acoplamiento de una MED de 14 efectos con un sistema de enfriamiento por absorción  $NH_3/H_2O$  de una y dos etapas, figura 2.26. Se aprovechó el calor del condensador y rectificador para activar la MED. Al realizar el acoplamiento la destrucción total de exergía disminuyó en un promedio de 55 %. El costo unitario de producción (UPC) de enfriamiento disminuyó 43 %, mientras que para la producción de agua el UPC aumenta 19 y 3 % con el acoplamiento de las unidades de absorción de simple y doble etapa respectivamente.

Entre los estudios más recientes se tiene el realizado en CEENER por González U. (2017) en donde se planteó un sistema de enfriamiento-desalinización de baja capacidad activado con energías renovables. La configuración mostrada en al figura 2.27, se muestra una tecnología con fuerte integración energética y másica entre un proceso de evaporación flash y un sistema de enfriamiento por absorción de doble efecto. Las principales características de esta configuración es la de utilizar el vapor de la evaporación flash para llevarlo al absorbedor. logrando con esto abrir el ciclo de absorción y que la capacidad de enfriamiento puede ser controlada con una válvula de tres vías. González U. (2017) reportaron una

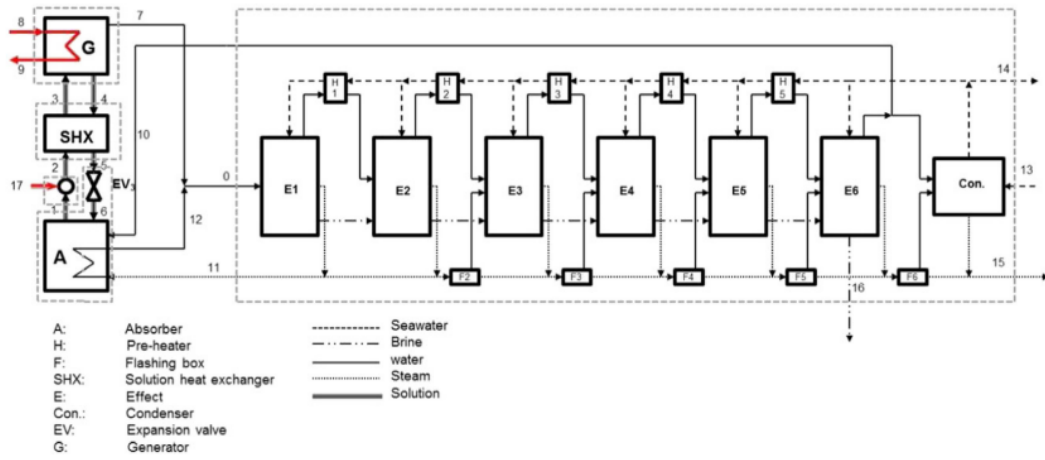


Figura 2.25: Acoplamiento de un sistema de absorción de simple efecto con una MED de 14 efectos con integración másica (Janghorban Esfahani y cols., 2015).

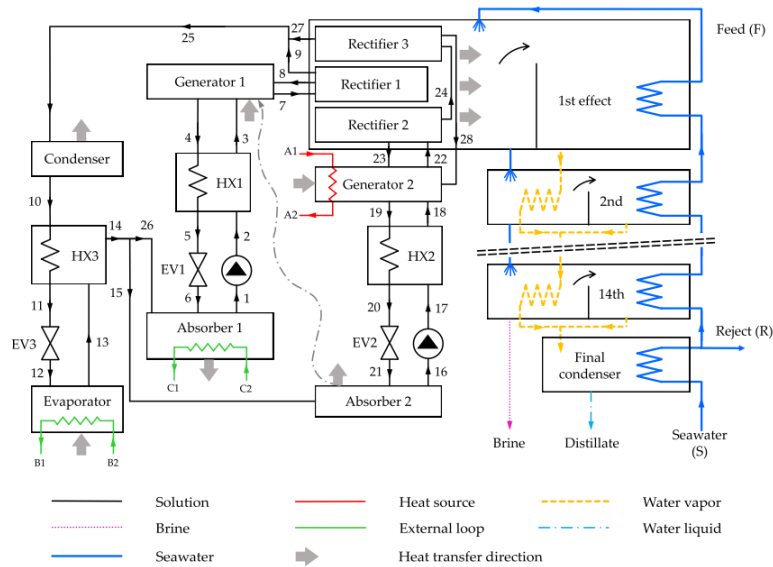


Figura 2.26: Acoplamiento de un sistema de absorción de simple efecto con una MED de 14 efectos con integración másica (Alelyani y cols. 2017).



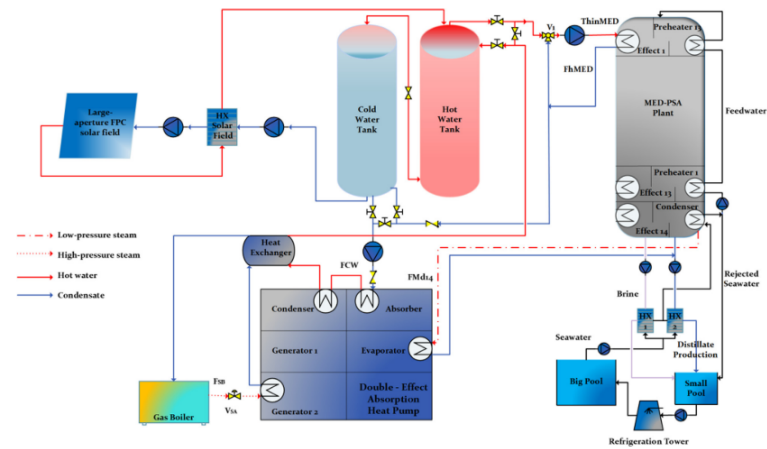


Figura 2.28: Sistema de desalinación MED acoplado a un sistema de enfriamiento por absorción de doble efecto en la Plataforma Solar de Armería (Chorak y cols., 2018).

utilizar el mínimo de componentes debido a una adecuada integración másica y energética adecuada. Se vislumbran procesos que pueden ser utilizados para diferentes aplicaciones.

# CAPÍTULO 3

---

## ESTUDIO DE SISTEMAS AVANZADOS DE ENFRIAMIENTO Y DESALINIZACIÓN POR ABSORCIÓN TERMOSOLAR

---

*Se presenta el estudio teórico de simulación de las propuestas tecnológicas SEDAT1, SEDAT2 y DEMEEST, con el software Aspen Plus, para mostrar la viabilidad técnica de cada una. Se hace una descripción detallada de las propuestas tecnológicas, se presenta la validación de la simulación, la metodología aplicada en el estudio, así como un análisis de los resultados de las simulaciones. También se presenta un estudio comparativo entre la propuestas tecnológicas, para vislumbrar su potencial y definir bajo que escenarios cada propuesta puede ser más pertinente.*

### **3.1. Sistema de enfriamiento y desalinización FLASH por absorción termosolar (SEDAT1)**

En esta sección se presenta el estudio de viabilidad técnica del sistema de enfriamiento y desalinización FLASH por absorción termosolar de simple efecto  $LiBr/H_2O$ , el cual consiste en un ciclo abierto para manejar una mayor presión en el absorbedor (tres niveles de presión) sin afectar el evaporador.

### 3.1.1. Descripción operativa del sistema

El ciclo de refrigeración por absorción convencional se modificó haciéndolo interactuar de manera directa con el proceso de desalinización por evaporación súbita, resultando un sistema que está compuesto por un **subproceso de enfriamiento por absorción**, un **subproceso de desalinización** y un **subproceso de extracción y acondicionamiento del agua producto** (Figura 3.1), con lo cual se obtiene una máquina compacta, más eficiente y que puede operar para bajas y altas capacidades, pudiendo activarse mediante una fuente de calor proveniente de concentradores solares tipo Cilindro Parabólico, Fresnel, Concentrador Parabólico Compuesto, entre otros o cualquier otra fuente de calor de alrededor de  $90\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

El **subproceso de enfriamiento por absorción**, está compuesto por un absorbedor (ABS) que recibe el vapor de agua (23) generado en el subproceso de desalinización. La bomba (B1) envía la solución  $\text{LiBr}/\text{H}_2\text{O}$  del ABS al generador (GEN), pasando previamente por el intercambiador de calor recuperador de energía (HX1). En el GEN se adiciona calor a la solución  $\text{LiBr}/\text{H}_2\text{O}$  proveniente de los colectores solares (CS) para que se libere el refrigerante agua en forma de vapor (7). La solución más concentrada en LiBr (4) regresa al ABS pasando previamente por el HX1 y por la válvula de expansión de la solución (VS), para absorber el vapor de agua 23. Para retirar el calor del proceso de absorción exotérmico, el ABS es enfriado con agua de mar proveniente de la bomba (B2). El vapor de agua (7) que sale del GEN, pasa al condensador (CON) y al enfriarse con agua de mar se condensa, para luego pasar por la válvula de expansión del refrigerante (VR). El refrigerante al disminuir su presión baja su temperatura y queda listo para hacer el efecto de enfriamiento en el evaporador (EVA), donde al recibir calor del agua que se requiere enfriar se convierte en vapor. El vapor (10) que sale del EVA pasa al subproceso de extracción y acondicionamiento de agua producto.

En el **subproceso de desalinización**, el agua de mar (30) es succionada por la bomba B2 y utilizada para enfriar el ABS y CON. Posteriormente la corriente 30 se introduce al divisor de corrientes (DIV), con el objeto de obtener un menor flujo en la corriente (19), la cual es calentada por el fluido caloportador de los CS en el intercambiador de calor (HX2). Después la corriente (21) pasa por la válvula de expansión súbita (VM) donde se obtiene la corriente (22) en dos fases líquido/vapor. La corriente bifásica 22 entra al separador ciclónico barométrico de fases (SEP) y el vapor saliente (23) es introducido al subproceso de enfriamiento por absorción, donde se realiza la absorción correspondiente. El líquido saliente del SEP, para mantener la presión de vacío, cae a una columna barométrica (CB2) para hacer un sello hidráulico y luego pasar al recipiente de salmuera (RS). El agua de mar concentrada saliente del CB2, se mezcla con el agua de mar proveniente del DIV corriente

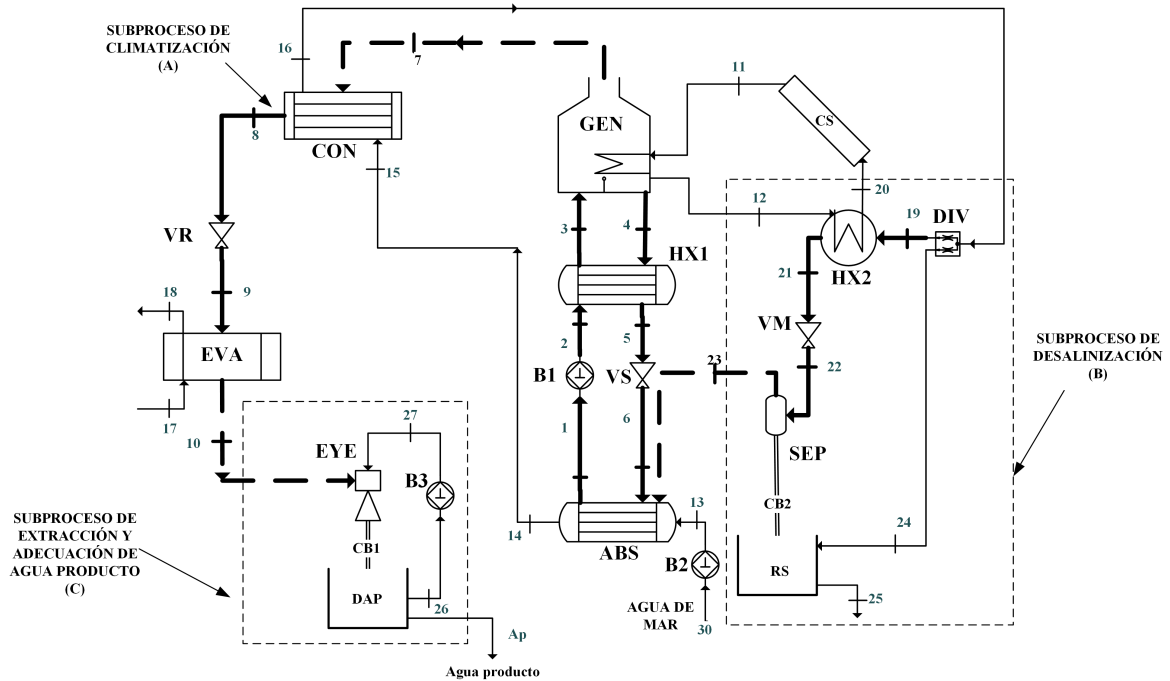


Figura 3.1: Diagrama del sistema de enfriamiento y desalinización por absorción termosolar  $LiBr/H_2O$ .

(24), para disminuir su concentración y poder ser reintegrada al mar como la corriente (25), reduciendo el impacto ambiental.

En el **subproceso de extracción y adecuación del agua producto**, el vapor de agua 10 es succionado por el eyector (EYE) el cual es activado por el fluido motriz de agua líquida (27) suministrado por la bomba (B3). La corriente 27 de alta presión y la corriente 10 de baja presión se mezclan en el EYE y salen en forma líquida a una presión intermedia y temperatura ambiente, condiciones requeridas por el agua producto (corriente Ap). El agua que sale del EYE pasa a una columna barométrica (CB1) y luego al depósito de agua producto (DAP), de donde la bomba B3 toma el fluido que activa o hace funcionar el EYE. La aplicación que tiene este eyector en el subproceso de extracción y adecuación del agua producto, es la de condensar un vapor que se encuentra a baja presión y temperatura con la finalidad de llevarlo a las condiciones ambientales.

El sistema propuesto presenta una serie de características que aprovechan al máximo la compatibilidad que hay entre los procesos de desalinización por evaporación súbita con el de enfriamiento por absorción:

- Aprovechar la presión del absorbedor del subproceso de enfriamiento por absorción para potencializar la desalinización, con bajo consumo energético.
- Mayor integración energética interna al aprovechar el calor de absorción y condensación del subproceso de enfriamiento por absorción para calentar el agua de mar. Al utilizar el agua de mar para enfriar al absorbedor y condensador se elimina la torre de enfriamiento, reduciendo la inversión inicial y costo de operación y mantenimiento, obteniéndose una máquina más compacta.
- Manajando tres niveles de presión o una presión mayor en el absorbedor con un ciclo abierto en el subproceso de enfriamiento, se incrementa la eficiencia de este subproceso, sin afectar significativamente el subproceso de desalinización.
- Integración de un campo de colectores solares que primeramente activa al subproceso de enfriamiento por absorción y posteriormente calienta al agua de mar a desalar. Con lo anterior el fluido caloportador regresa al campo de colectores a una menor temperatura, obteniéndose con ello una operación de mayor eficiencia.
- Se utiliza una configuración del sistema que permite utilizar un alto flujo de agua de mar para el enfriamiento del absorbedor y condensador, además, al utilizar un divisor de corrientes se tiene en flujo de agua optimizado para la generación de vapor de agua de mar. Con lo anterior se logra un efectivo retiro de calor del subproceso de enfriamiento por absorción y el mínimo de consumo de energía en la desalinización, calentando menos flujo de agua de mar y utilizando un intercambiador de calor más compacto.
- Obtención de enfriamiento y desalinización convirtiendo un ciclo cerrado en un ciclo abierto con el mínimo de componentes del sistema, reduciendo la inversión inicial.
- Integra componentes pasivos como eyecto condensadores barométricos para conservar el vacío del sistema de absorción y acondicionar el agua producto sin incrementar el consumo energético.
- Presenta bajo impacto ambiental debido a que se activa con energía solar térmica, se propone una configuración donde la salmuera es diluida antes de retornar al mar, se utilizan fluidos de trabajo con nulo aporte al calentamiento global (GWP) y deterioro de la capa de ozono (ODP) y al no utilizar la torre de enfriamiento se eliminan los productos químicos del tratamiento de agua.

### 3.1.2. Metodología de estudio

En la figura 3.2 se muestra el diagrama de la metodología general para la generación de la propuesta tecnológica y el procedimiento de simulación en Aspen Plus, mediante el cual se realizó el estudio para mostrar la viabilidad técnica del sistema bajo diferentes condiciones de operación. Una vez generada la propuesta tecnológica y decidir usar el software Aspen Plus, fue necesario ver en Aspen Plus cuáles eran los módulos más adecuados, definir las variables de diseño, establecer el tipo de propiedades a calcular, determinar las variables críticas y explorar el comportamiento operativo para encontrar las mejores condiciones de operación y dimensionamiento del sistema. Se estudió en forma especial las variables que tienen un efecto directo en la capacidad y eficiencia.

Para realizar la simulación en Aspen Plus, cuando se tienen corrientes de recirculación en el sistema, resulta crítico definir e inicializar las variables iterativas del block de convergencia, las cuales definen el procedimiento de cálculo iterativo y por consecuencia la solución final de cada simulación del estudio paramétrico. Para realizar la simulación del comportamiento operativo del sistema se asumen las siguientes consideraciones:

- El sistema de enfriamiento y desalinización por absorción opera en estado estable, por lo cual el vapor generado en la evaporación súbita 22 debe ser igual a la corriente de agua producto 7.
- La solución de  $LiBr/H_2O$  es homogénea y está en equilibrio.
- La alta presión del sistema es la presión de saturación correspondiente a la temperatura de refrigerante a la salida del CON y es igual a la presión en el GEN.
- La presión del absorbedor (presión media) es la presión de saturación correspondiente a la temperatura de la solución diluida (1) en la salida del absorbedor.
- La presión baja en el EVA se estableció como la presión de saturación del vapor refrigerante a  $1.2\text{ }^{\circ}C$  permitiendo tener gradiente de temperatura con el agua fría (18) y poder llevarla hasta los  $7\text{ }^{\circ}C$  que se requieren en una aplicación de aire acondicionado.
- Los flujos de diseño de los circuitos externos del sistema se consideraron de acuerdo al standard AHRI (AHRI, 2000).
- El proceso de expansión de los fluidos al pasar por las válvulas del sistema se considera isoentálpico. Fuera de lo especificado el sistema se considera adiabático.

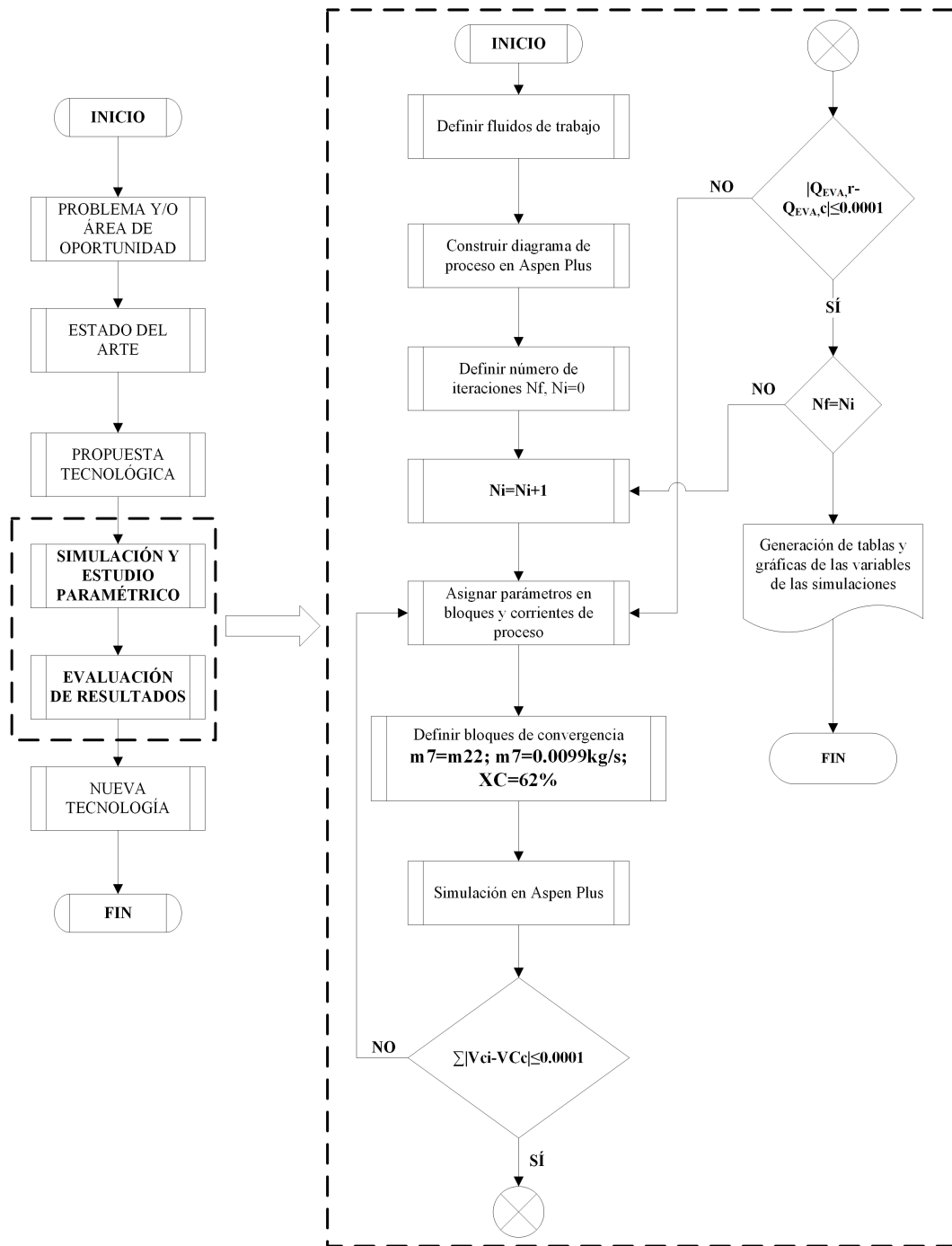


Figura 3.2: Diagrama de la metodología general y del procedimiento de simulación en Aspen Plus.

- Los equipos; GEN, EVA, CON y ABS trabajan en condiciones de saturación y la caída de presión en los equipos y tuberías es despreciable.

Para evaluar y comparar el subproceso de enfriamiento y desalinización por absorción bajo diferentes condiciones de operación y con otras tecnologías, se utilizan los siguientes indicadores: El proceso de refrigeración por absorción se evalúa a través del Coeficiente de Operación (COP).

$$COP = \frac{Q_{EVA}}{Q_{GEN}} \quad (3.1)$$

Debido a la similitud del principio operativo de la desalinización de múltiple etapa y el proceso de desalinización del sistema propuesto, la sección de desalinización es evaluada con la relación de flujo (RR) y la relación de producción de agua pura (R) (Zheng, 2017a).

$$RR = \frac{m_{23}}{m_{19}} \quad (3.2)$$

$$R = \frac{T_{21} - T_{22}}{T_{21} - T_{19}} \quad (3.3)$$

### 3.1.3. Validación de la simulación

La simulación del sistema de enfriamiento y desalinización MED por absorción se hizo con el software Aspen Plus. Este simulador es muy utilizado en procesos químicos y de transferencia de calor y masa, debido a que tiene una amplia base de datos y correlaciones experimentales que permiten calcular propiedades termodinámicas de fluidos puros y mezclas, además de disponer de múltiples equipos para diferentes aplicaciones industriales que ya fueron validados. Aunado a lo anterior se realizó una validación de la simulación por separado; 1) el subproceso de enfriamiento y 2) el subproceso de desalinización de una FLASH y una MED. Para la parte 1) se utilizaron los resultados experimentales presentados por (Florides y cols., 2003) y para la parte 2) se hizo una comparación con los resultados experimentales reportados por (Kahraman y Cengel, 2005) y (Palenzuela y cols., 2014), respectivamente.

Como se puede observar en la Tabla 3.1, los resultados de la simulación tienen una desviación con respecto a los resultados experimentales menor al 0.3 %, por lo que se considera que la simulación de los procesos de absorción  $LiBr/H_2O$  en Aspen Plus es satisfactoria. En la Tabla 3.2 se muestran los resultados de la simulación de una MED y se destaca que la desviación más grande, se presentó en la concentración del agua de mar siendo

Tabla 3.1: Validación de la simulación del subproceso de absorción

Intercambiadores de calor	Transferencia de calor (Watts)			Temperatura de salida °C		
	<i>Florides et al. (2003)</i>	<i>Aspen Plus</i>	Error %	<i>Florides et al. (2003)</i>	<i>Aspen Plus</i>	Error %
<b>Generador</b>	1,350	1,350.5	-0.022	88	87.98	-0.02
<b>Condensador</b>	1,070	1,070.2	-0.018	28.50	28.50	0.00
<b>Evaporador</b>	1,000	1,000.0	0.000	11	11.01	-0.09
<b>Absorbedor</b>	1,280	1,280.3	-0.023	31	31.09	-0.29
<b>COP</b>	0.74074	0.74046	0.037			

de 1.61 %. En la Figura 3.3 se presenta la comparación de la simulación con los resultados experimentales presentados por Palenzuela y cols., (2014). Se concluye que Aspen Plus es una de las mejores formas para realizar el estudio teórico de la propuesta tecnológica. Esta validación es válida para las propuestas tecnológicas mostradas en las secciones 3.3 y 3.2, debido a que presentan procesos similares a los que se están validando en esta sección.

Tabla 3.2: Validación del proceso de desalinización del agua de mar en AspenPlus

Parámetros	<i>Kahraman and Cengel, 2005</i>	<i>Aspen Plus</i>	<i>Error %</i>
Descarga de agua de mar [kg/s]	1,589	1,589.00	0.00
Temp. descarga de agua de mar [K]	308	316.94	-2.90
Agua producto [kg/s]	272	271.24	-0.28
Temp. del agua producto [K]	308	314.50	-2.11
Concentración de la salmuera [ppm]	70,093	70,025.50	0.10
Flujo másico de la salmuera [kg/s]	536	536.72	-0.14
Temp. de la salmuera [K]	308	314.93	-2.25

### 3.1.4. Análisis y discusión de resultados

La operación del sistema de enfriamiento y desalinización por absorción está sujeta a las intermitencias del recurso solar, a la variación de temperatura del agua de mar y a la demanda de enfriamiento. Por lo anterior, la viabilidad técnica o comportamiento operativo del sistema se realizó estudiando; 1) el efecto que tiene el agua de mar al ser utilizada como medio de enfriamiento y su repercusión en los indicadores COP, R y RR, así como en las presiones internas del sistema cuando se presentan cambios en la concentración de la solución  $LiBr/H_2O$  y en el potencial de hacer absorción con un tercer nivel de presión y 2) la operación del sistema bajo diferentes temperaturas del fluido de activación (energía solar

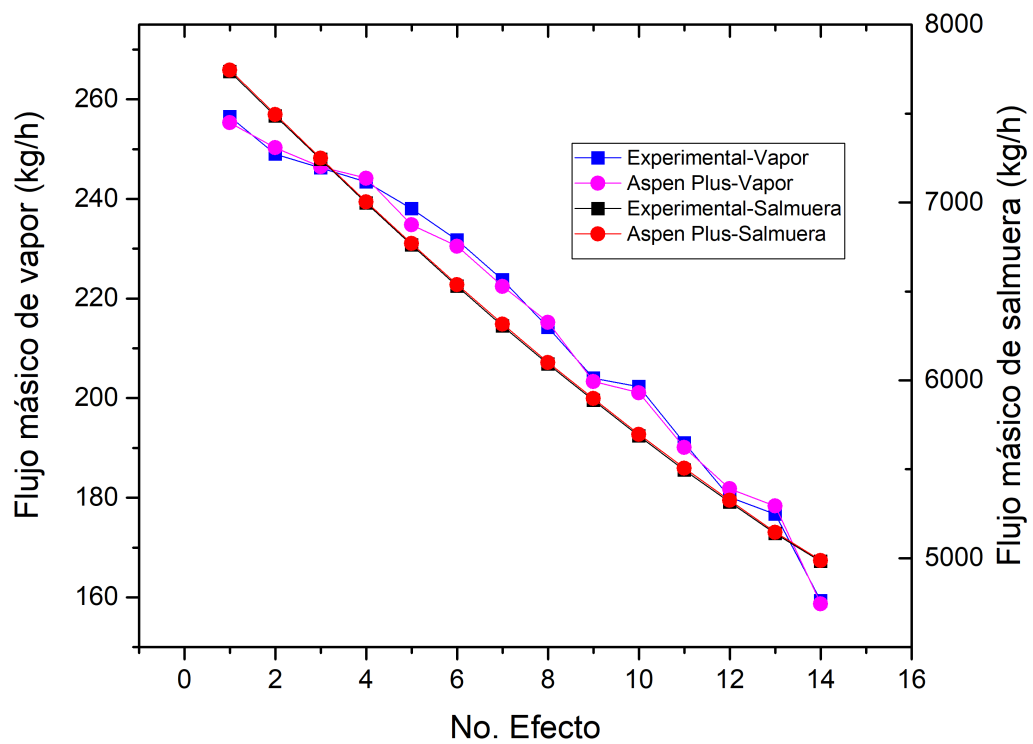


Figura 3.3: Comparación de la simulación con los resultados experimentales presentados por Palenzuela y cols., (2014).

térmica) y de agua fría, con el objetivo de establecer las condiciones de diseño.

Buscando favorecer el proceso de absorción se establecieron tres niveles de presión; siendo las presiones de alta, media y baja las del condensador/generador, absorbedor y evaporador respectivamente. Acorde a la metodología descrita, se realizó el diagrama de proceso en Aspen Plus (Fig. 3.4), donde se muestran todas las corrientes y componentes utilizados. Se consideró una temperatura de aproximación de  $5^{\circ}C$  entre la temperatura del agua de mar entrante al absorbedor (13) con respecto a la temperatura de la solución diluida (1) y entre la temperatura de agua de mar entrante al condensador (15) con respecto a la corriente condensada (8).

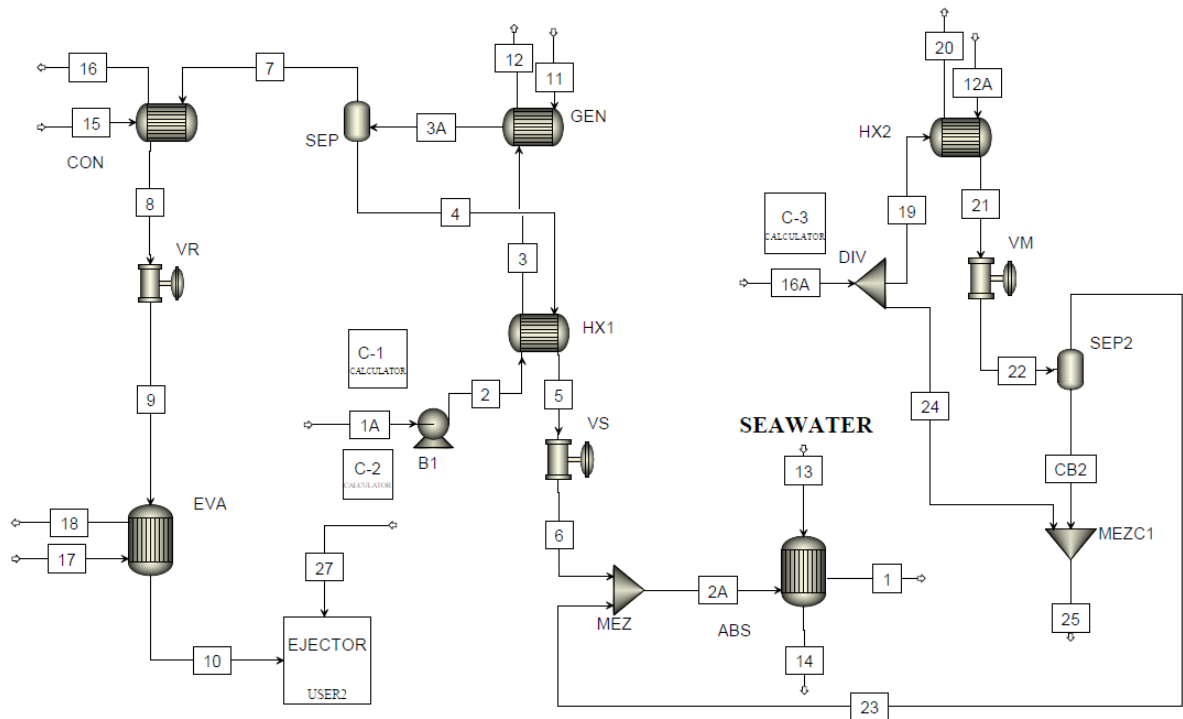


Figura 3.4: Diagrama del sistema de enfriamiento y desalinización por absorción en Aspen Plus.

Con el propósito de evaluar el comportamiento de la máquina propuesta bajo diferentes condiciones de agua de mar (dependiendo de la zona costera), en la figura 3.5 se muestra el comportamiento de la eficiencia y las variables internas (concentración y flujo de solución diluida) para una capacidad de enfriamiento de 23 kW, una temperatura de activación de  $95^{\circ}C$ , una presión en el evaporador de 0.67 kPa (aplicación de aire acondicionado) y una concentración de solución fuerte de 62 % de LiBr a la salida del generador, con la

cual se asegura no tener cristalización.. En la figura 4 se puede observar que conforme va disminuyendo la concentración de la solución débil, el COP incrementa y toma valores superiores a los reportados en sistemas de absorción de simple efecto convencionales (COP=0.72) (Kim y Infante Ferreira, 2009) (Gomri, 2010), por ejemplo, utilizando agua de mar a  $20^{\circ}C$  y una concentración de solución diluida al 50 %, la máquina propuesta presenta una eficiencia de 23.8 % mayor al ciclo convencional. Lo anterior es debido a que se incrementó la presión en el absorbedor, teniendo como resultado una disminución en la concentración de la solución diluida a la salida del absorbedor, ya que se favorece el proceso de absorción. Por lo anterior la solución entra al generador con una mayor disponibilidad de refrigerante y al tener fija la concentración de la solución fuerte y la capacidad de la máquina, el flujo de solución débil disminuye (manejando una menor cantidad de fluido de trabajo) provocando con ello el incremento de eficiencia. La presión en el absorbedor tiene una relación directa con el medio de enfriamiento (temperatura de agua de mar), ya que como se mencionó anteriormente, definiendo una temperatura de aproximación de  $5^{\circ}C$  en el absorbedor, automáticamente se fija la temperatura de saturación de la solución y al establecer su concentración, se encuentra directamente la presión de trabajo. Al incrementar la presión en el absorbedor se tiene un menor diferencial de presión entre el absorbedor y generador, requiriendo una bomba de solución de menor capacidad, con lo cual se consume menos energía. Las presiones del absorbedor de la figura 3.5 se presentan en la figura 3.6a.

En la figura 3.6 se muestra el efecto que tiene la temperatura de agua de mar en la presión del absorbedor y del generador/condensador. Se puede observar que conforme aumenta la temperatura de agua de mar, es necesario diseñar la máquina con mayor presión en el absorbedor y generador/condensador. Si analizamos los resultados en el absorbedor, se tiene una mayor eficiencia al disminuir la concentración como se comentó anteriormente, sin embargo, el sistema puede operar a una menor presión, sacrificando un poco la eficiencia. Por ejemplo, con una temperatura de agua de mar de  $35^{\circ}C$  y una concentración del 50 % se tiene un COP de 0.845 y este disminuye en un promedio del 0.15 % por cada 1 % que incremente la concentración de la solución diluida. El incremento de la temperatura del agua de mar tiene un efecto negativo en el dimensionamiento del generador, ya que como se observa en la figura 3.6b al aumentar la presión, se incrementa el punto de ebullición ( $T_{GEN}$ ) de la solución y esto hace que se tenga un menor gradiente de temperatura entre el fluido de activación y la solución de *LiBr/H<sub>2</sub>O*, provocando con un mayor requerimiento de área de intercambio de calor. Por lo anterior, para favorecer los procesos de absorción y transferencia de calor, se recomienda diseñar la máquina incrementando la presión en el

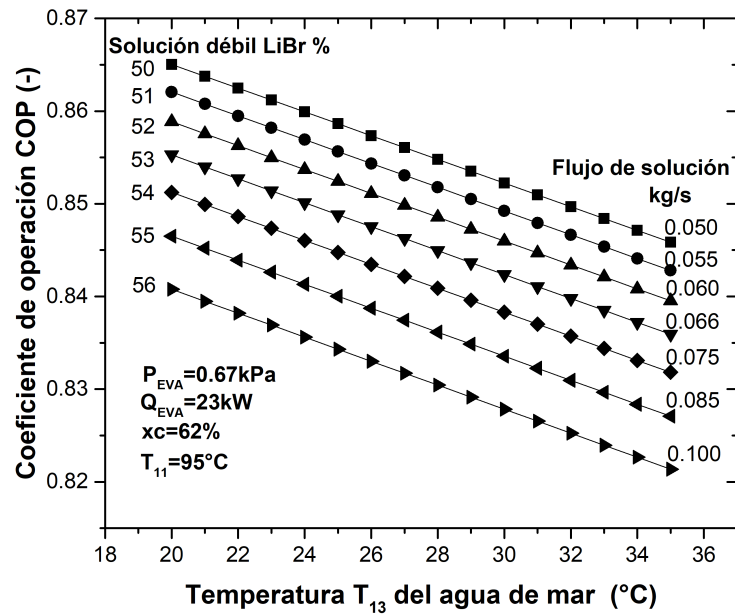


Figura 3.5: Coeficiente de operación (COP) del sistema bajo diferentes temperaturas de enfriamiento, concentración y flujo de la solución de trabajo.

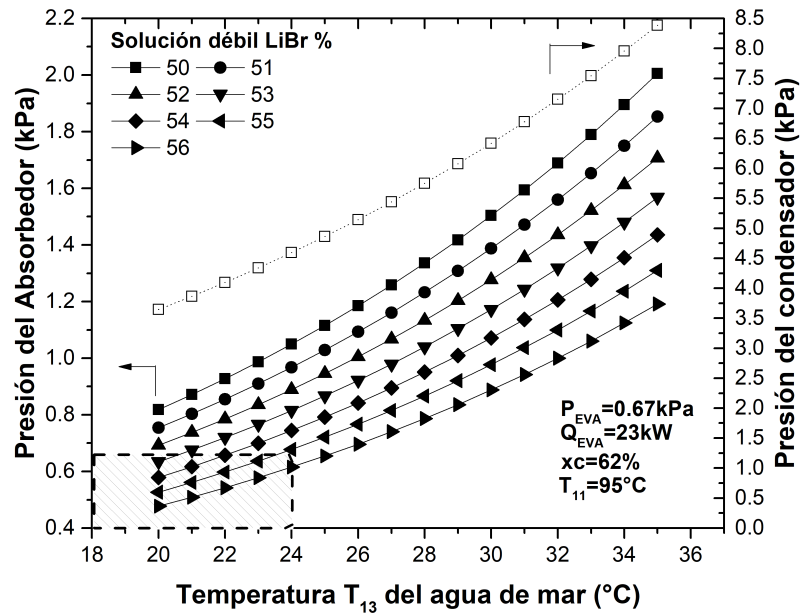
absorbedor y disminuyendo la presión en el generador dentro de lo permitido por el agua de mar. Cabe comentar que para una condición de operación del generador/condensador, el absorbedor puede operar con diferentes niveles de presión y concentración.

Es importante resaltar que cuando se tienen temperaturas de agua de mar de  $20\text{-}24^{\circ}\text{C}$  (zona sombreada Fig. 3.6a) y se utilizan concentraciones de solución diluida de 53-56 %, la presión del absorbedor es menor que la del evaporador. Esto es posible ya que el sistema propuesto separa al evaporador y absorbedor pudiendo manejar tres niveles de presión. Lo anterior es una ventaja, ya que en un sistema convencional no es posible manejar en el evaporador esos niveles de presión, ya que se puede presentar congelamiento. El estudio demostró que es posible trabajar en el absorbedor a presiones más bajas que en el evaporador, pero se recomienda tener cuidado con la cristalización de la solución. Cuando la máquina se instale en lugares con temperatura de agua de mar menores a  $24^{\circ}\text{C}$ , se tiene la opción de usar una configuración del sistema donde se recircule parte del agua de enfriamiento saliente del absorbedor, de tal forma que se ajuste la temperatura a los niveles deseados o donde se favorezca el proceso de absorción.

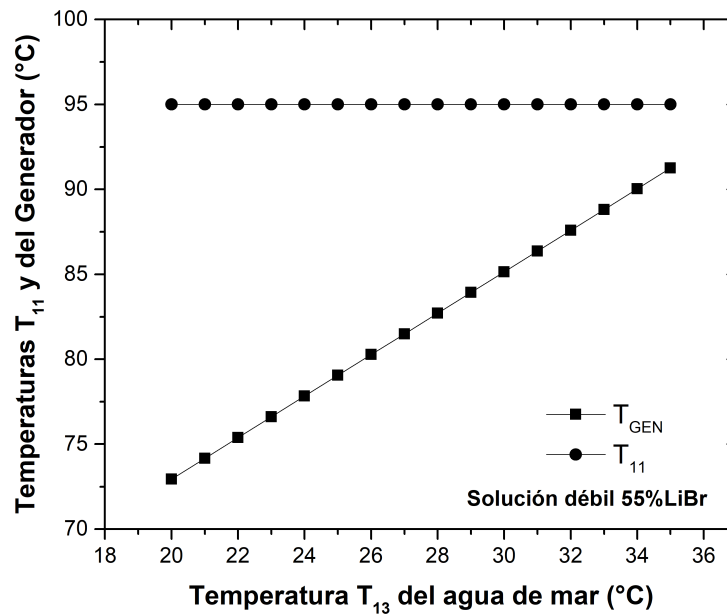
Por lo anteriormente discutido, si comparamos el sistema de enfriamiento propuesto contra el sistema con torre de enfriamiento en climas húmedos y temperaturas mayores a  $40\text{ }^{\circ}\text{C}$ , la tecnología propuesta presenta claras ventajas y es la razón por la que se tienen incrementos en el COP de hasta 22.8 %, comparado con un sistema convencional que reporta máximo un COP de 0.7, sin considerar que adicionalmente se obtiene la desalinización de agua de mar.

En las figuras 3.7a y 3.7b, utilizando los indicadores R y RR, se analizan las diferentes condiciones de operación del subsistema de desalinización y su interacción con el subsistema de enfriamiento, para diferentes temperaturas de agua de mar. En la figura 3.7a, se puede observar que conforme incrementa la temperatura de agua de mar (13), el indicador RR disminuye, lo cual es debido a que al aumentar la presión en el absorbedor se disminuye la caída de presión en la válvula de expansión VM, provocando un menor flasheo y una mayor temperatura en el agua de mar (22). Al mantener la capacidad de enfriamiento constante y una temperatura de aproximación de  $15^{\circ}\text{C}$  entre el fluido saliente del generador (12) y el agua de mar que sale del intercambiador HX2 (21), es necesario incrementar el flujo de la corriente (19) para mantener constante el flujo de vapor que entra al absorbedor (23) y no desequilibrar al subproceso de enfriamiento. Por lo anterior, al incrementar el agua de mar (19) y mantener constante el flujo de agua producto (23) el RR disminuye. Este indicador no tiene gran influencia en el diseño de la máquina propuesta, ya que para incrementar el flujo de agua de mar (19) sólo es necesario manipular el divisor de corrientes, sin requerir hacer algún otro cambio.

La relación de producción de agua (R) tiene una tendencia a incrementar conforme aumenta la temperatura de agua de mar (13). Lo anterior se debe al incremento en la temperatura de la corriente 19, como se puede apreciar en la figura 3.7b. Como consecuencia de lo anterior y observando la misma figura 6b, en el subsistema de desalinización, conforme aumenta la temperatura de agua de mar y manteniendo constante la temperatura de la corriente 21, se requiere menos servicios de calentamientos externos ( $Q_{HX2}$ ). Resultando una máquina con un intercambiador de calor HX2 y un campo de colectores solares CS más pequeño. Sin embargo, al tener acoplado el subproceso de enfriamiento y subproceso de desalinización e incrementar la presión en el absorbedor, como ya se mencionó anteriormente, disminuye el proceso de expansión en la válvula VM, provocando un incremento en la temperatura de la corriente 22 (ver figura 3.7b), lo cual tiende a disminuir el indicador R. Con el estudio operativo se encontró que el incremento en la temperatura



(a)



(b)

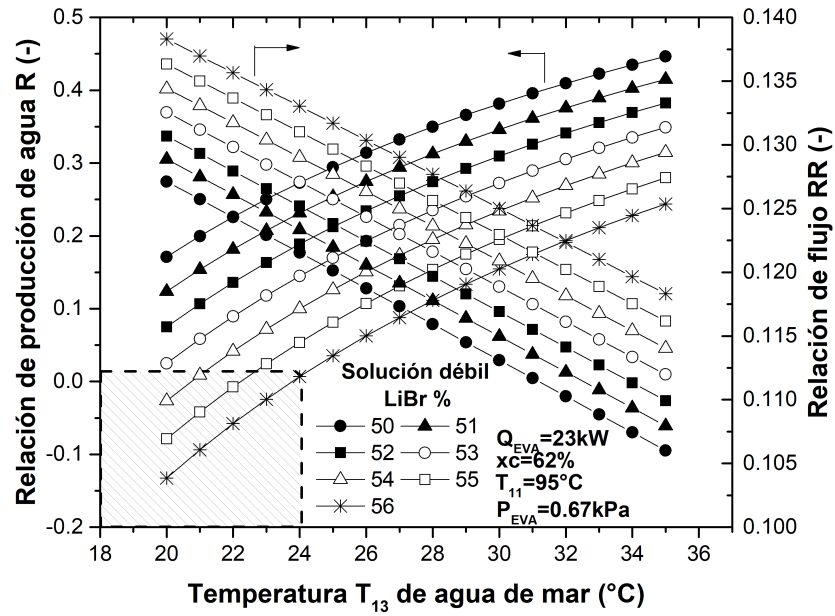
Figura 3.6: Presión alta y baja del sistema bajo diferentes temperaturas de enfriamiento y concentración.

de la corriente 19 beneficia al indicador R, pero el incremento en la presión del absorbedor provocado por el aumento de la temperatura de agua de mar perjudica dicho indicador, sin embargo los resultados muestran que el efecto positivo predomina y hace que incremente el indicador R.

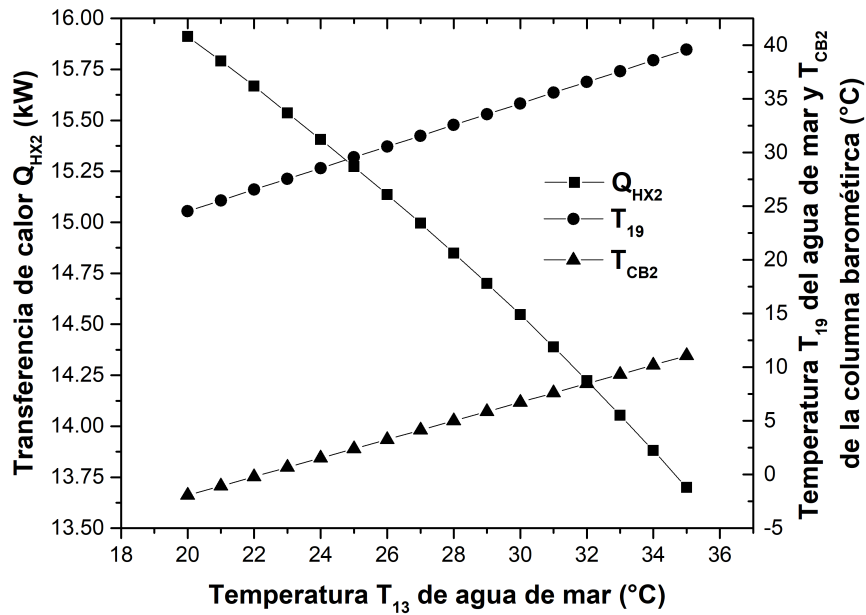
Para una aplicación dada, donde se tenga una temperatura de agua de mar fija, la figura 3.7a muestra que el proceso de desalinización tiene un mayor indicador R conforme la máquina se diseña para trabajar con una menor concentración de la solución diluida. Lo cual coincide con el subproceso de enfriamiento que obtiene un mayor COP con bajos niveles de concentración de la solución diluida.

Debido a la variabilidad e intermitencia del recurso solar, resulta de especial interés analizar el comportamiento de la eficiencia (COP) y las variables internas de la tecnología propuesta. Variando la temperatura de activación ( $T_{11}$ ) y manteniendo una capacidad de enfriamiento constante, en la figura 3.8a se puede observar que el COP aumenta hasta un punto máximo y luego cae ligeramente conforme se incrementa la temperatura de activación. Lo anterior es debido a que el flujo másico y temperatura de la solución débil disminuye y aumenta respectivamente, provocando el decaimiento del calor adicionado al generador como se muestra en la figura 3.8b. También se observa en la figura 3.8a que conforme se va disminuyendo la concentración de la solución débil se tiene una mayor eficiencia del sistema, lo cual coincide con lo comentado anteriormente.

Después de haber hecho el análisis operativo para mostrar la viabilidad técnica de la tecnología propuesta, en la Tabla 3.3 se muestra el resumen de las propiedades de todas las corrientes del sistema para una condición donde se dispone de una temperatura de agua de mar de  $27\text{ }^{\circ}\text{C}$  y una capacidad de enfriamiento de 23 kW. En la Tabla 3.4 se muestran los indicadores del sistema de enfriamiento y desalinización y la cantidad de agua producto, así como la transferencia de calor en cada uno de los componentes. Se producen 838 L/día, suficientes para satisfacer las necesidades de una familia de hasta 7 personas, según la Organización Mundial de la Salud (OMS) (Howard and Bartram, 2003).

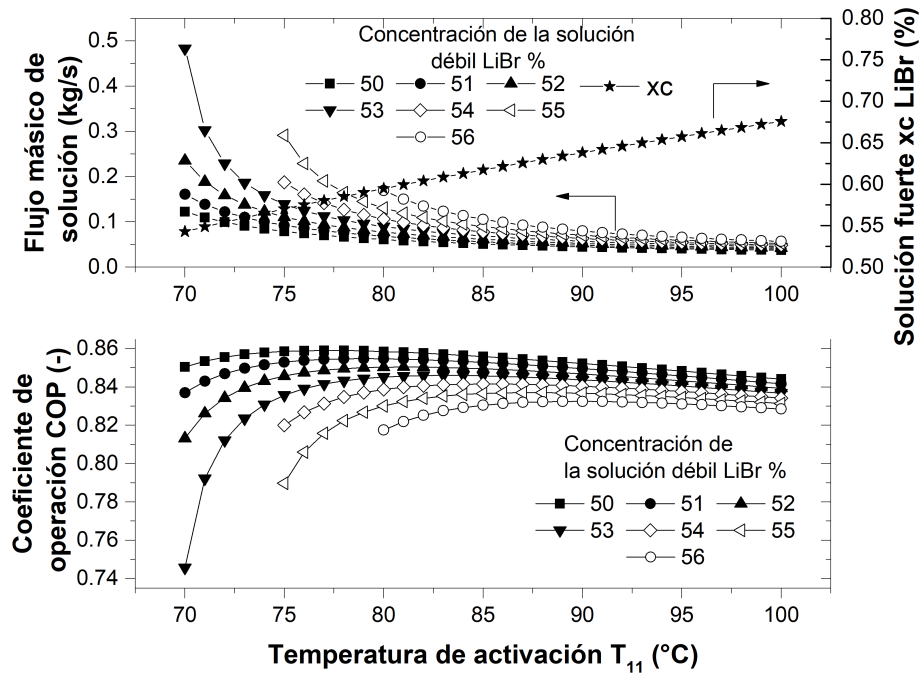


(a)

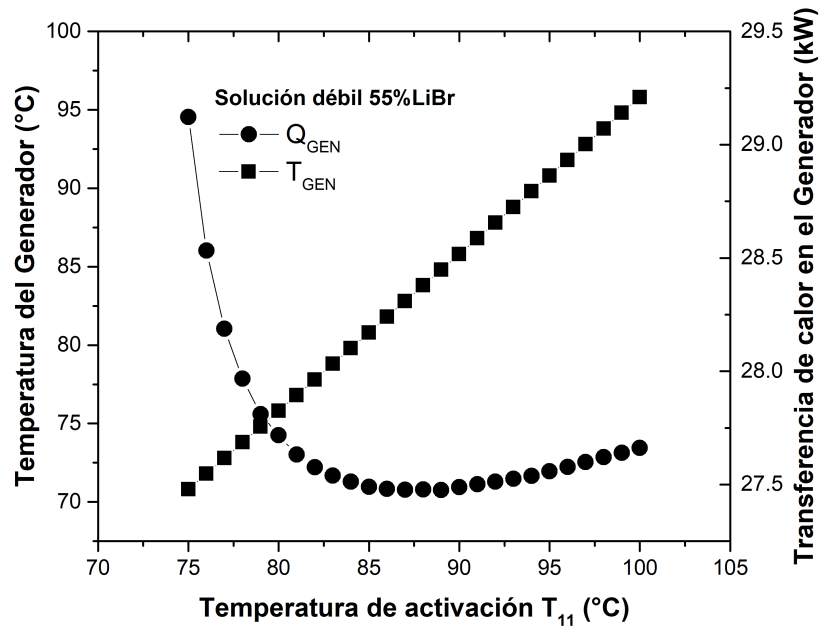


(b)

Figura 3.7: Indicadores del subsistema de desalinización bajo diferentes temperaturas de enfriamiento y concentración.



(a)



(b)

Figura 3.8: Influencia de la temperatura de activación en el COP, en el flujo de solución y concentración de la solución fuerte.  $Q_{EVA} = 23kW$ ,  $T_{13} = 27°C$ ,  $P_{EVA} = 0.67kPa$ ,  $P_{CON/GEN} = 5.44kPa$ ,  $P_{ABS} = 1.1kPa$ ,  $X_1 = 55\%$ .

Tabla 3.3: Propiedades de las corrientes del sistema de enfriamiento y desalinización por absorción  $LiBr/H_2O$  bajo la condición final de diseño.

Corriente	Fluido	Presión kPa	Temperatura °C	Entalpía kJ/kg	Flujo másico kg/sec	X % (ppm)
1	$LiBr/H_2O$	1.16	32.00	-10056.7	0.0805	51
2	$LiBr/H_2O$	5.44	32.00	-10056.7	0.0805	51
3	$LiBr/H_2O$	5.44	60.34	-995.3	0.0805	51
4	$LiBr/H_2O$	5.44	72.79	-9153.3	0.0707	58
5	$LiBr/H_2O$	5.44	36.98	-9223.2	0.0707	58
6	$LiBr/H_2O$	1.16	46.19	-9223.2	0.0707	58
7	$H_2O$	5.44	72.79	-13343.4	0.0097	0
8	$H_2O$	5.44	34.32	-15836.9	0.0097	0
9	$H_2O$	0.67	1.19	-15836.9	0.0097	0
10	$H_2O$	0.67	1.19	-13477.6	0.0097	0
11	$H_2O$	200	77.00	-15658.3	1.611	0
12	$H_2O$	200	73.00	-15675	1.611	0
13	Agua de mar	200	27.00	-15530.7	2.700	(35,000)
14	Agua de mar	200	29.32	-15521.2	2.700	(35,000)
15	Agua de mar	200	29.32	-15521.2	2.700	(35,000)
16	Agua de mar	200	31.50	-15512.2	2.700	(35,000)
17	$H_2O$	200	12.00	-15930.3	1.111	0
18	$H_2O$	200	7.06	-15951	1.111	0
19	Agua de mar	200	31.50	-15512.2	0.1203	(35,000)
20	$H_2O$	200	71.07	-15683	1.611	0
21	Agua de mar	200	58.01	-15403.2	0.1203	(35,000)
22	Agua de mar	1.16	9.26	-15403.2	0.1203	(35,000)
23	$H_2O$	1.16	9.26	-13462.3	0.0097	0
24	Agua de mar	200	31.50	-15512.2	2.579	(35,000)
25	Agua de mar	101.38	30.61	-15499	2.6902	(35,100)
BC2	Salmuera	1.16	9.26	-15574.1	0.1105	(38,000)

Tabla 3.4: Evaluación energética del sistema de enfriamiento y desalinización por absorción  $LiBe/H_2O$ , bajo condiciones de diseño finales.

COMPONENTES	ENTRADAS (kW)	SALIDAS (kW)	INTEGRACIÓN ENERGÉTICA (kW)
GENERADOR	26.92		
CONDENSADOR		24.31	
ABSORBEDOR		25.73	
HX1			4.94
EVAPORADOR	23.08		
HX2			13.11
SP	0.000461		
<b>TOTAL</b>	<b>50</b>	<b>50.04</b>	<b>18.05</b>
<b>COP</b>	<b>0.86</b>	<b>Coficiente de operación</b>	
<b>Agua producto</b>	<b>838 L/día</b>	<b>Producción diaria</b>	
<b>RR</b>	<b>0.08</b>	<b>Relación de flujo</b>	
<b>R</b>	<b>1.84</b>	<b>Relación de producción</b>	

## 3.2. Sistema de enfriamiento y desalinización FLASH/MED por absorción termosolar (SEDAT2)

En esta sección se realiza el estudio operativo del sistema de enfriamiento y desalinización FLASH/MED por absorción termosolar en donde debido a la configuración y condiciones de operación propuestas, se tiene una alta integración energética y másica interna.

### 3.2.1. Descripción del sistema

Aprovechando las características operativas que tienen los sistemas de enfriamiento por absorción de simple efecto  $LiBr/H_2O$  y los procesos de desalinización FLASH/MED, en la figura 3.9, se presenta un sistema que está compuesto por un subproceso de enfriamiento por absorción, un subproceso de desalinización y un subproceso de extracción y acondicionamiento del agua producto.

El circuito de solución  $LiBr/H_2O$ , del subproceso de enfriamiento por absorción, está compuesto igual que el mostrado propuesta SEDAT1, pero la operación no es exactamente la misma. La principal diferencia es que el vapor de agua (7) que sale del generador (GEN), pasa al último efecto de la MED del subproceso de desalinización y al intercambiar calor latente con la salmuera de este último efecto, se condensa y se mezcla con el agua producto de la MED. Una vez mezclados y en equilibrio térmico sale de la MED (8) y pasa por la válvula de tres vías de refrigeración (V3RV) en donde se puede dividir su flujo dependiendo de la capacidad de enfriamiento. La corriente (8B) es succionada por la bomba (B4) para incorporarla al depósito de agua producto (DAP) a presión atmosférica. La corriente (8A) pasa por la válvula de expansión del refrigerante (VR), donde al disminuir su presión y temperatura queda listo para hacer el efecto de enfriamiento en el evaporador (EVA). El refrigerante, en esta condición recibe calor del agua que se requiere enfriar y se convierte en vapor. El vapor (10) que sale del EVA pasa al subproceso de extracción y adecuación de agua producto.

El subproceso de desalinización utiliza el agua de mar (14), que es succionada por la bomba (B2) y aprovechada para enfriar el ABS y condensar el vapor generado en el último efecto de la MED. Posteriormente el agua de mar (15) sale y pasa por la válvula de tres vías (V3V1), con el objetivo de reducir el flujo en la corriente (16). Dicha corriente es calentada por el fluido caloportador de los colectores solares (CS) en el intercambiador de

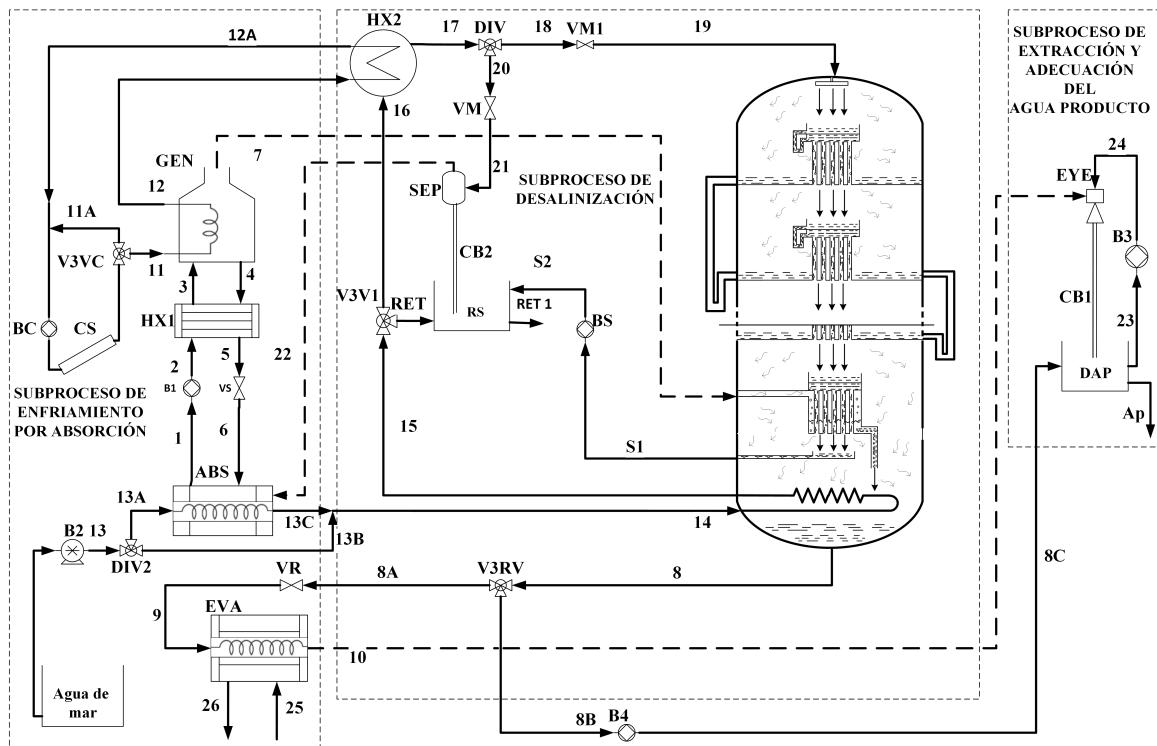


Figura 3.9: Diagrama del sistema de enfriamiento y desalinización FLASH/MED por absorción termosolar (SEDAT2).

calor (HX2). Posteriormente pasa por la válvula de tres vías (DIV) que se encarga de separar la corriente (17) y utilizar una parte en el proceso de desalinización MED (18) y la otra en el proceso de evaporación súbita FLASH (20). La corriente 20 pasa por la válvula de expansión de agua de mar (VM), donde se obtiene la corriente (21) en dos fases (líquido/vapor). La corriente bifásica 21 entra al separador barométrico de fases (SEP) y el vapor saliente (22) es introducido al subproceso de enfriamiento por absorción, donde se realiza la absorción correspondiente. El líquido que sale del SEP, cae a una columna barométrica (CB2) donde hace un sello hidráulico para mantener la presión de vacío y luego pasar al recipiente de salmuera o agua de mar concentrada (RS). En el RS, la corriente CB2 se mezcla con el agua de mar proveniente de la válvula de tres vías (V3V1) (corriente RET) y con la salmuera saliente del proceso de desalinización MED (S2), para disminuir su concentración y poder ser reintegrada al mar (RET1). Por otra parte, la corriente 18 pasa por una válvula de expansión (VM1) donde cae su presión para que la corriente 19 se vaya a dos fases y en esta condición entra al primer efecto de la MED. La parte líquida de la corriente 19 cae en una charola empujando a la salmuera contenida en esta, para que pase por un tubo en U que se comunica con el segundo efecto y que se encuentra a una menor presión. La columna del tubo en U permite que se tenga un sello hidráulico para mantener la diferencia de presión. La salmuera contenida en la charola superior del efecto 2, cae por los tubos de película interna descendente y al tener menor temperatura que el vapor del primer efecto, recibe calor de este y nuevamente se va a dos fases. El vapor del primer efecto de la MED se condensa y sale como agua producto del primer efecto para sumarse al agua producto de los siguientes efectos. El agua producto de cada efecto se comunica con un tubo en U, permitiendo mantener las diferencias de presión en cada efecto. Este proceso se va repitiendo hasta el efecto final, el total de agua producto que llega por los tubos externos en U al último efecto, es llevada al subproceso de enfriamiento por absorción como la corriente (8), mientras que la salmuera (S1) es extraída por la bomba de salmuera (BS) para ser incorporada al recipiente de salmuera (RS). El subproceso de extracción y adecuación del agua producto funciona igual que el presentado en el SEDAT1.

Las características principales del sistema propuesto son:

- Se propone una configuración que permite incrementar la capacidad de enfriamiento y desalinización, debido a que el vapor producido en el generador ingresa a la MED para producir más desalinización y posteriormente adicionarse al agua producto. El agua desalinizada por la MED se incorpora como refrigerante al subproceso de enfriamiento por absorción, y después de producir el efecto de enfriamiento es extraída como agua

producto.

- Se tiene una mayor integración energética interna al utilizar el agua de mar para enfriar al absorbedor y condensar el vapor del último efecto de la MED. Con lo anterior se reducen los servicios externos de enfriamiento y calentamiento del proceso.
- Se ajusta las condiciones de operación de los subprocesos de enfriamiento por absorción y desalinización MED, para su acoplamiento y maximización de la integración energética y másica interna.
- Se elimina el condensador y torre de enfriamiento del subproceso de enfriamiento por absorción, además se modifica el condensador del último efecto de la MED.
- Implementación de elementos pasivos como eyecto-condensadores.
- Para reducir el impacto ambiental que produce la salmuera, se realiza una dilución con las corrientes (RET y CB2) del proceso.

### 3.2.2. Metodología de la simulación

En la figura 3.10 se muestra el diagrama de la metodología general para el desarrollo de la tecnología propuesta y el procedimiento de simulación en Aspen Plus. Una vez generada la propuesta tecnológica y decidido usar el software Aspen Plus, fue necesario ver cuáles eran los módulos más adecuados, definir las variables de diseño, establecer el tipo de propiedades a calcular, determinar las variables críticas y explorar el comportamiento operativo para encontrar las mejores condiciones de operación y dimensionamiento del sistema. Se estudia en forma especial las variables que tienen un efecto directo en la capacidad y eficiencia. Para realizar la simulación en Aspen Plus, cuando se tienen corrientes de recirculación en el sistema, resulta crítico definir e inicializar las variables iterativas del block de convergencia, las cuales definen el procedimiento de cálculo iterativo y por consecuencia la solución final de cada simulación del estudio paramétrico.

Para realizar la simulación del comportamiento operativo del sistema se asumieron las siguientes consideraciones:

- El sistema de enfriamiento y desalinización FLASH/MED por absorción opera en estado estable, por lo cual el vapor generado en la evaporación súbita 22 debe ser igual a la corriente de vapor 7 producido en el GEN. Dicho vapor corresponde al generado por

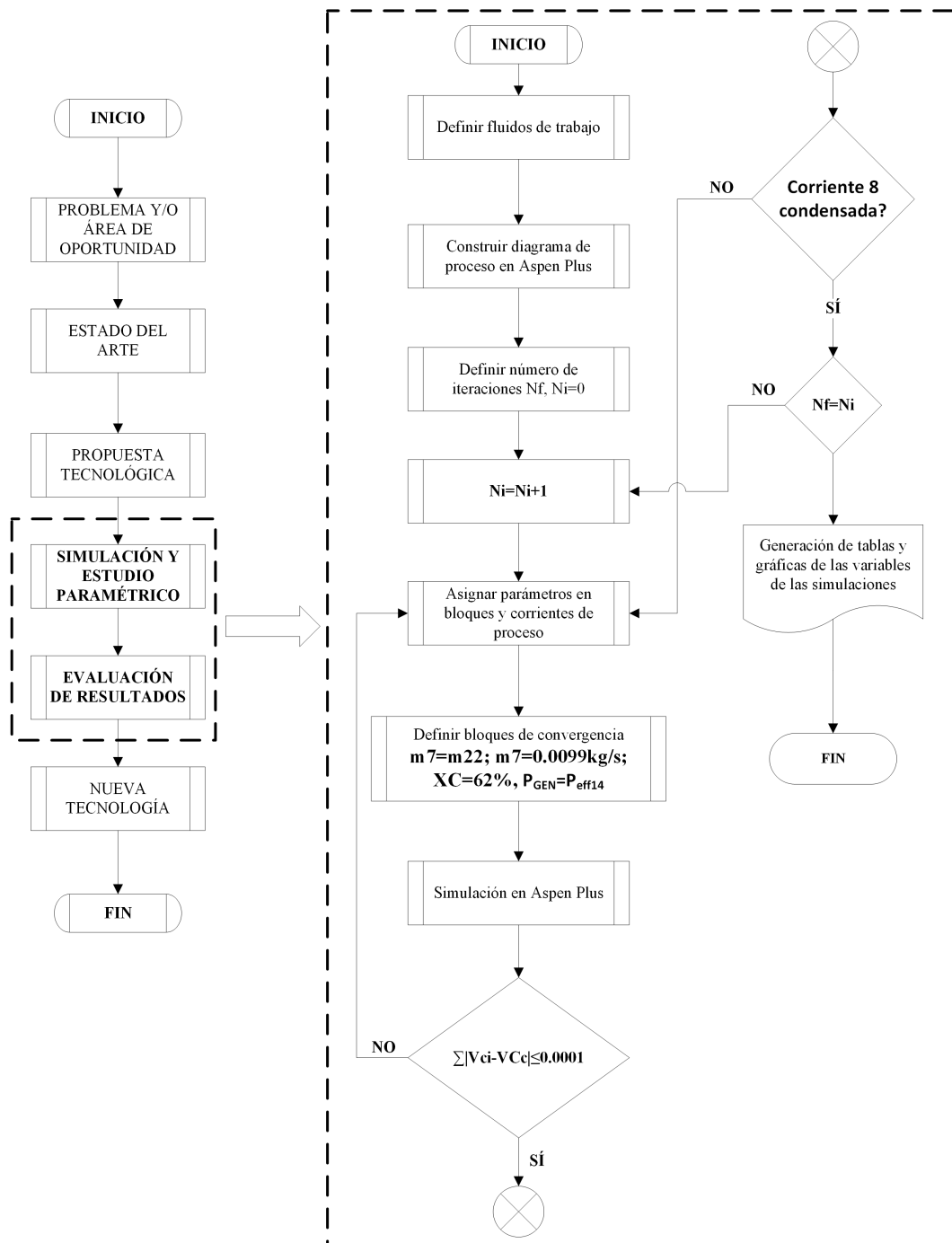


Figura 3.10: Diagrama de la metodología general y del procedimiento de simulación en Aspen Plus del SEDAT2.

una máquina de enfriamiento por absorción convencional de simple efecto  $LiBr/H_2O$  con capacidad de 23 kW.

- La presión en el GEN es la presión de saturación correspondiente a la temperatura del último efecto de la MED. La presión del primer efecto de la MED es la presión correspondiente a una Top Brine Temperature (TBT) de 70 °C.
- La presión del absorbedor es la presión de saturación correspondiente a la temperatura de la solución diluida (1) al 51 % de LiBr en la salida del absorbedor (referencia).
- La presión en el EVA es diferente a la del absorbedor y se estableció como la presión de saturación del vapor refrigerante a 1.2 °C, permitiendo tener gradiente de temperatura con el agua fría (26) y poder llevarla de 12 °C hasta los 7 °C que se requieren en una aplicación de aire acondicionado.
- Se consideró una temperatura de aproximación de 5 °C entre las corrientes (13) y (1) del absorbedor y (14) y (8) del condensador del último efecto de la MED.
- Los flujos máscicos de diseño de los circuitos externos (fluido caloportador, agua de enfriamiento y agua fría) del subproceso de enfriamiento se consideraron de acuerdo al standard AHRI (AHRI, 2000). El flujo de agua de mar  $m_{13A} = 1.5kg/s$ , el fluido caloportador  $m_{11} = 1.611kg/s$  y el flujo de agua fría es variado para mantener una temperatura a la salida del evaporador de 7 °C.
- Se considera que la corriente 8 siempre está condensada, por lo que el flujo de agua de mar  $m_{13}$  es variable.
- Los equipos; GEN, EVA, CON y ABS trabajan en condiciones de saturación y la caída de presión en los equipos y tuberías es despreciable.
- El proceso de expansión de los fluidos al pasar por las válvulas del sistema se considera isoentálpico. Fuera de lo especificado el sistema se considera adiabático.

El subproceso de refrigeración por absorción se evalúa a través del Coeficiente de Operación (COP) del ciclo abierto, este indicador representa la relación de la capacidad de enfriamiento respecto a todo el calor que provoca dicho enfriamiento y se expresa como sigue:

$$COP = \frac{Q_{EVA}}{Q_{GEN} + Q_{HX2}} \quad (3.4)$$

El subproceso de desalinización MED es evaluado con dos indicadores, el Coeficiente de Rendimiento (PR) y la relación de flujo (Recovery Ratio RR) (Zheng, 2017). Es importante destacar que el indicador PR representa una relación de la cantidad de agua producida entre lo que se necesita energéticamente para producirlo, por lo que en este indicador se incluyeron las dos entradas de energía que intervienen en este subproceso. El indicador RR es una relación que representa la cantidad de agua producto respecto al agua de mar suministrada a la MED. Aunque el flujo de vapor 7 no es agua de mar, es un flujo másico que ingresa a la MED y provoca mayor desalinización, por lo tanto, es considerado en este indicador.

$$RR = \frac{m_8}{m_{19} + m_7} \quad (3.5)$$

$$PR = \frac{m_8}{Q_{MED} + (m_7)(2,326 \frac{kJ}{kg})} \left( 2,326 \frac{kJ}{kg} \right) \quad (3.6)$$

La energía aportada por el intercambiador de calor  $Q_{HX2}$  es utilizada para los subprocesos FLASH y MED, por lo que el calor utilizado para la MED puede expresarse como una relación de  $Q_{MED}$  de la siguiente manera:

$$Q_{MED} = \left( \frac{m_{19}}{m_{16}} \right) Q_{HX2} \quad (3.7)$$

El campo de colectores solares debe de satisfacer los requerimientos del GEN y del HX2. El calor de los colectores se expresa de la siguiente forma:

$$Q_{SC} = Q_{GEN} + Q_{HX2} \quad (3.8)$$

### 3.2.3. Análisis y discusión de resultados

El comportamiento operativo del sistema de enfriamiento y desalinización FLASH/MED por absorción depende de las intermitencias del recurso solar, así como del flujo y temperatura del agua de mar. La variabilidad de la energía solar, tiene un impacto directo en la capacidad y eficiencia del campo de colectores solares y se manifiesta directamente en la temperatura del fluido caloportador, provocando diferentes condiciones de operación en el sistema propuesto. Por lo tanto, la viabilidad técnica de la propuesta tecnológica, se evaluó estudiando el efecto que se tiene en los principales indicadores del sistema, al manejar distintas temperaturas de activación y diferentes condiciones de flujo y temperatura del agua de mar. Lo anterior con la finalidad de establecer las condiciones estándar de diseño.

Para evaluar el comportamiento operativo del sistema, se utilizó la temperatura de activación del subsistema de enfriamiento por absorción de 95°C y para el enfriamiento del absorbedor un flujo de agua de mar de 1.5 kg/s con una temperatura de 27 °C (Mejía Mercado y cols., 2014). Se varió el flujo másico de agua de mar (corriente 16) que entra al subproceso de desalinización FLASH/MED y se analizó el impacto de estas variaciones en la transferencia de calor del HX2 y del EVA (capacidad de enfriamiento), en el COP, en la producción de agua y en los indicadores PR y RR de la desalinización.

En la fig. 3.11 se presenta la capacidad de enfriamiento ( $Q_{EVA}$ ) y la eficiencia del subproceso de enfriamiento por absorción (COP) al variar el agua suministrada al subproceso de desalinización (corriente 16). En dicha figura se puede apreciar el fuerte impacto que se tiene en la capacidad de enfriamiento al utilizar el agua producto del subsistema de desalinización como refrigerante. Cabe mencionar, que manipulando el flujo de agua producto por medio de la válvula de tres vías (V3RV), se controla la capacidad de enfriamiento de la máquina propuesta, siendo diferente a los sistemas de enfriamiento convencionales, donde la capacidad de enfriamiento se controla manipulando la adición de calor al generador. Por lo anterior y buscando la máxima capacidad de la tecnología propuesta, el subsistema de enfriamiento por absorción se mantiene a su máxima capacidad.

Al mantener constantes  $T_{11}$ , el flujo de vapor 7 producido en el GEN y la concentración de la solución fuerte al 62 % de LiBr; la transferencia de calor en el GEN no presenta cambios significativos, por lo que el fluido de activación  $T_{12}$  a la salida del GEN permanece constante. Al tener  $T_{12}$  en dichas condiciones y definida una  $T_{aprox}$  en el HX2 de 5 °C, la condición de temperatura  $T_{17}$  del agua de mar a la salida del HX2 permanece invariable, por tanto, al aumentar el flujo 16 la transferencia de calor en HX2 aumenta figura 3.11.

Para reponer el refrigerante retirado en el GEN y así, mantener estable la concentración de la solución diluida en el ABS (corriente 1), es necesario que el vapor suministrado al ABS (corriente 22), sea igual al vapor producido en el GEN. Por otra parte, la caída de presión en la válvula de expansión de la sección Flash (VM) está sujeta a la presión del ABS, la cual no cambia, ya que depende de la temperatura del agua de mar  $T_{13}$  (medio de enfriamiento). Por lo anterior, el flujo de la corriente 20 no presenta cambios, provocando que al aumentar el flujo de agua de mar (corriente 16), el divisor de corrientes (DIV) incremente la corriente 18. Dicha corriente pasa por la válvula de expansión VM1 y baja súbitamente su presión hasta la correspondiente al primer efecto de la MED. Al incrementar el flujo de la corriente 18 y

adicionarse el vapor de la corriente 7 a la MED, aumenta la generación de agua producto (corriente 8) y al utilizarse esta como refrigerante se provoca un significativo incremento en la capacidad de enfriamiento.

Al establecer la presión del generador al mismo nivel de presión que el último efecto de la MED, se aprovecha el calor latente de la corriente 7 para producir mayor cantidad de evaporación de agua y se tiene una integración energética y másica interna que incrementa la desalinización y beneficia sustancialmente la capacidad de enfriamiento, además permite eliminar el condensador de los sistemas de enfriamiento por absorción.

Si bien la transferencia en el HX2 incrementa, el aumento de la capacidad de enfriamiento aunado a que el calor del generador permanece constante suscita a que el COP aumente y presente valores de hasta 8.4 veces mayor que los sistemas convencionales de absorción de simple efecto (COP=0.72) (Kim y Infante Ferreira, 2009) (Gomri, 2010). Con flujos de agua de mar 16 menores a los presentados en la figura 3.11 no hay flujo de agua hacia la MED provocando que no se produzca la desalinización ni el enfriamiento. El divisor de corrientes (DIV2) nos permite manejar un flujo de diseño adecuado en el absorbedor y el flujo de agua de mar necesario para condensar todo el vapor del último efecto de la MED. Con lo anterior se maximiza la capacidad de desalinización y enfriamiento, llevando al máximo el calor transferido en el HX2.

El incremento de agua de mar ( $m_{19}$ ) que ingresa a la MED, provoca un aumento en la producción de vapor del primer efecto de la MED, haciendo que por efecto cascada en todos los efectos de la MED se incremente la producción de vapor; además como se explicó anteriormente, la integración de másica que consiste en llevar el vapor 7 a la MED también incrementa la producción de agua. Si bien, en el cálculo de RR, el agua producida se divide entre la cantidad de agua de mar 19 y el vapor (7), se puede observar que la integración de masa tiene un efecto positivo en este indicador cuando los flujos de agua de mar 19 son bajos. Esto se debe al hecho de que, con una baja producción de agua, la integración másica mencionada anteriormente, representa una gran parte del agua producida por el MED. Sin embargo, a medida que aumenta el flujo de la corriente 19, el flujo de vapor 7 presenta un valor bajo con respecto a la producción de agua. Cuando aumenta el flujo de agua de mar 19, el calor  $Q_{MED}$  aumenta, mientras que el calor agregado al GEN permanece constante. Sin embargo, se puede observar que el aumento en el agua producida, que resulta de la variación de  $m_{16}$ , así como la integración de masa de vapor de la corriente (7), tiene un efecto mayor

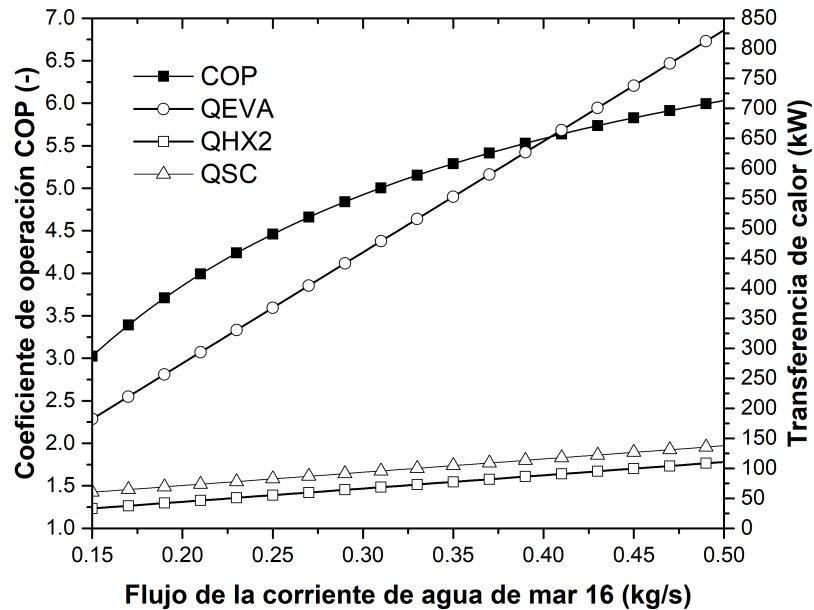


Figura 3.11: Comportamiento del COP del sistema y de los calores transferidos en el evaporador, HX2 y colectores solares

que el aumento de  $Q_{MED}$ . Esto, a su vez, afecta positivamente el indicador de PR.

En la figura 3.13 se muestra el comportamiento de la concentración de la salmuera (S1) de la MED, (CB2) de la FLASH y (RET1) de retorno al mar, bajo diferentes condiciones de flujo de la corriente 16. La concentración de la salmuera (S1) de la MED disminuye conforme se incrementa el flujo m16, ya que a bajos flujos de alimentación de agua de mar se tiene un alto porcentaje de generación de vapor, y disminuye de una forma muy significativa al incrementar dicho flujo. La concentración de la salmuera (CB2) de la FLASH permanece constante, ya que el flujo y condiciones termodinámicas de la corriente 20 que entra al SEP no presentan variaciones y el flujo de vapor que se le retira siempre es la misma cantidad. Por otra parte, la concentración de la salmuera que retorna al mar (corriente RET1) incrementa con el aumento de flujo  $m_{16}$ , esto se debe a que al desviar en el divisor V3V1 una mayor cantidad de flujo por la corriente 16, el agua de mar que va hacia la corriente RET es menor, haciendo que la cantidad de agua disponible para dilución disminuya.

Con respecto a la concentración de la salmuera, hay que cuidar dos aspectos; 1) que no se presenten precipitaciones en los equipos y 2) disminuir al máximo el impacto ambiental

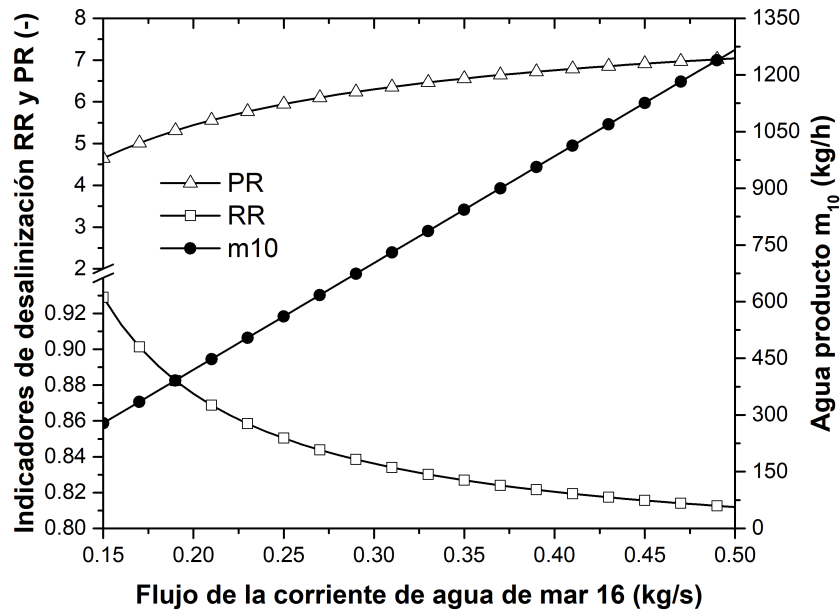


Figura 3.12: Efecto de la variación de agua de mar 16 en la capacidad de agua producto y en los indicadores RR y PR;  $T_{13}=27^{\circ}\text{C}$ ,  $m_{13A}=1.5\text{ kg/s}$ ,  $T_{11}=95^{\circ}\text{C}$ ,  $m_{11}=1.611$ ,  $T_{25}=12^{\circ}\text{C}$

por retornar al mar un fluido muy concentrado. El nivel de concentración de la salmuera en el último efecto de MED (S1) es mayor a 100,000 ppm, por lo que la concentración de la corriente B1, si bien está elevada, de acuerdo con (Bamufleh y cols., 2017) donde se menciona que la concentración de la salmuera no debe exceder el 70 %, aún se tiene un amplio rango de operación donde no se tienen precipitaciones de sales. En la figura 3.13 se puede apreciar como la salmuera S1 y CB2 se diluye con la corriente RET y salen en la condición de la corriente RET1, para regresarse al mar con un mínimo impacto ambiental.

Para llevar a la corriente S1 a niveles de concentraciones típicas de la MED, se varió la temperatura de activación  $T_{11}$  del subsistema de enfriamiento por absorción y el flujo de agua de mar 16; también se evaluó el impacto en la producción de agua, en la capacidad de enfriamiento y en los indicadores COP, RR y PR. En la fig. 3.14 se presenta la concentración de la corriente S1 y la producción de agua para una variación de  $T_{11}$  que va de 80-95 °C se presenta la concentración de la corriente S1 y la producción de agua para una variación de  $T_{11}$  que va de 62 % y una producción de vapor  $m_7 = 0.0098\text{ kg/s}$  constantes, provoca que la transferencia de calor en el GEN se mantenga conste para cada temperatura de activación. La disminución de la temperatura de activación implica que la  $T_{12}$  sea menor y al tener en

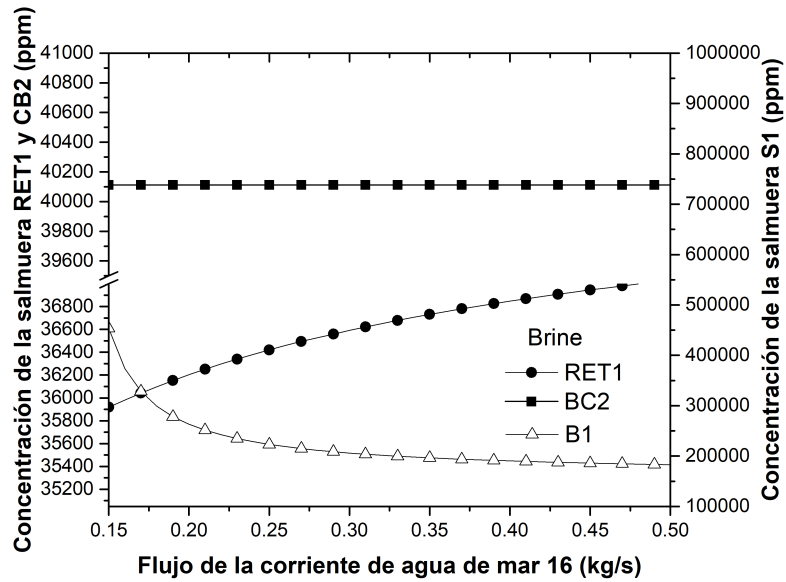


Figura 3.13: Efecto de la variación de agua de mar 16 en la capacidad de agua producto y en los indicadores RR y PR;  $T_{13}=27^{\circ}\text{C}$ ,  $m_{13A}=1.5\text{ kg/s}$ ,  $T_{11}=95^{\circ}\text{C}$ ,  $m_{11}=1.611$ ,  $T_{25}=12^{\circ}\text{C}$

el HX2 una  $T_{aprox}$  de  $5^{\circ}\text{C}$  entre las corrientes 12 y 17, provoca que la temperatura de la corriente 17 disminuya por lo que el DIV envía más flujo hacia la corriente 20 para mantener la igualdad entre los flujos 22 y 7. El incremento del flujo de la corriente 20 representa una disminución en el flujo de agua de mar que entra a la MED (corriente 19), suscitando que la producción de agua disminuya; y como ya fue explicado anteriormente, entre menor es el flujo de agua de mar que entra a la MED la concentración de la salmuera S1 incrementa.

Es importante mencionar que con un flujo de agua de mar 16 de  $1.6\text{ kg/s}$  se presenta el límite termodinámico del intercambiador de calor HX2, cuando se utiliza un flujo de agua caliente de activación de  $1.611\text{ kg/s}$ . Por lo anterior, el flujo máximo que se puede utilizar para los procesos FLASH/MED es de  $1.6\text{ kg/s}$ . También es importante destacar que con temperaturas de activación en los intervalos de  $80\text{-}85^{\circ}\text{C}$  la concentración de la salmuera S1 presenta valores de  $70,000\text{-}90,000\text{ ppm}$ , reduciendo el riesgo de precipitaciones en los equipos y minimizando el impacto ambiental.

En la Fig. 3.15 se muestra el comportamiento de los indicadores del sistema propuesto y se puede observar el comportamiento operativo para diferentes temperaturas de activación y de agua de mar 16. En la figura 3.15a se observa que a mayores temperaturas de activación la capacidad de enfriamiento y la eficiencia se ven incrementadas, mientras que en la figura

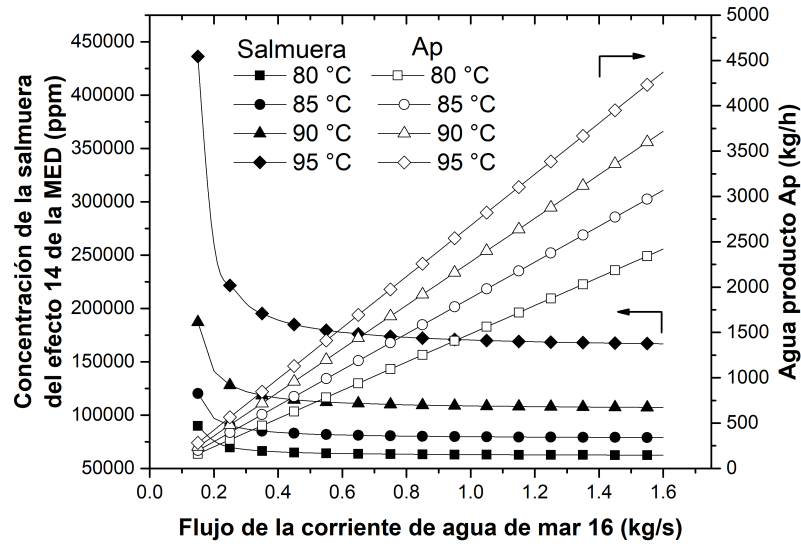
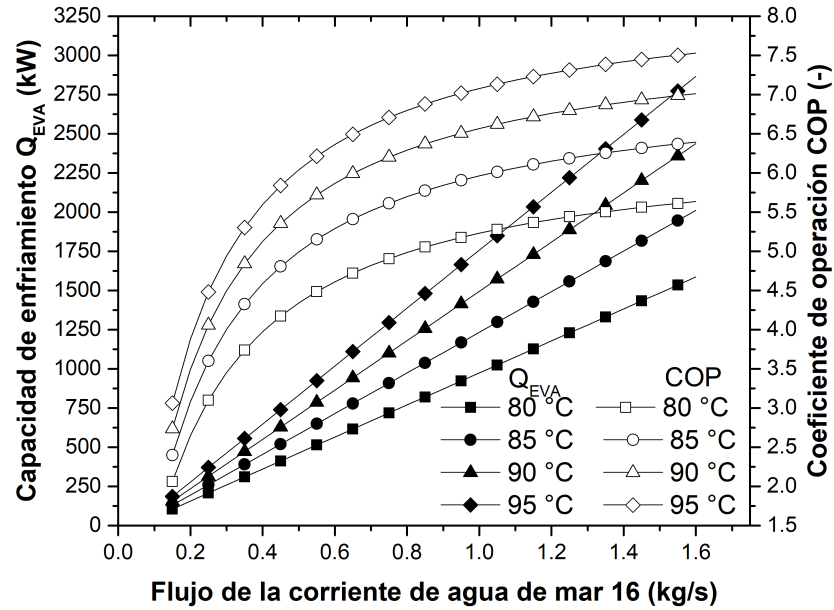


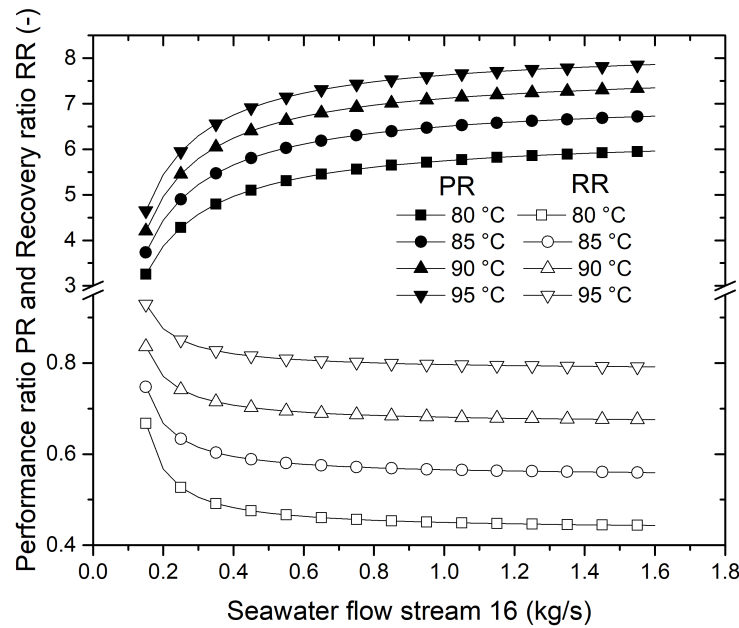
Figura 3.14: Efecto de la variación de temperatura  $T_{11}$  y flujo de agua de mar 16 en la producción de agua y concentración de la salmuera que sale de la MED.  $T_{13}=27^{\circ}\text{C}$ ,  $m_{13A}=1.5$  kg/s,  $m_{11}=1.611$ ,  $T_{25}=12^{\circ}\text{C}$

3.15b se muestra que los indicadores de desalinización PR y RR también incrementan con el aumento de dicha temperatura. Considerando que el sistema opere con una concentración de la salmuera S1 menor a 90,000 ppm (ver Figura 3.14) y con la máxima capacidad y eficiencia, la temperatura de diseño de activación se establece de  $85^{\circ}\text{C}$  (ver Figura 3.15a).

Después de haber hecho el análisis operativo para mostrar la viabilidad técnica de la tecnología propuesta, en la Tabla 3.6 se muestra el resumen de las propiedades de todas las corrientes del sistema para una condición donde se dispone de una temperatura de agua de mar de  $27^{\circ}\text{C}$ , con una temperatura del fluido de activación de  $85^{\circ}\text{C}$  y un flujo de agua de mar 16 de 1.6 kg/s. En la Tabla 3.5 se muestran los indicadores del sistema de enfriamiento y desalinización por absorción y la cantidad de agua producto, así como la transferencia de calor en cada uno de los componentes. Se observa que el COP es 8.35 veces mayor que los sistemas convencionales de absorción de simple efecto (COP = 0.72, Kim y Infante Ferreira (2009); Gomri (2013)); además al haber utilizado el compresor térmico de una máquina de enfriamiento por absorción convencional de 23 kW, su capacidad de enfriamiento se incrementó 87.4 veces. Se producen 73,569 L/day con un RR de 0.56 y un PR de 6.72, suficientes para satisfacer las necesidades de un conjunto habitacional de 735 personas, según la Organización Mundial de la Salud (OMS) (Howard y Bartram, 2003) o las de 126 personas



(a) Variaciones de la capacidad de enfriamiento y el coeficiente de operación.



(b) Comportamiento de los indicadores de desalinización PR y RR

Figura 3.15: Efecto de la variación de temperatura  $T_{11}$  y flujo de agua de mar 16 en la capacidad de enfriamiento y en los indicadores COP, RR y PR del sistema propuesto.  $T_{13}=27^{\circ}\text{C}$ ,  $m_{13,4}=1.5\text{ kg/s}$ ,  $m_{11}=1.611$ ,  $T_{25}=12^{\circ}\text{C}$

Tabla 3.5: Evaluación energética del SEDAT2.

COMPONENTES	CALOR (kW)	COMPONENTES	CALOR (kW)
<b>GENERADOR</b>	27.11	<b>EVAPORADOR</b>	2009
<b>CONDENSADOR MED</b>	282.52	<b>HX2</b>	287.44
<b>ABSORBEDOR</b>	25.77	<b>Q<sub>MED</sub></b>	271.55
<b>HX1</b>	3.87		
<b>COP</b>	6.4	<b>Coficiente de operación</b>	
<b>Agua producto</b>	73,569 L/día	<b>Producción diaria</b>	
<b>RR</b>	0.52	<b>Relación de flujo</b>	
<b>PR</b>	6.72	<b>Coficiente de Rendimiento</b>	

en un Hotel costero en México según [Becken \(2014\)](#). La concentración de la salmuera S1 es de 78,979 ppm apropiada para no presentar precipitaciones de sales dentro de los equipos y la concentración de la salmuera de retorno al mar RET1 es de 37,250 ppm con lo cual se minimiza el impacto ambiental.

Tabla 3.6: Propiedades de las corrientes del SEDAT2, para una condición de diseño.

Corrientes	Fluido	Presión (kPa)	Temperatura (°C)	Entalpía (kJ/kg)	Flujo másico (kg/sec)	x % (ppm)
1	<i>LiBr/H<sub>2</sub>O</i>	1.16	32	-10,056.70	0.0564	51
2	<i>LiBr/H<sub>2</sub>O</i>	5.44	32	-10,056.70	0.0564	51
3	<i>LiBr/H<sub>2</sub>O</i>	5.44	60.55	-9,998.00	0.0564	51
4	<i>LiBr/H<sub>2</sub>O</i>	5.44	80.8	-8,705.00	0.0466	62
5	<i>LiBr/H<sub>2</sub>O</i>	5.44	36.98	-8,788.00	0.0466	62
6	<i>LiBr/H<sub>2</sub>O</i>	1.16	36.98	-8,788.00	0.0466	62
7	<i>H<sub>2</sub>O</i>	5.44	80.8	-13,328.30	0.0098	0
8	<i>H<sub>2</sub>O</i>	5.44	34.31	-15,836.90	0.8515	0
9	<i>H<sub>2</sub>O</i>	0.67	1.19	-15,836.90	0.8515	0
10	<i>H<sub>2</sub>O</i>	0.67	1.19	-13,477.60	0.8515	0
11	<i>H<sub>2</sub>O</i>	200	85	-15,624.70	1.611	0
12	<i>H<sub>2</sub>O</i>	200	80.99	-15,641.60	1.611	0
13	Agua de mar	200	27	-15,530.70	14.01	(35,000)
13A	Agua de mar	200	27	-15,530.70	1.5	(35,000)
13B	Agua de mar	200	27	-15,530.70	12.59	(35,000)
13C	Agua de mar	200	31.18	-15,641.60	1.5	(35,000)
14	Agua de mar	200	27.44	-15,528.90	14.01	(35,000)
15	Agua de mar	200	32.32	-15,508.80	14.01	(35,000)
16	Agua de mar	200	32.32	-15,508.80	1.6	(35,000)
17	Agua de mar	200	75.96	-15,329.20	1.6	(35,000)
18	Agua de mar	200	75.96	-15,329.20	1.5116	(35,000)
19	Agua de mar	31.2	70.24	-15,339.20	1.5116	(35,000)
20	Agua de mar	200	75.96	-15,329.20	0.0883	(35,000)
21	Agua de mar	1.16	9.27	-15,329.10	0.0883	(35,000)
22	<i>H<sub>2</sub>O</i>	1.16	9.27	-13,462.30	0.0098	0
25	<i>H<sub>2</sub>O</i>	200	12	-15,930.00	95.75	0
26	<i>H<sub>2</sub>O</i>	200	7	-15,951.00	95.75	0
CB2	Salmuera	1.16	9.26	-15,561.80	0.0785	(39,361)
RET	Agua de mar	200	32.32	-15,508.90	12.49	(35,000)
RET1	Salmuera	101.32	32.32	-15,487.30	13.24	(37,249)
S1	Salmuera	5.44	34.83	-15,076.60	0.6698	(78,979)
S2	Salmuera	101.32	34.85	-15,076.20	0.6698	(78,979)
12A	<i>H<sub>2</sub>O</i>	200	38.32	-15,820	1.611	0

### **3.3. Sistema de desalinización por evaporación múltiple y enfriamiento por expansión súbita (DEMEESTb)**

En esta sección se analiza y evalúa el comportamiento operativo del sistema de desalinización por evaporación múltiple y enfriamiento por expansión súbita, el cual es activado con energía solar térmica. En esta propuesta se aprovecha la similitud de la presión del último efecto de la MED con la del condensador de las unidades de enfriamiento por absorción, pudiendo utilizar el agua producto como refrigerante al bajarle súbitamente su presión y temperatura para producir el efecto frigorífico.

#### **3.3.1. Descripción del sistema**

En la figura 3.16 se presenta el esquema del sistema de desalinización y enfriamiento por evaporación múltiple y expansión súbita (DEMEESTb), se puede observar que en este esquema se presenta una configuración para 14 efectos, sin embargo, dependiendo de las aplicaciones y requerimientos, los sistemas de múltiple efecto pueden ser de hasta 20 efectos; en este estudio se consideró de 14 efectos por ser una configuración muy reportada en la literatura. El DEMEESTb está conformado por el subsistema de desalinización MED, el subsistema de enfriamiento, extracción y adecuación de agua producto y el subsistema de calentamiento y almacenamiento de energía térmica.

Se puede apreciar en la figura 3.16, que el subsistema de enfriamiento, extracción y adecuación del agua producto tiene las mismas funciones que el utilizado en la propuesta SEDAT2. También en esta propuesta se hace uso de una válvula de tres vías llamada DIV, la cual permite optimizar el flujo de agua de mar entrante a la MED, aprovechando al máximo la corriente de agua de mar precalentada en el último efecto de la MED. Cabe mencionar que en la figura 3.16 el subsistema de calentamiento y almacenamiento de energía térmica es representativo, ya que no se están planteados todos los componentes que debe llevar y su estudio operativo está fuera del alcance de esta Tesis.

En el DEMEESTb se utiliza la bomba (BM) para succionar el agua de mar (13) y llevarla como la corriente (14) al último efecto de la MED, la corriente (14) recibe el calor de condensación del vapor generado en el último efecto de la MED por lo que incrementa su temperatura. Después de salir del último efecto la corriente de agua de mar (15) es dividida por medio de una válvula de tres vías (DIV) en las corrientes (16) y (17). La corriente 17

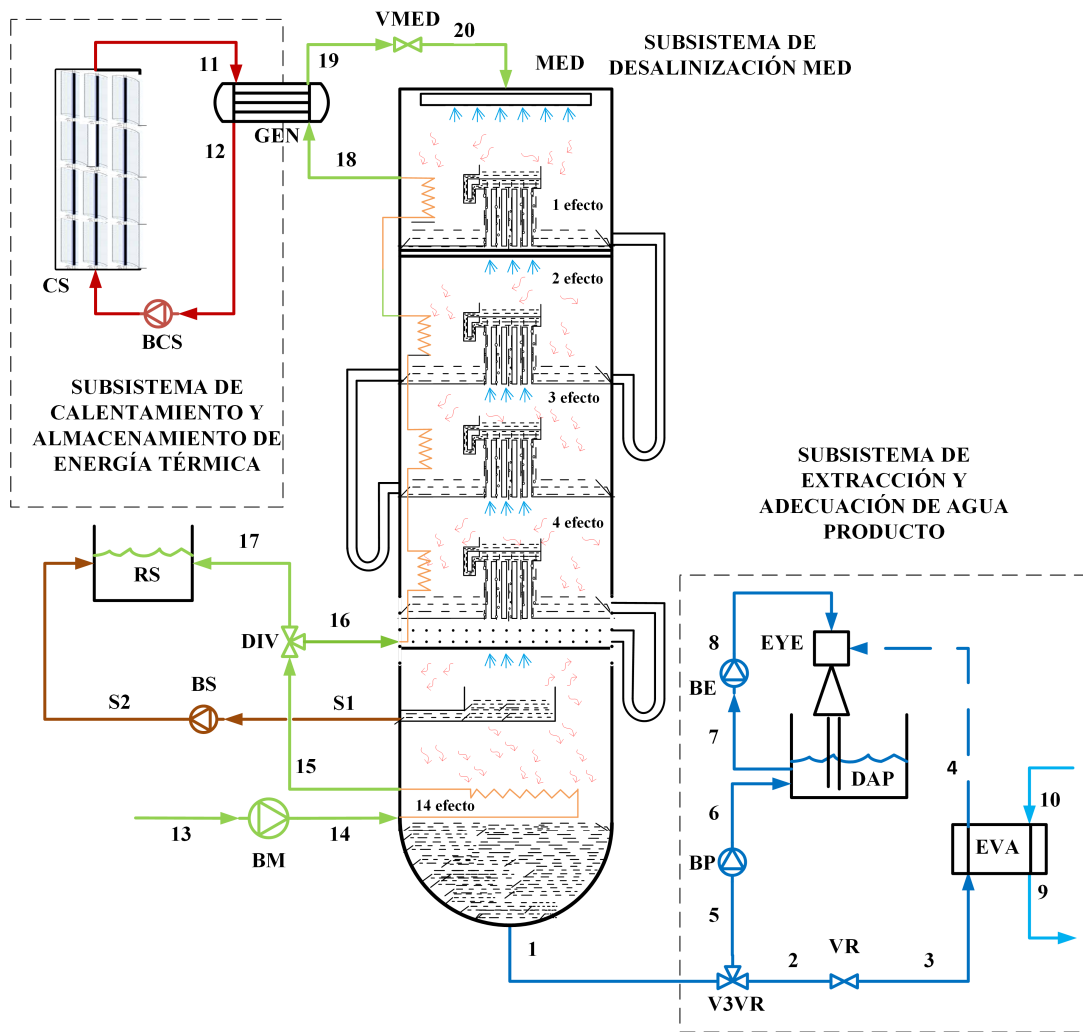


Figura 3.16: Diagrama del sistema de desalinización y enfriamiento por evaporación múltiple y expansión súbita (DEMEESTb).

es llevada al tanque de dilución de salmuera para diluir la salmuera del último efecto de la MED, mientras que la corriente (16) es dirigida hacia el penúltimo efecto de la MED; esta corriente 16 es dirigida por una serie de serpentines que pasan por cada efecto de la MED y aprovecha una parte del calor latente del vapor producido en cada efecto. Lo anterior permite tener una gran integración energética interna, implicando un precalentamiento del agua de mar antes de llegar al intercambiador de calor GEN.

La corriente 18 una vez que sale del primer efecto (último recalentamiento), ingresa al intercambiador de calor GEN, donde recibe el calor sensible del fluido caloportador 11, proveniente del campo de colectores solares y es calentada hasta alcanzar la temperatura de activación de la MED. La corriente 19 que sale del GEN pasa por una válvula de expansión para bajar súbitamente su presión, quedando en dos fases (corriente 20), e ingresar a la MED con la presión de saturación correspondiente a 70°C. La corriente bifásica 20 (ver figura 3.17), ingresa al primer efecto de la MED con una presión P1 y son separadas sus dos fases; la fase líquida cae en una charola, que por efecto de la gravedad y por condensación del vapor en el segundo efecto, empuja/succiona a la salmuera para que pase por un tubo en U que se comunica con el segundo efecto, el cual se encuentra a una menor presión P2. La columna del tubo en U permite que se tenga un sello hidráulico para mantener la diferencia de presión. La salmuera contenida en la charola superior del efecto 2 y que tiene una temperatura de saturación correspondiente a P2, cae por los tubos de película descendente interna y al tener menor temperatura que el vapor del primer efecto recibe calor de este y nuevamente se va a dos fases, provocando que el vapor del primer efecto se condense y salga como agua producto, para sumarse a los siguientes efectos. El agua producto de los efectos se comunica por medio de un tubo en U, permitiendo mantener la diferencia de presión en cada efecto. Este proceso se repite hasta el último efecto. El total de agua producto que llega por los tubos externos en U al último efecto, es llevada al subsistema de enfriamiento, extracción y adecuación de agua producto como la corriente (1), mientras que la salmuera (S1) es extraída por la bomba (BS) para ser incorporada al recipiente de salmuera.

Al igual que en el SEDAT2 el agua producto, al usarse como refrigerante, es enviada al subproceso de enfriamiento, extracción y adecuación de agua producto. Este subproceso tiene la misma operatividad que el presentado en el SEDAT2, por lo cual aquí ya no se expone su funcionamiento operativo.

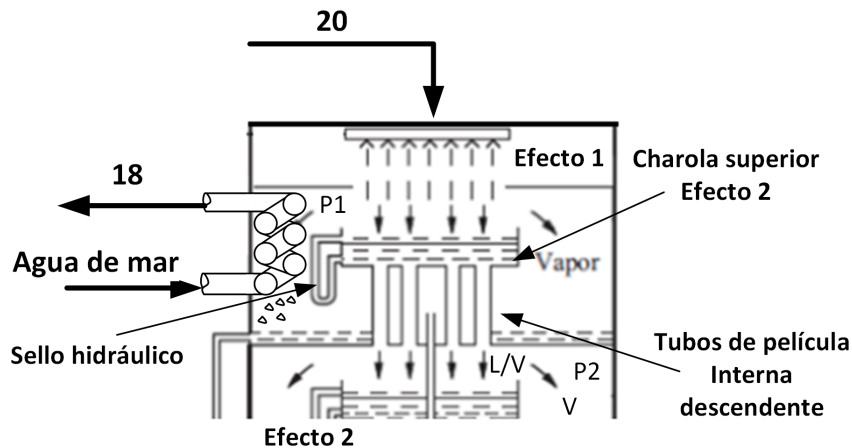


Figura 3.17: Diagrama del primer efecto de la MED del sistema DEMEESTb.

### 3.3.2. Metodología de la simulación

La metodología utilizada para estudiar el DEMEESTb es la misma que la propuesta tecnológica anterior SEDAT2 debido a las similitudes que presentan, por lo que en la figura 3.10 se muestra el diagrama de la metodología general para el desarrollo de la tecnología propuesta y el procedimiento de simulación en AspenPlus. Para realizar la simulación del comportamiento operativo del sistema se asumieron las siguientes consideraciones:

- La tecnología propuesta opera en estado estable.
- La presión del primer efecto de la MED es la presión correspondiente a una TBT de 70 °C.
- La presión en el EVA es diferente a la de el último efecto de la MED y se estableció como la presión de saturación del vapor refrigerante a 1.2 °C, permitiendo tener gradiente de temperatura con el agua fría (10) y poder llevarla de 12 °C hasta los 7 °C que se requieren en una aplicación de aire acondicionado.
- Se consideró una temperatura de aproximación de 3 °C entre las corrientes (14) y (1) en el último efecto de la MED. Mientras que para las corrientes (12) y (18) se consideró una temperatura de aproximación de 5 °C.
- El flujo másico del fluido caloportador se consideró igual al nominal utilizado por una máquina de absorción de 23 kW de enfriamiento. El flujo de agua fría es variado (de acuerdo al standard AHRI (AHRI, 2000)) para mantener una temperatura a la salida del evaporador de 7 °C.

- Se consideró una bomba (BM) de flujo variable, en donde el flujo de agua de mar 13 debe ser el necesario para que la corriente 15, después de salir del efecto 14 de la MED, se encuentre en 32°C.
- Se considera que la corriente 1 siempre está condensada, por lo que el flujo de agua de mar  $m_{13}$  es variable.
- El equipo EVA trabaja en condiciones de saturación y la caída de presión en los equipos y tuberías es despreciable.
- El proceso de expansión de los fluidos al pasar por las válvulas del sistema se considera isoentálpico. Fuera de lo especificado el sistema se considera adiabático.

Para evaluar el enfriamiento de la tecnología propuesta, se parte de la relación que existe entre la capacidad de enfriamiento con la energía suministrada al sistema, este indicador se muestra enseguida:

$$COP_d = \frac{Q_{EVA}}{Q_{GEN}} \quad (3.9)$$

El efecto de la desalinización MED es evaluado con dos indicadores, el Coeficiente de Rendimiento (PR) y la relación de flujo (Recovery Ratio RR) (Zheng, 2017). Es importante destacar que el indicador PR representa una relación de la cantidad de agua producida entre lo que se necesita energéticamente para producirlo. El indicador RR es una relación que representa la cantidad de agua producto respecto al agua de mar suministrada a la MED. Ambos indicadores se presentan enseguida.

$$RR = \frac{m_1}{m_{20}} \quad (3.10)$$

$$PR = \frac{m_1(2326kJ/kg)}{Q_{GEN}} \quad (3.11)$$

### 3.3.3. Análisis y discusión de resultados

El comportamiento operativo del sistema de enfriamiento por desalinización MED depende de las intermitencias del recurso solar, así como del flujo y temperatura del agua de mar que ingresa al primer efecto de la MED. La variabilidad de la energía solar, tiene un impacto directo en la capacidad y eficiencia del campo de colectores solares y se manifiesta directamente en la temperatura del fluido caloportador, provocando diferentes condiciones de

operación en el DEMEESTb. Por lo tanto, la viabilidad técnica de la propuesta tecnológica, se evaluó estudiando el efecto que se tiene en los principales indicadores del sistema, al manejar diferentes condiciones de flujo y temperatura del agua de mar entrante a la MED. Lo anterior con la finalidad de establecer las condiciones estándar de diseño.

Para evaluar el comportamiento operativo del sistema, se utilizó la temperatura de activación del subsistema de desalinización de 80-95°C con un flujo de agua de 1.611 kg/s y un flujo de agua de mar variable en la corriente 13 con una temperatura de 27 °C (Mejía Mercado y cols., 2014). Se varió el flujo másico de agua de mar (corriente 20) que entra al subproceso de desalinización MED y se analizó el impacto de estas variaciones en la transferencia de calor del GEN y del EVA (capacidad de enfriamiento), en el COP, en la producción de agua y en los indicadores PR y RR de la desalinización.

En la fig. 3.18 se presenta la capacidad de enfriamiento ( $Q_{EVA}$ ), así como los indicadores COP, PR y RR al variar el agua de mar suministrada a la MED (corriente 20). En dicha figura se puede apreciar el fuerte impacto que se tiene en la capacidad de enfriamiento al utilizar el agua producto de la MED como refrigerante, ya que el flujo de activación es igual al que utiliza una máquina de enfriamiento por absorción con capacidad de 23kW. Cabe mencionar que al igual que la propuesta SEDAT2, manipulando el flujo de agua producto por medio de la válvula de tres vías (V3RV), se controla la capacidad de enfriamiento de la máquina propuesta, mientras que la capacidad de desalinización sería controlada manipulando la adición de calor al generador o la temperatura de activación. Por otra parte se observa que el mínimo flujo de operación para esta propuesta tecnológica es de 0.05 kg/s.

En la figura 3.18 se puede observar que hay un comportamiento lineal en la capacidad de enfriamiento. Cuando se tiene un flujo másico constante en la corriente 20 y se aumenta su temperatura, se provoca un incremento en el agua producto, y esta al utilizarse como refrigerante, provoca un incremento en la capacidad de enfriamiento. Lo anterior se debe, a que el incremento de la temperatura de la corriente 20, aumenta el  $\Delta T$  con la TBT de la MED y al estar constante la presión del primer efecto de la MED, la producción de vapor por flasheo en el primer efecto de la MED incrementa. Lo anterior provoca que la salmuera en el segundo efecto, reciba mayor cantidad de calor latente, haciendo que en el segundo efecto se produzca más vapor. El vapor producido en el segundo efecto es generado por tres causas: el calor latente del vapor del efecto uno, el flasheo de la salmuera y el agua producto al ingresar a un efecto con menor presión. El vapor producido por ambos flasheos es utilizado para los

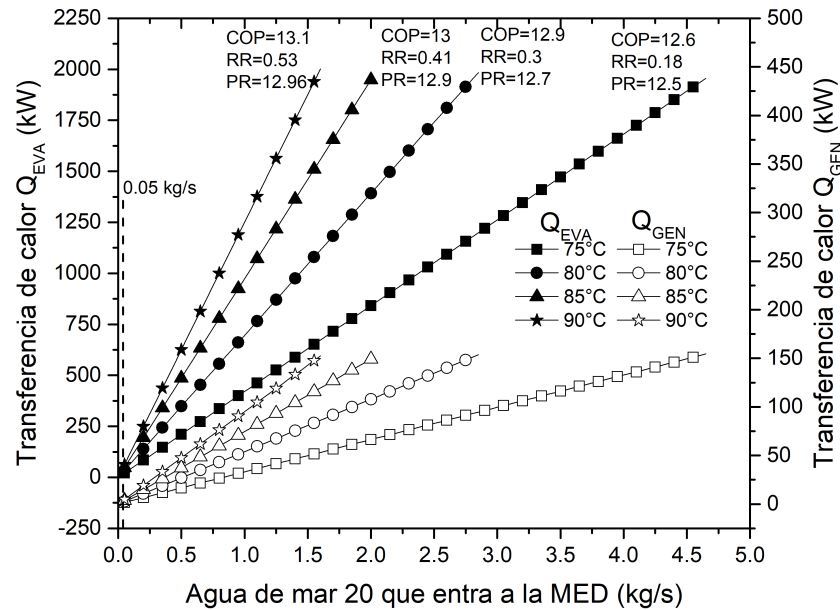


Figura 3.18: Comportamiento del calor de activación de la MED y capacidad de enfriamiento.

pre-calentamientos del agua de mar, como se mencionó anteriormente. Lo ocurrido en el efecto 2 ocurre en todos los efectos, por lo que se puede decir que se da un efecto en cascada.

Al mantener constante el flujo 20 y aumentar su temperatura, el intercambio de calor en GEN incrementa. Esto se debe a que hay que llevar a la corriente 20 a un nivel de temperatura más alto. Es importante mencionar, que cuando se maneja una temperatura de activación constante en la corriente 20 y una temperatura en la corriente 15 de 32 °C, el incremento en la capacidad de enfriamiento y el aumento de calor en el GEN son proporcionales, por ejemplo: por cada 1.65 kW que incrementa la transferencia de calor en el GEN la capacidad de enfriamiento aumenta 21 kW.

La proporcionalidad que existe en la MED entre el calor del GEN con la capacidad de enfriamiento, provoca que cuando se mantiene constante la temperatura de la corriente 20; pero su flujo variable, los indicadores COP, RR y PR se mantienen constantes. También se puede observar en la figura 3.18 que es posible dar la máxima capacidad de enfriamiento de 2001.5 kW agotando la capacidad de transferencia de calor de la corriente 11. Sin embargo; para dar 2001.5 kW de enfriamiento con bajas temperaturas de la corriente 20,

se necesita mayor flujo de agua de mar, lo que implica un sistema de bombeo mayor y un incremento en los diámetros de las tuberías. Por otra parte, debido a que es proporcional el aumento de flujo con la producción de vapor, la concentración de sales se mantiene constante.

En la figura 3.19 se evaluó, para diferentes temperaturas de agua de mar 20, el comportamiento de la concentración de la salmuera, la producción de agua y el flujo másico de agua requerido para enfriamiento del último efecto de la MED, manteniendo constante el flujo de agua de mar 20. En la 3.19 se observa que al aumentar la temperatura del agua de mar a la entrada de la MED, se incrementa la concentración de la salmuera; esto se debe, al incremento del  $\Delta T$  entre la temperatura de la corriente 20 con la TBT de la MED, y como ya se mencionó anteriormente, por efecto cascada la producción de vapor en cada efecto es mayor, lo cual deja a la salmuera con mayor concentración de sales. Al aumentar la producción de vapor en cada efecto de la MED implica más requerimientos de enfriamiento en el último efecto por lo que el flujo de la corriente 14 incrementa, como se observa en la figura 3.19. Es importante mencionar, que la bomba BM es de flujo variable, por lo que la bomba ajusta el flujo 14 a un valor que permita tener a la corriente 15 con una temperatura de 32 °C, de esta manera, se tiene el mínimo flujo de agua de enfriamiento lo que minimiza el bombeo y efluentes por medio de la corriente 17.

En la figura 3.20 se presenta el comportamiento de los indicadores COP, PR y RR bajo diferentes temperatura de agua de mar 20. Como se mencionó anteriormente, el efecto cascada provocado por el aumento de la temperatura de la corriente 20 provoca un incremento del agua producto de manera proporcional; se puede observar que por cada 5 °C que incremente la temperatura del agua de mar que entra a la MED el RR aumenta 0.11 unidades. El incrementar la cantidad de agua producto, representa un aumento de la capacidad de enfriamiento y por ende del COP y del PR como se aprecia en la figura 3.20.

Después de haber hecho el análisis operativo para mostrar la viabilidad técnica de la tecnología propuesta, en la Tabla 3.7 se muestra el resumen de las propiedades termodinámicas de la MED, los recalentamientos que recibe al agua de mar y la temperatura que alcanza debido a estos recalentamientos. Los resultados de diseño son presentados para una condición donde se dispone de una temperatura de agua de mar de 27 °C, con una temperatura de fluido de activación de 95 °C y un flujo de agua de mar 20 con una temperatura de 90°C y un flujo de 1.6 kg/s.

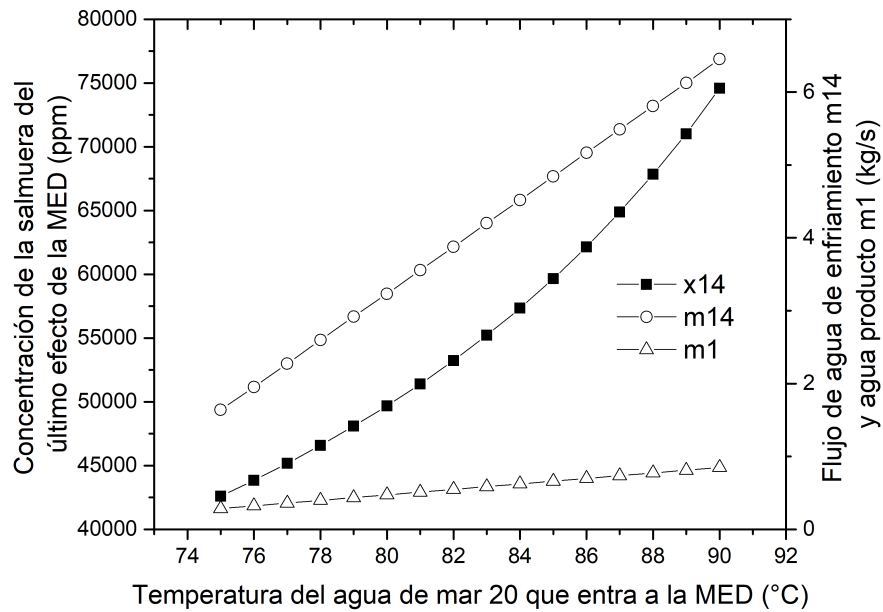


Figura 3.19: Concentración de la salmuera del último efecto de la MED y flujos de agua de enfriamiento y agua producto, bajo diferentes condiciones de temperatura de agua de mar 20.

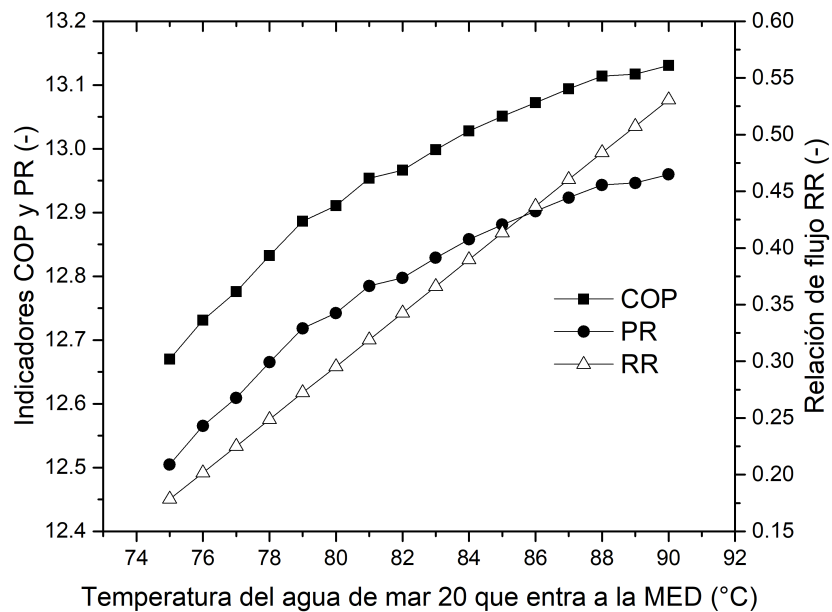


Figura 3.20: Coeficiente de operación COP, relación de flujo RR y coeficiente de rendimiento PR, bajo diferentes condiciones de temperatura de agua de mar 20.

En la Tabla 3.7 se puede observar, que la concentración de la salmuera va incrementando en cada efecto debido a la producción de vapor; también se muestra la caída de presión y temperatura que va teniendo la salmuera en cada efecto. Como se puede observar en la figura 3.16 la corriente de agua de mar 14 condensa todo el vapor del último efecto y después va teniendo integración energética interna con los demás efectos de la MED incrementando su temperatura, los cambios de temperatura se pueden apreciar en la Tabla 3.7; se destaca que la producción de agua total es de 0.849 L/s y el total de integración energética interna es de 361 kW.

En los sistemas de desalinización MED es muy común utilizar diagramas de temperatura respecto al número de efectos de la MED (figura 3.21), ya que permiten de manera gráfica observar lo que le pasa al agua de mar durante todo el proceso de desalinización. En la figura 3.21 se puede observar que el agua de mar ingresa al efecto 14 con 27°C y comienza recibir calor latente en todos los efectos  $Q_{REC}$ , el agua de mar sale del primer efecto con una temperatura de 66.63°C recibe el calor externo  $Q_{GEN}$  y alcanza los 90 °C; en estas condiciones se flashea e ingresa al primer efecto de la MED. Se puede observar que se mantiene una diferencia de temperatura del agua de mar con la temperatura de cada efecto de 3.3°C, con lo cual se asegura la transferencia de calor. Finalmente en el efecto 14 se separa todo el agua producto y se utiliza como refrigerante (línea azul) y es llevada hasta los 1.2°C, mientras que la salmuera S1 es diluida con la corriente de agua de mar 17.

En la Tabla 3.8, a manera de resumen, se presentan las propiedades termodinámicas de todas las corrientes que intervienen en el proceso de la MED, los indicadores de la tecnología propuesta, la cantidad de agua producto y la transferencia de calor en cada uno de los componentes. Se puede observar que se tiene un COP de 13.1 el cual es 18.2 veces mayor que el COP reportado en unidades de enfriamiento por absorción convencionales con la misma capacidad (COP = 0.72, Kim y Infante Ferreira (2009); Gomri (2013)) y 2.04 veces mayor al COP reportado en la propuesta SEDAT2 utilizando la misma condición de flujo de agua de mar que entra a la MED. Por parte de la desalinización, se tiene una producción de 73,380 L/día de agua producto siendo 0.25 % menor que la producción de la propuesta SEDAT2, además se tiene un indicador PR de 12.96 el cual es 1.9 veces mayor al reportado para el SEDAT2. La producción de agua es suficiente para satisfacer las necesidades de un conjunto habitacional de 733 personas, según la Organización Mundial de la Salud (OMS) (Howard y Bartram, 2003) o las de 125 personas en un Hotel costero en México según Becken (2014). La concentración de la salmuera S1 es de 78,979 ppm, apropiada para no

CAPÍTULO 3. ESTUDIO DE SISTEMAS AVANZADOS DE ENFRIAMIENTO Y DESALINIZACIÓN  
POR ABSORCIÓN TERMOSOLAR

---

Tabla 3.7: Características termodinámicas y operativas de la MED

No. de efecto	Presión (kPa)	Temperatura (°C)	Agua producto (kg/s)	Concentración de la salmuera (ppm)	Qrec (kW)	Temperatura del agua de mar (°C)
1	30.87	70	0.064	36283.9	16.39	66.63
2	27.74	67.56	0.064	37832.4	16.39	64.19
3	24.61	64.87	0.063	39522.7	17.82	61.5
4	21.79	62.18	0.063	41356.2	17.78	58.81
5	19.24	59.49	0.062	43353.1	17.85	56.12
6	16.96	56.81	0.063	45534.4	17.75	53.44
7	14.91	53.8	0.061	47928.5	17.79	50.43
8	13.07	51.43	0.061	50568.4	17.84	48.06
9	11.44	48.76	0.059	53491.1	17.7	45.39
10	9.98	46.07	0.059	56748.7	17.81	42.7
11	8.68	43.39	0.058	60399.7	17.77	40.02
12	7.54	40.72	0.058	64520.8	17.76	37.35
13	6.52	38.04	0.057	69208.8	17.83	34.67
14	5.63	35.37	0.057	74597.6	132.55	32
<b>Total</b>			<b>0.849</b>		<b>361.03</b>	

presentar precipitaciones de sales dentro de los equipos

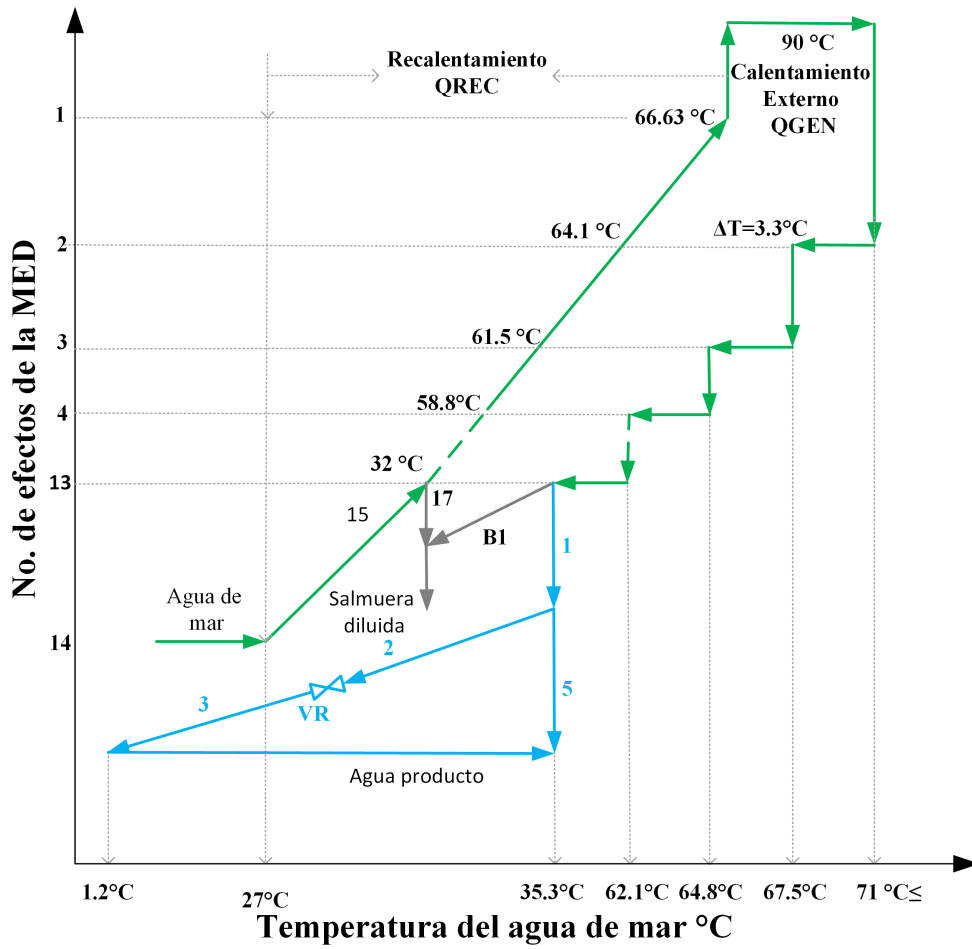


Figura 3.21: Diagrama temperatura efectos de la propuesta tecnológica.

Tabla 3.8: Propiedades termodinámicas de las corrientes y evaluación energética de la tecnología propuesta.

Corrientes	Presión (kPa)	Temperatura (°C)	Entalpía (kJ/kg)	Flujo másico (kg/s)	Concentración (ppm)	Tipo de fluido
1	5.63	35.37	-15834.3	0.849	0	Agua
2	5.63	35.37	-15834.3	0.849	0	Agua
3	0.67	1.27	-15834.3	0.849	0	Agua
4	0.67	1.27	-13477.6	0.849	0	Agua
9	200	12	-15930.3	95.4	0	Agua
10	200	7	-15951.2	95.4	0	Agua
11	200	95	-15582.6	1.611	0	Agua
12	200	72.46	-15677.2	1.611	0	Agua
14	200	27	-15530.7	6.455	35,000	Agua de mar
15	200	32	-15510.2	6.455	35,000	Agua de mar
16	200	32	-15510.2	1.6	35,000	Agua de mar
17	200	32	-15510.2	4.855	35,000	Agua de mar
18	200	66.63	-15366.5	1.6	35,000	Agua de mar
19	200	90	-15271.2	1.6	35,000	Agua de mar
20	30.87	90	-15271.2	1.6	35,000	Agua de mar
S1	5.63	35.37	-15116.3	0.7507	74,597	Salmuera
S2	101.38	35.39	-15116.2	0.7507	74,597	Salmuera
Indicadores y transferencia de calor	$Q_{EVA}$ (kW)	$Q_{GEN}$ (kW)	COP	PR	RR	Agua producto (L/día)
<b>Resultados</b>	2001.56	152.43	13.1	12.95	0.53	73,380

### 3.4. Comparación de las propuestas tecnológicas

En las secciones 3.1, 3.2 y 3.3 se presentó la viabilidad técnica de las propuestas tecnológicas planteadas en esta Tesis. En esta sección se hace un estudio comparativo entre las propuestas tecnológicas SEDAT1, SEDAT2, DEMEESTa y DEMEESTb. Como se mostró anteriormente; las propuestas tecnológicas planteadas son viables técnicamente hablando, pero dependiendo de los escenarios planteados, cada una puede ser más competitiva.

Para vislumbrar una comparación del potencial de las propuestas tecnológicas, en la figura 3.22 se presenta la producción de agua y los indicadores de desalinización RR y PR para las propuestas SEDAT2, DEMEESTb y para una MED de 14 efectos sin integración energética y másica interna y sin recalentamientos (DEEMESTa). Se manejó una temperatura constante del agua de mar 19 de 75 °C con diferentes condiciones de flujo másico. Es importante aclarar, que en la propuesta DEMEESTb la corriente de agua de mar que entra a la MED tiene la numeración 20 (figura 3.16), sin embargo, para fines prácticos, en esta sección se le asignará la numeración 19.

Como se mencionó en la sección 3.16, manteniendo constantes la temperatura de la

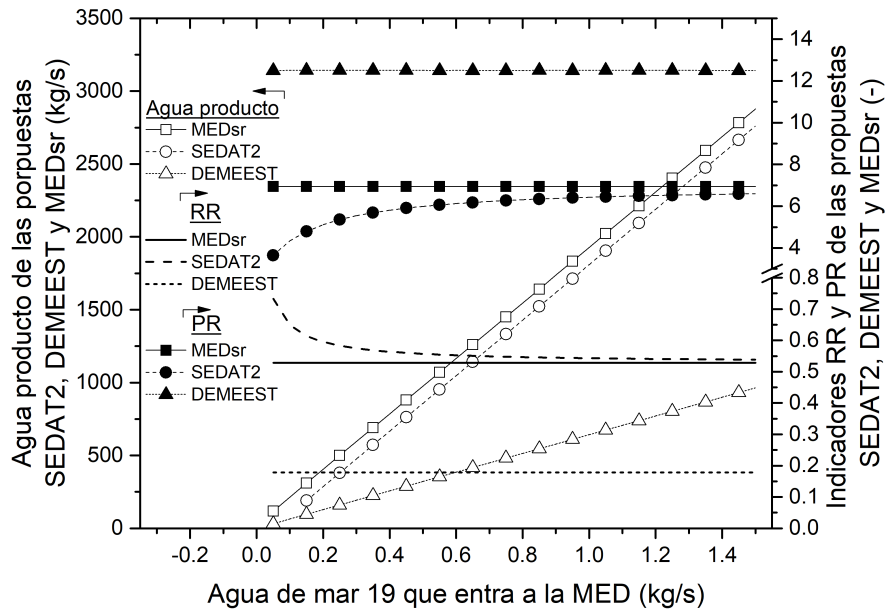


Figura 3.22: Agua producto e indicadores RR y PR en las propuestas DEMEESTb, SEDAT2 y DEMEESTa; para diferentes flujos de agua de mar 19 con una temperatura de 75 °C.

corriente 19, existe una proporcionalidad entre el agua de mar entrante a la MED con la producción de agua, por lo que los indicadores RR y PR permanecen constantes para el DEMEESTa y la propuesta DEMEESTb. Se puede observar que con bajos flujos de la corriente 19, el indicador RR del SEDAT2 se incrementa; y aunque siempre hay un mejoramiento del indicador RR del SEDAT2 respecto al DEMEESTa y al DEMEESTb, este no es lineal, por lo que para el máximo flujo 19 mostrado en la figura 3.22 el mejoramiento del indicador RR que tiene la propuesta SEDAT2 respecto al DEMEESTa es del 1.86 %, mientras que con el flujo mínimo es del 38.6 %; por otra parte el RR del SEDAT2 es 4 y 3 veces superior al del sistema DEMEESTb para el mínimo y máximo flujo de agua de mar 19, respectivamente.

El indicador PR evalúa la desalinización en términos de energía, como se plasmó en la ec. (3.5). En la propuesta SEDAT2 se involucra el calor suministrado a la MED y el calor constante  $Q_{GEN}$  de 26.96 kW, encargado de producir el vapor 7 que se incorpora al último efecto de la MED. Lo anterior hace que siempre se tenga que suministrar más energía al SEDAT2 que a los sistemas DEMEESTa y DEMEESTb, cuando manejan el mismo flujo de alimentación de agua de mar. Para el SEDAT2, se observa en la figura 3.22, que con

bajos flujos de la corriente 19 el indicador PR tiene la tendencia de disminuir, debido a que el calor  $Q_{GEN}$  es muy cercano a la magnitud del calor  $Q_{MED}$  (ver figura 3.23), pero para altos flujos de la corriente 19,  $Q_{GEN}$  es significativamente menor a  $Q_{MED}$  provocando que el PR incremente y comience a tener un comportamiento más lineal. Por lo ya mencionado, el PR del DEMEESTa y de sistema DEMEESTb se mantienen constantes para diferentes flujos de la corriente 19; se puede ver claramente que el sistema DEMEESTb tiene un mejor aprovechamiento de la energía que el DEMEESTa y el SEDAT2. Para el mínimo y máximo flujo de la corriente 19, el PR del sistema DEMEESTb es 3.4 y 1.9 veces mayor que el SEDAT2 respectivamente; mientras que para el DEMEESTa es 1.8 veces mayor independientemente del flujo.

La producción de agua para ambos sistemas se mantiene lineal e incrementa con el aumento de flujo de la corriente 19; es importante destacar, que el SEDAT2 tiene un incremento constante de agua producto de 72 L/h respecto al DEMEESTa, dicha producción, es el resultado de utilizar a plena carga el compresor térmico de una máquina de enfriamiento por absorción de 23 kW de enfriamiento.

El comportamiento del COP, de la capacidad de enfriamiento y del calor suministrado a la MED, en el SEDAT2, en el sistema DEMEESTb y en el DEMEESTa, son presentados en la figura 3.23. El estudio consideró, una temperatura constante del agua de mar 19 de 75 °C y una variación del flujo másico de la corriente 19 en un intervalo de 0.05-1.52 kg/s. Por lo analizado y explicado en la sección 3.3, el COP del DEMEESTa y del sistema DEMEESTb permanece constante, mientras que para la propuesta SEDAT2, el COP disminuye cuando se utilizan bajos flujos de agua de mar 19. Se puede notar que el COP de la propuesta SEDAT2 siempre es menor al COP del DEMEESTa convencional y del DEMEESTb, esto se debe a que en la propuesta SEDAT2 el COP considera el calor suministrado para el proceso flash, el calor de la MED y del GEN. Sin embargo, para el DEMEESTa y el SEDAT2 el calor suministrado a la MED es el mismo, pero la producción de agua es mayor para SEDAT2, provocando una mayor capacidad de enfriamiento. La capacidad de enfriamiento del SEDAT2, debido a la integración energética y másica interna, siempre es 42 kW superior que el DEMEESTa.

De lo anterior se puede destacar, que utilizando la misma cantidad de energía en el GEN de las propuesta SEDAT1 y SEDAT2, el SEDAT2 produce debido a la integración energética y másica interna (sin considerar el agua de la MED convencional) 83 % más capacidad de

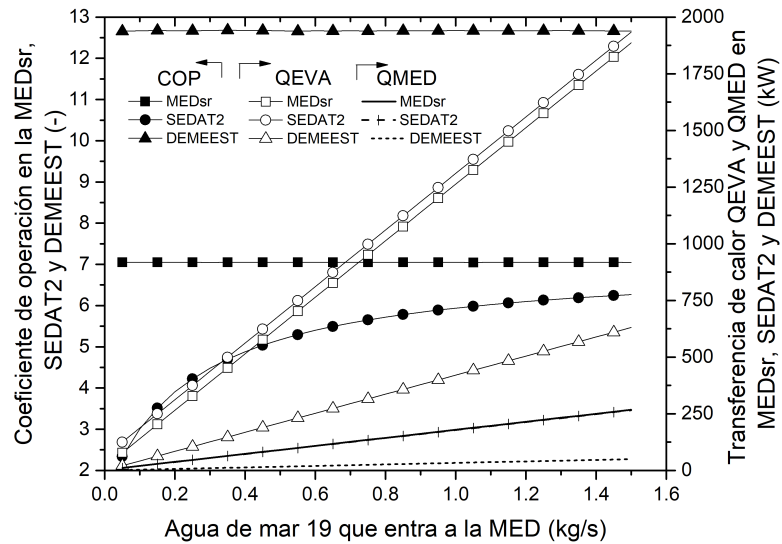


Figura 3.23: Comportamiento del COP y de la capacidad de enfriamiento QEVA y del calor suministrado QMED en las propuesta DEMEESTa, SEDAT2 y DEMEESTb; para diferentes flujos de agua de mar 19 con una temperatura de 75 °C.

enfriamiento y de agua producto que el SEDAT1 que produce 23 kW.

El sistema DEMEESTb es la propuesta tecnológica que consume menos energía térmica de activación ( $Q_{MED}$ ), como se puede ver en la figura 3.23, debido a la alta integración energética que presenta en los recalentamientos. Para el máximo y mínimo flujos mostrados en la figura 3.23, el DEMEESTb consume 5.37 y 6.6 veces menos energía que el SEDAT2 y el DEMEESTa respectivamente. EL DEMEESTb al ser activado con una temperatura de 75 °C y con flujo másico en la corriente 19 de 0.0551 kg/s, el sistema puede dar 23 kW de enfriamiento con un calor de activación  $Q_{MED}$  de 1.84 kW y un COP de 12.5 siendo 14.5 y 17.4 veces mayor que el COP reportado para el SEDAT1 y para un sistema de enfriamiento por absorción de simple efecto convencional, respectivamente.

El DEMEESTb puede presentar alta eficiencia al trabajar en bajas y altas capacidades de enfriamiento y desalinización, siendo una ventaja sustancial sobre las propuestas tecnológicas SEDAT1, SEDAT2 y DEMEESTa; aunque las propuestas tecnológicas SEDAT2 y DEMEESTa pueden regular su capacidad de enfriamiento, controlando el flujo de refrigerante con una válvula de tres vías, al trabajar con una una baja capacidad de enfriamiento el COP disminuiría, sin embargo la desalinización seguiría trabajando con

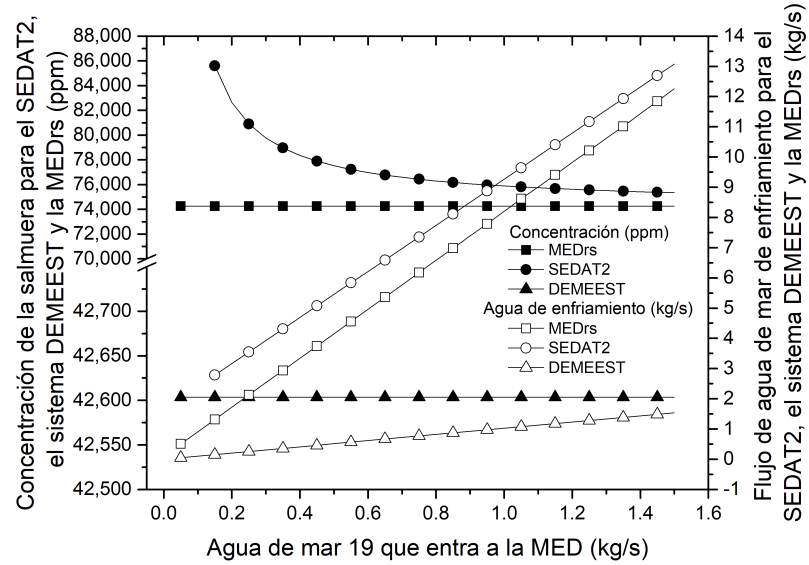


Figura 3.24: Concentración de la salmuera del efecto 14 y del flujo de agua de enfriamiento en las propuesta DEMEESTa, SEDAT2 y DEMEESTb; para diferentes flujos de agua de mar 19 con una temperatura de 75 °C.

buena eficiencia.

En la figura 3.25, se presenta la concentración de la salmuera del último efecto y el flujo de agua de mar de enfriamiento utilizado para la condensación del efecto 14 de las propuestas tecnológicas DEMEESTb, DEMEESTa y SEDAT2; para una temperatura de 75 °C y con flujo másico en la corriente 19 de 0.05-1.52 kg/s. Como se mencionó en la sección 3.3 el DEMEESTb y la DEMEESTa tiene una concentración de la salmuera constante, en ambos casos son concentraciones adecuadas de operación. La concentración para el SEDAT2, como se mencionó en la sección 3.2, con bajos flujos la salmuera presenta alta concentración y con flujos menores 0.15 kg/s se podrían tener precipitaciones de sales. Se puede observar que debido a la integración energética y másica presente en el SEDAT2 siempre se tiene una mayor concentración que en el sistema DEMEESTb y el DEMEESTa. Es importante destacar que los recalentamientos del agua de mar que se tienen en el DEMEESTb, hacen que la concentración de la salmuera sea menor que en el DEMEESTa, ya que una parte del vapor producido en cada efecto es utilizado para los precalentamientos y no para producir más vapor en los efectos siguientes como lo hace el DEMEESTa y el SEDAT2.

La propuesta DEMEESTb al presentar alta integración energética (recalentamientos)

es más eficiente en términos de energía que el DEMEESTa y que el SEDAT2 (indicador PR) como se mostró en la figura 3.22, sin embargo, esta propuesta es la que presenta el indicador RR más bajo y esto no es del todo negativo. Debido a que el flujo de agua de mar de enfriamiento es variable, permite tener el siguiente comportamiento. Si se considera una producción de agua de 963 kg/h (QEVA de 631 kW) para las propuestas DEMEESTb, SEDAT2 y DEMEESTa (figura 3.23); el flujo de la corriente 19 es de 1.51, 0.51 y 0.45 kg/s para las propuestas DEMEESTb, DEMEESTa y SEDAT2, respectivamente (ver figura 3.26). Lo anterior implica que el calor de condensación en el último efecto de la MED no es el mismo en los tres sistemas, por lo que el flujo de agua de mar de enfriamiento requerido es de 1.53, 4.1 y 5.82 kg/s para las propuestas DEMEESTb, DEMEESTa y SEDAT2, respectivamente (figura 3.24). De lo anterior se propone un nuevo indicador para evaluar el aprovechamiento de la integración energética (RAIE) como se muestra en la siguiente ecuación, donde  $m_{enf}$  es la corriente 14 para el DEMEESTb, el SEDAT2 y para la DEMEESTa.

$$RAIE = \frac{m_{19}}{m_{enf}} \quad (3.12)$$

Haciendo uso del indicador RAIE, se puede ver en la figura 3.25, que el DEMEESTb es la propuesta que mejor aprovecha la integración energética interna; lo que permite, que aunque se suministre más agua a la MED (corriente 19) con una menor cantidad de agua producto, el flujo de agua de mar de enfriamiento es mínimo y por ende el sistema de bombeo es más compacto.

Para una mejor comprensión del comportamiento de los sistemas DEMEESTa, SEDAT y DEMEESTb, en la figura 3.26 se presenta un diagrama con las propuestas tecnológicas simplificadas, donde se exponen los indicadores y las principales corrientes del sistema para una condición de enfriamiento de 631 kW y con una temperatura de activación en la MED 75 °C. Se puede observar que para producir 631 kW de enfriamiento el sistema DEMEESTb necesita 60 % menos energía que el SEDAT2 y 43.61 % menos energía que el DEMEESTa; es evidente que es más conveniente utilizar una MED con recalentamientos que sin ellos.

Por otra parte, el RAIE en el DEMEESTb es de 0.975 siendo 0.855 y 0.875 veces mayor que las DEMEESTa y el SEDAT2, respectivamente. Altos valores de RAIE representa no sólo una bomba con menor consumo eléctrico, sino que las tuberías del sistema serán de un diámetro menor, reduciendo el costo de operación y de inversión inicial. El sistema DEMEESTb al requerir de 50.65 kW para activarse presenta un COP de 12.45, el cual es

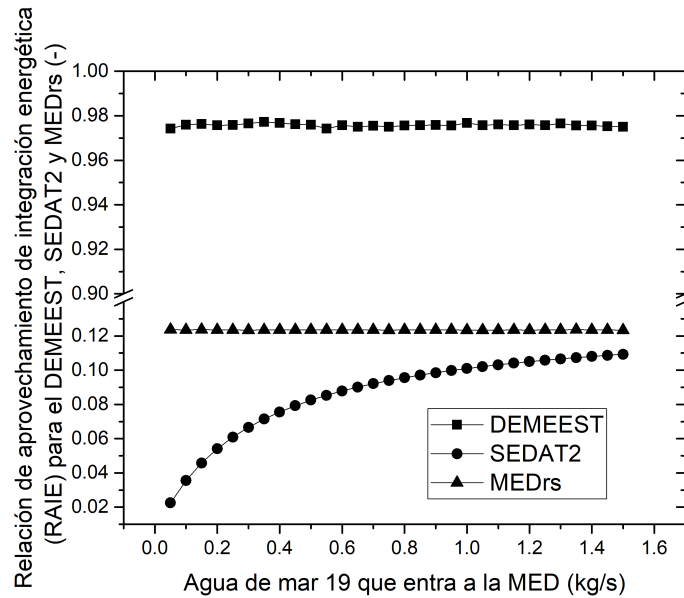


Figura 3.25: Relación de aprovechamiento de integración energética RAIE en las propuesta DEMEESTa, SEDAT2 y DEMEESTb; para diferentes flujos de agua de mar 19 con una temperatura de 75 °C.

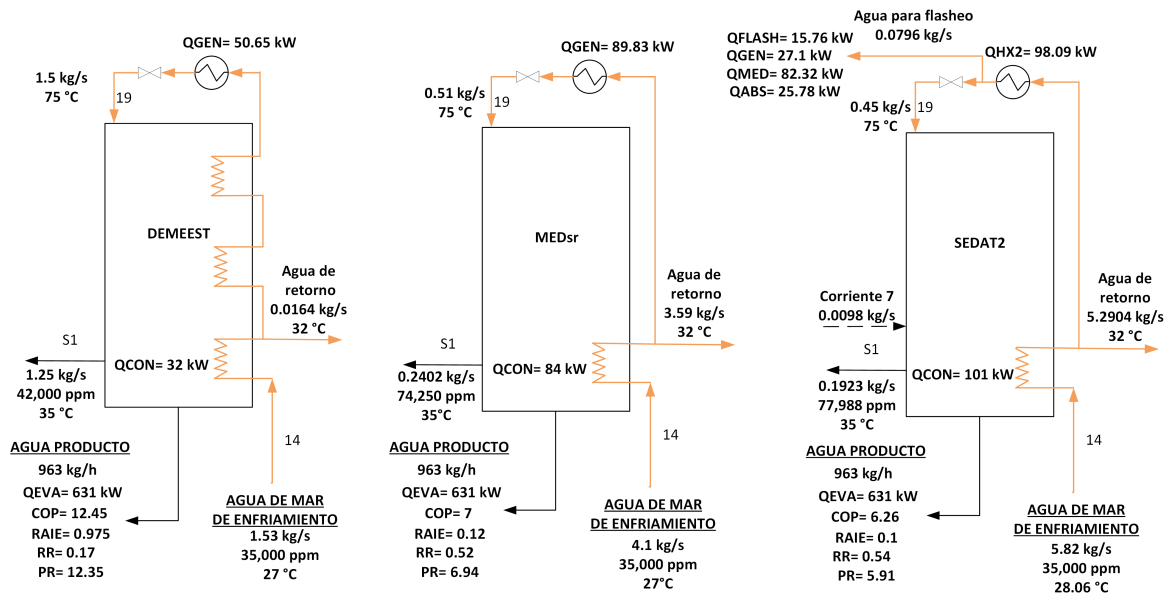


Figura 3.26: Comparación de las propuestas tecnológicas DEMEESTa, SEDAT2 y DEMEESTb; para una capacidad de enfriamiento de 631 kW con una temperatura de activación en la MED 75 °C.

1.77 y 1.98 veces mayor que el COP de DEMEESTa y del SEDAT2, respectivamente. Lo anterior representa que el campo de colectores solares en el SEDAT es 2.47 y 1.39 veces superior al del sistema DEMEESTb y DEMEESTa, respectivamente. Por otra parte, los requerimientos de enfriamiento en el último defecto del proceso MED es 68.31 % menor en DEMEESTb respecto al SEDAT y 61.9 % menor respecto al DEMEESTa.

Después de haber realizado los estudios de viabilidad técnica y de comparación de las propuestas tecnológicas para una capacidad específica, en la Tabla 3.9 se presentan los principales indicadores y características de cada propuesta tecnológica evaluada en su condición de diseño y de un sistema de enfriamiento por absorción termosolar (SEAT) de simple efecto con capacidad de 23 kW (ver Apéndice B). Cabe mencionar, que la condición de diseño de los sistemas DEMEESTa, DEMEESTb, SEDAT1 y SEDAT2 se consideró el punto de agotamiento del fluido de activación (agua caliente con flujo de 1.611 kg/s). En la Tabla 3.9 se observa que el COP del SEDAT1 es 22 % superior al presentado por el SEAT y que además es capaz de producir agua desalinizada, convirtiéndolo en un sistema más competitivo al proporcionar dos servicios y tener mayor eficiencia.

Buscando incrementar la capacidad de enfriamiento y desalinización se desarrolló el SEDAT2, el cual es un acoplamiento con alta integración energética y másica interna entre SEDAT1 con una MED de 14 efectos, convirtiéndose en un sólo proceso. Cuando se comparan los principales indicadores de enfriamiento y desalinización del SEDAT1 con el SEDAT2, se puede observar que el COP y el RR del SEDAT2 es 7.44 y 6.4 veces superior al SEDAT1, respectivamente. Por otra parte, el sistema DEMEESTa tiene un COP, PR y RR de 7.17, 7.1 y 0.55 los cuales son 12 %, 5.1 % y 5.7 % superiores a los del SEDAT2, respectivamente. Al comparar el sistema DEMEESTb, el cual tiene una MED con recalentamientos, con el DEMEESTa se tiene que el COP y PR son 82.7 % y 83.2 % superiores, sin embargo el RR es 3.6 % menor. El COP del DEMEESTb es 15.23 y 2.04 veces mayor que el COP del SEDAT1 y SEDAT2, respectivamente. Se destaca, que debido a lo presentado por los indicadores, el sistema DEEMESTb es el más competitivo.

Por otra parte, se puede observa en la Tabla 3.9 que el aprovechamiento de la integración energética es superior en el DEMEESTb presentando un valor de RAIE de 0.24, mientras que el valor más bajo de RAIE lo presenta el SEDAT1. En todos los casos la concentración de la salmuera se encuentra dentro de los límites reportados en la literatura (referencia de palenzuela). Con base a la organización mundial de la Salud (OMS) (Howard y Bartram,

Tabla 3.9: Comparación de las propuestas tecnológicas cuando operan en condiciones de diseño.

Parámetros	SEAT	SEDAT1	SEDAT2	DEMEESTa	DEMEESTb
Temp. del agua de enfriamiento (°C)	<b>27.000</b>	27.000	27.000	27.000	27.000
Temperatura de activación (°C)	<b>93.000</b>	77.000	85.000	85.000	95.000
Flujo de agua de activación (kg/s)	<b>1.611</b>	1.611	1.611	1.611	1.611
Salinidad del agua de mar (ppm)	-	35000.000	35000.000	35000.000	35000.000
No. de efectos	-	-	14.000	14.000	14.000
TBT (°C)	-	-	70.000	70.000	70.000
Temperatura del último efecto (°C)	-	-	35.000	35.000	35.000
Salmuera ppm	-	38,000.000	78,979.000		74,597.600
Flujo de agua de enfriamiento (kg/s)	<b>2.700</b>	2.700	14.000	12.810	
<b>RESULTADOS</b>					
Calor de activación (kW)	<b>31.580</b>	26.960	314.550	280.220	152.430
Calor de condensación (kW)	<b>24.330</b>	24.310	282.520	263.110	132.550
Capacidad de enfriamiento (kW)	<b>23.000</b>	23.000	2009.000	2009.000	2001.560
Integración energética interna (kW)	<b>5.446</b>	18.000	308.290	263.110	361.030
Agua producto L/día	-	838.000	73,569.000	73569.000	73,380.000
COP	<b>0.72</b>	0.860	6.400	7.170	13.100
RR	-	0.081	0.520	0.550	0.530
PR	-	-	6.720	7.067	12.950
RAIE	-	0.005	0.110	0.120	0.240
$COP_G$	-	1.690	12.680	14.230	26.090

2003) el SEDAT1, puede dar agua a 8 personas, mientras que el SEDAT2 y el DEMEESTa a 735 personas; el DEMEESTb produce 73,380 L/día suficientes para satisfacer los requerimientos hídricos de 733 personas. Por otra parte, los sistemas DEMEESTb, SEDAT2 y DEMEESTa; al ser de gran capacidad, pueden brindar agua a Hoteles en México ubicados en zonas costeras según Becken (2014). El sistema DEMEESTb puede satisfacer los requerimientos de un hotel de 125 personas, mientras que el SEDAT2 y el DEMEESTa a 126 personas.

De manera cualitativa se puede observar que el sistemas SEDAT2, al tener mayor cantidad de equipos (sistema de enfriamiento por absorción y MED de 14 efectos) y requerir de un campo de colectores más grande, es el sistema con mayor inversión inicial. El SEDAT1 sería el sistema de menor inversión inicial, sin embargo, al operar con una menor eficiencia respecto a los demás sistemas, sólo sería recomendable para sistemas que ya se encuentren operando y se quieran aprovechar para dar desalinización. Los sistemas DEMEESTb y DEMEESTa requieren varios equipos intercambiadores de calor, sin embargo, al trabajar con una buena eficiencia los hace de muy bajo costo de operación y de menor inversión inicial. El DEMEESTb trabaja con una mayor eficiencia que el DEMEESTa lo que hace que tenga un campo de colectores solares 1.83 veces más pequeño que el DEMEESTa; impactando

directamente en la inversión inicial y en costo de operación y mantenimiento.

Las tecnologías propuestas son máquinas que proporcionan dos servicios de manera simultánea, por lo que deben de ser evaluadas considerando ambos productos con la misma energía suministrada. La eficiencia global del sistema se presenta de la siguiente manera.

$$COP_G = \frac{Q_{EVA} + Ap * 2326kJ/kg}{Q_{GEN}} \quad (3.13)$$

Es importante aclarar que para las propuestas SEDAT1, DEMEESTa y DEMEESTb la ecuación 3.13 se aplica directamente, donde Ap es el agua producto en kg/s, mientras que la siguiente ecuación 3.14 se aplica para SEDAT2.

$$COP_G = \frac{Q_{EVA} + Ap * 2326kJ/kg}{Q_{GEN} + Q_{HX2}} \quad (3.14)$$

# CAPÍTULO 4

---

## ESTUDIOS EXPERIMENTALES

---

*En este capítulo se plantea el procedimiento de instalación de una máquina de enfriamiento por absorción  $BrLi/H_2O$  de simple efecto. Se presenta la información de los instrumentos de medición y el desarrollo del sistema SCADA para adquisición de datos las unidad de enfriamiento y se presentan los resultados experimentales de la máquina bajo temperaturas extremas de operación. También se presenta el diseño de un banco de eyectores para poder estudiar el subproceso de extracción, enfriamiento y adecuación del agua producto planteado en las propuestas tecnológicas del capítulo 3. Adicionalmente se presenta la plataforma de monitoreo y control realizada para estudiar diversas máquinas y procesos desarrollados en el CEENER. Finalmente se detalla la construcción de una planta de enfriamiento por absorción termosolar en la escuela de primaria de Puertecitos Ensenada, Baja California.*

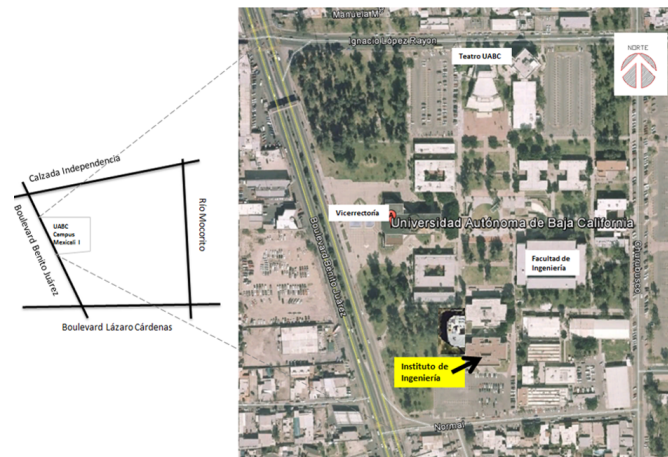


Figura 4.1: Diagrama de tuberías e instrumentación del circuito de concentradores cilindro parabólico CCP.

## 4.1. Unidad de enfriamiento por absorción $LiBr/H_2O$

Las propuestas tecnológicas mostradas en el Capítulo 3, cuentan con una máquina de enfriamiento por absorción  $LiBr/H_2O$  de 23 kW de enfriamiento, un sistema de extracción y adecuación del agua producto y un proceso de evaporación de múltiple efecto; cada uno puede ser estudiado de manera independiente para su posterior acoplamiento. En la sección 4.1 se muestra el estudio experimental de la máquina de enfriamiento por absorción y en la sección 4.2 se presenta la construcción del sistema de adecuación y extracción del agua producto o banco de purebas de eyectores. Ambos sistemas mencionados son indispensables para el desarrollo tecnológico de las propuestas tecnológicas presentadas en esta tesis.

### 4.1.1. Descripción general

El Centro de Estudios de las Energías Renovables (CEENER) del Instituto de Ingeniería de la Universidad Autónoma de Baja California se encuentra en la ciudad de Mexicali, Baja California; figura 4.1. El CEENER es un Centro Tecnológico orientado a aplicar el conocimiento en el aprovechamiento de los recursos energéticos renovables, así como al desarrollo de tecnologías limpias. En este centro se cuenta con diversos equipos experimentales, sin embargo en esta sección, sólo se va a mencionar la información que tiene que ver con las unidades de enfriamiento por absorción y que tienen relación con esta Tesis.

En el CEENER se tienen dos unidades de enfriamiento por absorción  $LiBr/H_2O$  de simple efecto termosolar de baja capacidad. La primer máquina de enfriamiento de espacios

es de la marca SHANDONG LUCY modelo TX-23, con una capacidad de 23kW de enfriamiento (6 toneladas de refrigeración) y es manufacturada en China; mientras que la segunda máquina de acondicionamiento térmico de espacios es de la marca YAZAKI modelo WFC-SC5 con capacidad de 17.5 kW de enfriamiento (5 toneladas de enfriamiento) y es manufacturada en Japón. Ambas unidades de enfriamiento por absorción son la tecnología punta en sus respectivos países de origen. Cabe mencionar, que en este proyecto experimental, se realizó una instalación hidráulica y eléctrica que permite estudiar cualquiera de las dos máquinas; sin embargo, los resultados experimentales mostrados en la sección 4.1.8, corresponden únicamente a la máquina LUCY.

En el CEENER, con la finalidad de asimilar el funcionamiento de los sistemas de absorción bajo condiciones reales, se instalaron las máquinas de absorción LUCY y YAZAKI considerando los siguiente criterios:

- Buscar el menor costo de instalación.
- Reutilizar sensores y actuadores.
- Buscar un sistema de adquisición de datos robusto, de fácil monitorio y que permita presentar de manera esquemática y ordenada la situación actual de las plantas experimentales.
- Implementar sistemas hidráulicos de agua caliente, agua fría y agua de enfriamiento; que permita trabajar con ambas unidades de manera segura.
- Óptimo aprovechamiento de espacios.

Las máquinas de enfriamiento por absorción activadas con energía solar térmica, constan de cuatro circuitos principales: a) Circuito de calentamiento y almacenamiento de energía térmica, b)Circuito de agua caliente c) Circuito de agua de enfriamiento y d) Circuito de agua fría. El diagrama de tuberías e instrumentación de todas las unidades de enfriamiento se muestran en la figura 4.2.

En la figura 4.2 se puede ver, que con arreglos de válvulas, es posible dar enfriamiento en el laboratorio del CEENER con las máquinas LUCY, YAZAKI o con la máquina de enfriamiento por absorción con amoniaco ROBUR (fluido de trabajo  $NH_3H_2O$ ), sin embargo, las máquinas no pueden trabajar simultáneamente. También es posible trabajar con las tres máquinas enfriando el cuarto frío de control o haciendo almacenamiento de energía

con baja temperatura (6-12°C). Aunque el alcance de esta tesis sólo contempla la instalación de las unidades de enfriamiento LUCY y YAZAKI, también se menciona la interacción de la unidad de enfriamiento ROBUR con el sistema hidráulico, esto debido a que se desarrolló una infraestructura que permite el estudio de esta máquina, para que futuras investigaciones se puedan enfocar en esta tecnología. Para una mejor comprensión del DTI general de las unidades de enfriamiento por absorción del CEENER, se detallará por separado los circuitos de captación y almacenamiento de energía térmica, agua caliente, enfriamiento, agua fría y cuarto de control. En la figura 4.3 se presenta una imagen con la vista aérea de la instalación de la planta experimental LUCY y YAZAKI, se puede apreciar que los colectores solares están en posición de descanso.

#### **4.1.2. Circuito de captación y almacenamiento de energía térmica**

En la figura 4.4 se muestra el DTI del circuito de captación y almacenamiento de energía térmica, dicho circuito, aprovecha la energía termosolar por medio de concentradores solares tipo Cilindro Parabólico (CCP), y es considerado de manera independiente como una planta experimental. Este circuito tiene como objetivo calentar el fluido caloportador (agua) hasta las temperaturas de 75-95 °C, siendo las condiciones de operación de las unidades de enfriamiento. También tiene la función de mantener la temperatura del fluido caloportador en las condiciones de temperatura mencionadas durante el tiempo de operación de las unidades de enfriamiento. Por otra parte, el diseño de este circuito hidráulico, permite evaluar el desempeño de los captadores solares bajo diferentes condiciones de radiación, temperatura de activación, diferentes configuraciones serie y paralelo, y el control de seguimiento implantado. Los principales elementos de este circuito son: seis colectores tipo CCP, un separador líquido-vapor, un sistema de enfriamiento, un depósito para controlar la temperatura de activación de las unidades de enfriamiento, sistema hidráulico y un sistema de seguimiento solar.

Se puede observar que de la parte baja del tanque, por medio de la Bomba, se succiona el agua fría del tanque de almacenamiento térmico y es llevada al campo de colectores solares. Aquí se pueden tener dos opciones de trabajo, en serie y paralelo. Para la operación en serie se deberán tener cerradas las válvulas V1 y V3, con esto el agua proveniente del tanque de almacenamiento, fluirá en dirección de la serie de CCP del lado derecho, después ingresará por la parte superior a la línea de CCP del lado izquierdo; después de salir de esta línea de colectores con alta temperatura se dirigirá hacia el separador centrífugo. En el separador centrífugo se separarán las fases de líquido y vapor, en caso de ser necesario. Finalmente el

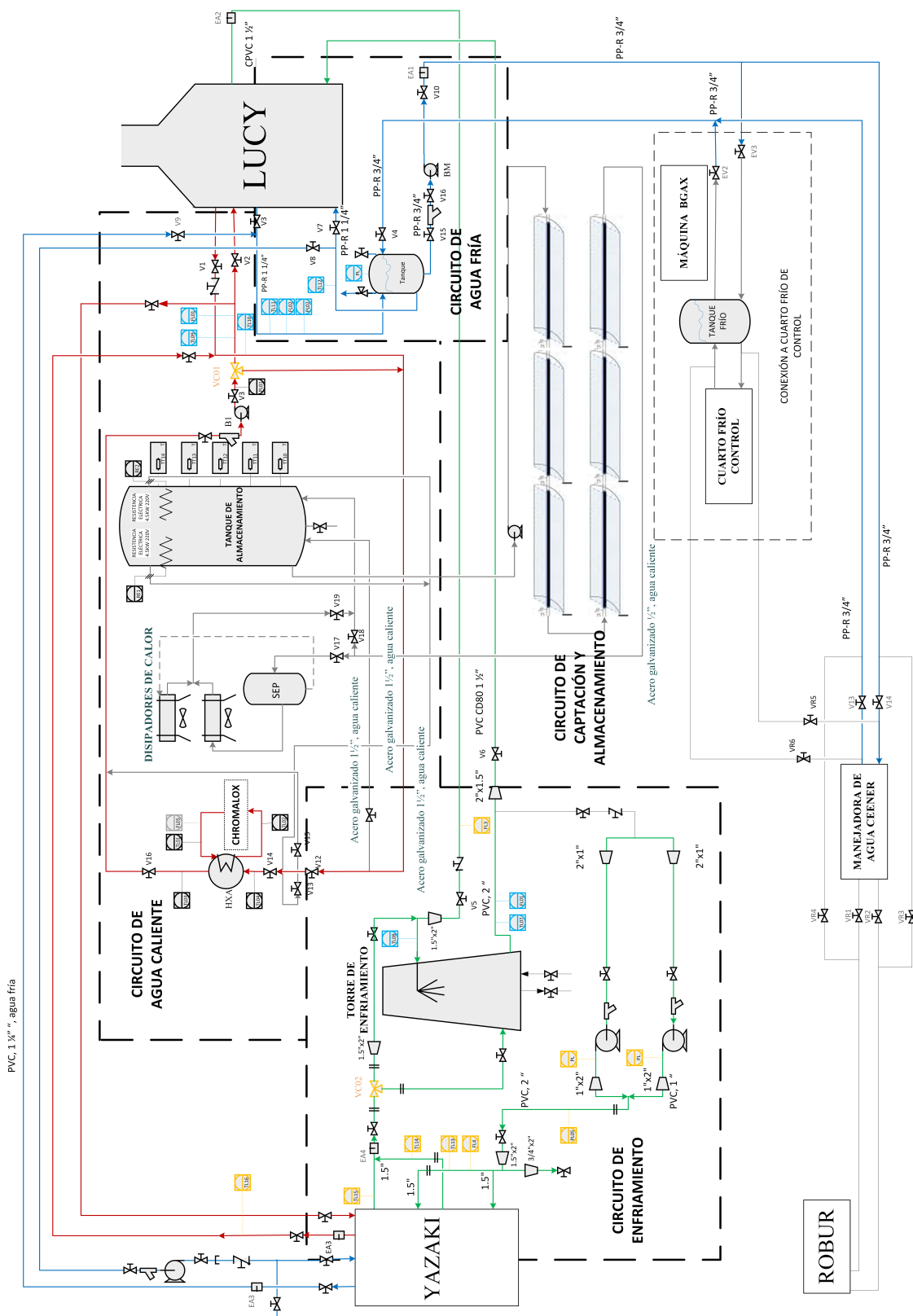


Figura 4.2: Diagrama de tuberías e instrumentación general de todas las unidades de enfriamiento.



Figura 4.3: instalación de la planta experimental de las unidades de enfriamiento LUCY y YAZAKY.

vapor de agua condensada se mezcla con la fase líquida e ingresa a la parte alta del tanque (Zona caliente). Para la operación en paralelo se deberán tener abiertas las válvulas V1 y V3, mientras que la válvula V2 cerrada.

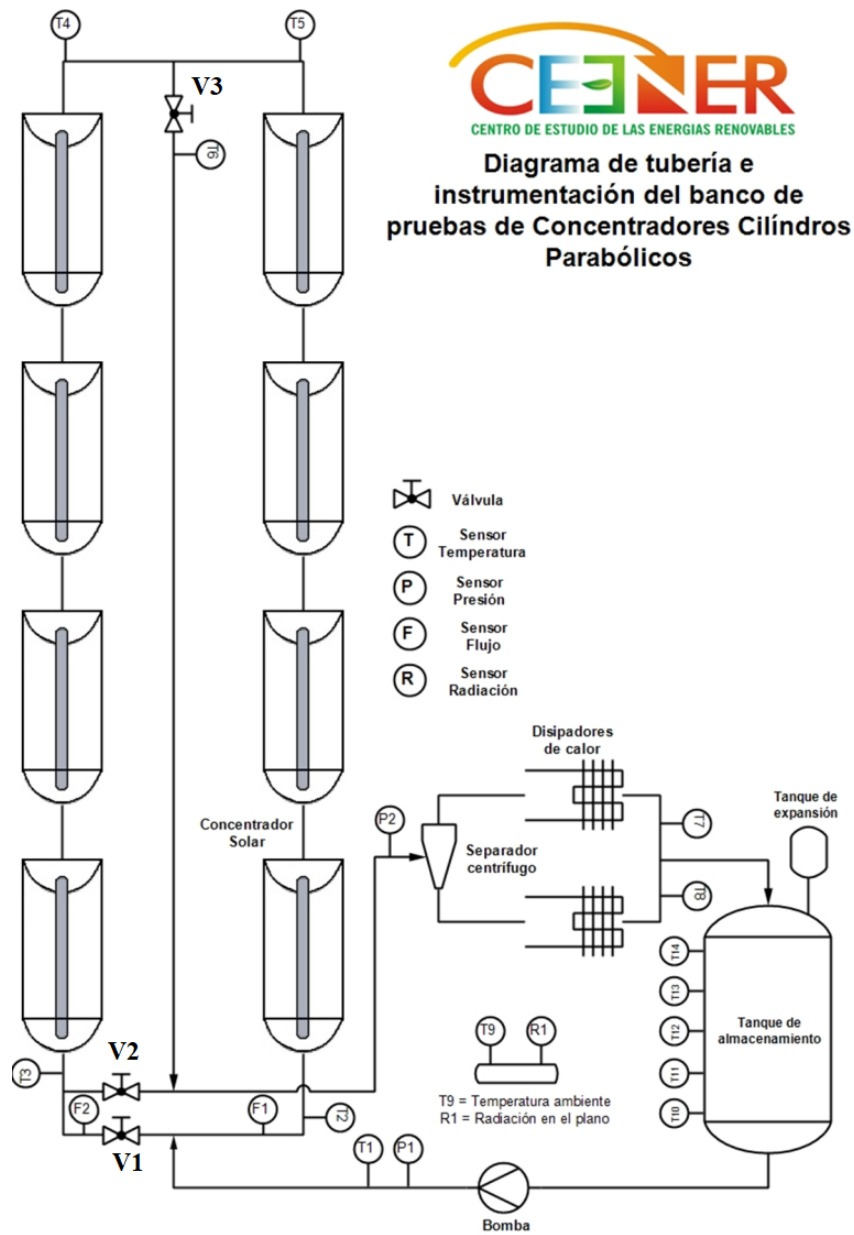


Figura 4.4: Diagrama de tuberías e instrumentación del circuito de concentradores cilindro parabólico CCP.

#### 4.1.2.1. Dinámicas de control para la planta experimental CCP

El circuito de calentamiento de agua es crucial para el funcionamiento de los sistemas de enfriamiento por absorción termosolar. Por lo que fue necesario desarrollar un sistema de captación y almacenamiento de energía térmica que permitiera: a) la operación de manera segura, b) asegurar la operación de manera continua (automática), c) operación bajo condiciones controladas para la caracterización de concentradores tipo CCP.

##### A) Lazos de seguridad

- Si la presión alcanza los 120 psi apagar bomba y desenfocar CCP.
- Si se prende la bomba y no se registra flujo apagar bomba. Se deben realizar dos verificaciones; en la primera debe existir un incremento en la presión de descarga de la bomba y un incremento de temperatura a la salida de los colectores solares (posible fuga o inadecuada alineación de válvulas).
- protección por sobre calentamiento en alguna línea. Si las diferencias de temperaturas entre  $T_5 - T_6$ ,  $T_4 - T_6$ ,  $T_3 - T_1$ ,  $T_2 - T_1$  exceden de  $20\text{ }^{\circ}\text{C}$  y la bomba está en paro, esta debería prender (estancamiento); si la bomba está activada y existe un sobre calentamiento se deberá apagar la bomba y colocar los CCP en posición segura.
- Si el seguidor no detecta el sol, los CCP deberán seguir en posición de trabajo siempre y cuando estén dentro del horario (Horario de apertura y puesta del sol dependiendo del día Juliano) o dentro del intervalo de trabajo que establezca el usuario.

##### B) Inicio y paro de pruebas (modo diario por default)

- A la hora de apertura del sol, dependiendo del día juliano, los CCP deberán cambiar de posición de seguridad a posición de trabajo inicial,  $120^{\circ}$  de la posición de seguridad. En el momento que se detecte el Sol los CCP quedarán haciendo el seguimiento.
- Cuando los CCP estén con seguimiento la bomba deberá encender.
- Una vez que se oculte el Sol se deberá desactivar la bomba y los CCP deberán pasar a posición de seguridad, la hora de puesta del Sol dependerá del día Juliano.

##### C) Control de bomba

- Si la configuración de los CCP se encuentra en serie la bomba siempre estará encendida cuando  $(T_3 - T_2) \geq 1^{\circ}\text{C}$  en caso contrario la bomba deberá apagar para evitar disipar calor.

- Si la configuración de los CCP se encuentra en paralelo la bomba deberá estar encendida siempre que  $(T_6 - T_1) \geq 1^\circ\text{C}$  en caso contrario la bomba deberá apagar para evitar disipar calor.

#### **D) Modo de caracterización de concentradores solares**

- En este modo de operación se busca obtener los datos necesarios para una correcta caracterización de los concentradores solares. Para esto se debe de tener analizado el comportamiento térmico de los CCP durante un amplio rango de temperaturas de operación. Se debe de iniciar con el establecimiento del flujo volumétrico (usuario), el cual se debe de controlar con el variador de frecuencia de la bomba, en fin de mantenerlo lo más constante durante el transcurso de la experimentación. Una vez estable el flujo, la temperatura de entrada ( $T_1$ ) debe de ser igual a la del ambiente (permanecer con una variación máxima durante un periodo de 10 minutos en  $\pm 0.1^\circ\text{C}$ ). Después de 10 minutos de operación y almacenado de la información, se deberá incrementar  $5^\circ\text{C}$  más a la temperatura de entrada, para conocer el comportamiento termodinámico de los CCP con esta condición. Al igual que lo mencionado anteriormente se debe de permanecer con una variación de  $\pm 0.1^\circ\text{C}$  como máximo durante el periodo de 10 minutos para la obtención de los datos. Realizar el mismo procedimiento hasta los límites establecidos por el usuario
- Para lograr lo anterior se deberá revisar  $T_1$ . A) si  $T_1 < T_{prueba}$  entonces deberá prender bomba y resistencias térmicas hasta que  $T_1 = T_{prueba}$ . B) Si  $T_1 > T_{prueba}$  entonces deberá prender bomba y disipadores hasta que  $T_1 = T_{prueba}$ . Los disipadores estarán prendiendo y apagando para mantener la condición planteada.
- En este modo las mediciones deberán ser anexadas a un archivo de Excel u otro.
- El sistema de adquisición debe entregar un reporte en el que se calcule el calor de cada línea de concentradores solares ( $Q_{l_1}$  y  $Q_{l_2}$ ), el calor total de los CCP  $Q_T$ , el calor disipado  $Q_{ds}$ , el calor auxiliar de resistencias  $Q_r$  y  $Q_{Chromalox}$ , la eficiencia de cada línea de colectores, la eficiencia total de colectores, la eficiencia global del sistema, el calor almacenado  $Q_{st}$  y el calor almacenado en cada estrato del tanque de almacenamiento térmico. El intervalo de mediciones para el calor de almacenamiento deberá ser durante intervalos de 5 min.

### 4.1.3. Circuito de agua caliente

El circuito de agua caliente tiene la función de suministrar fluido caloportador del tanque de almacenamiento térmico de alta temperatura, hacia las máquinas de enfriamiento por absorción. En la figura 4.6 se muestra el DTI del circuito de agua caliente, se puede observar este circuito hidráulico puede operar en 4 formas distintas.

#### A) Operación con colectores y tanque de almacenamiento

- En este modo de operación las válvulas V14, V16, V12, V20, V21, V22 y V23 deben estar cerradas y el campo de colectores trabajando en el modo de operación diario. De la parte superior del tanque de almacenamiento, se tiene dos salidas de fluido caliente y éstas convergen en la válvula V13 la cual se encuentra abierta. De aquí, al estar cerradas las válvulas V12, V14 y V16 el agua caliente es dirigida hacia la válvula V15 y V24. En esta condición la bomba B1 succiona al agua caliente y la manda a la válvula de 3 vías VC01 la cual regula la capacidad enfriamiento de las unidades de absorción. Por lo que, si se trabaja con LUCY las válvulas V2 y V1 permanecerán abiertas y las válvulas V20 y V21 permanecerán cerradas. El agua caliente que sale de LUCY pasa por el sensor de flujo ultrasónico FL01 y se une con la corriente de bypass de la válvula de 3 vías VC01; al estar cerrada la válvula V12 el agua saliente de la LUCY retorna al tanque de almacenamiento. En caso de trabajar con la máquina YAZAKI, se deberá de tener cerradas las válvulas V1 y V2, mientras que las válvulas V20, V21, V22 y V23 estarán abiertas.

#### B) Operación con colectores, calentamiento auxiliar y tanque de almacenamiento

- En este modo de operación las resistencias y eléctricas RE1 y RE2 estarán encendidas, además de la máquina CHROMALOX. La alineación de válvulas difiere del modo de operación A, en que ahora la válvula V15 estará cerrada y las válvulas V14 y V16 estarán abiertas.

#### C) Operación con calentamiento auxiliar y tanque de almacenamiento

- En este modo de operación las resistencias y eléctricas RE1 y RE2 estarán encendidas, además de la máquina CHROMALOX. La alineación de válvulas es el mismo para el modo de operación B, con la particularidad que la bomba del campo de colectores solares se encuentra apagado.

#### D) Operación sólo con calentamiento auxiliar

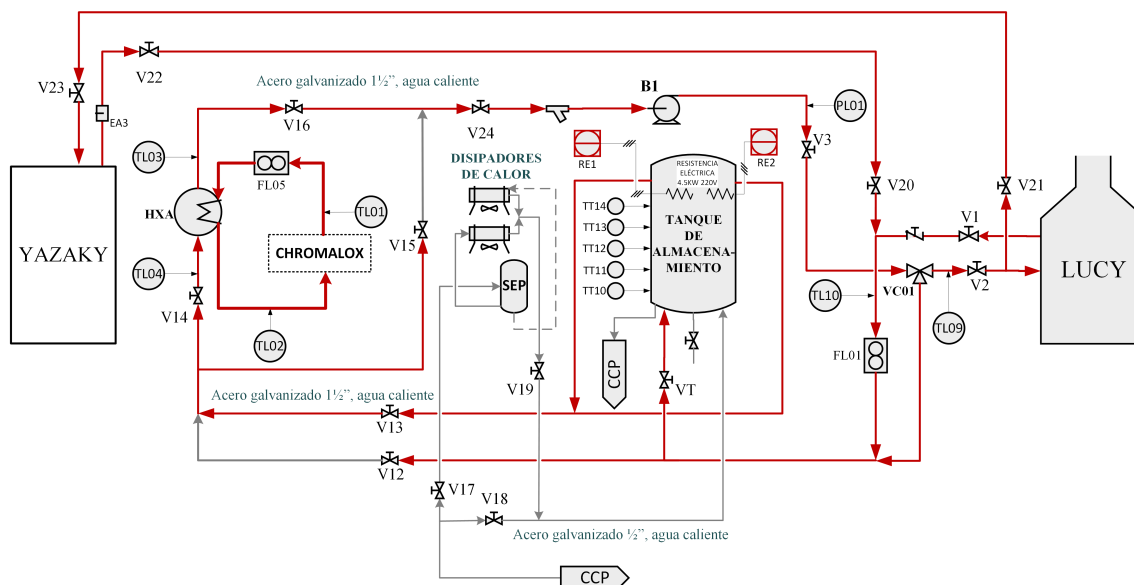


Figura 4.5: Diagrama de tuberías e instrumentación del circuito de suministro de agua caliente de las unidades de aire acondicionado por absorción termosolar del CEENER.

- En este modo de operación las resistencias y eléctricas RE1 y RE2 estarán encendidas, además de la máquina CHROMALOX. La alineación de válvulas es el mismo para el modo de operación C, con la particularidad que las válvulas VT, V14 y V16 estarán cerradas, mientras que las válvulas V12 y V15 estarán abiertas.

A manera de resumen, se presenta en las tablas 4.1 y 4.2 como debe de ser la alineación de válvulas y encendido de equipos auxiliares para los diferentes modos de operación de las máquinas LUCY y YAZAKI, respectivamente.

Tabla 4.1: Tabla de verdad de equipos auxiliares y de alineación de válvulas del circuito hidráulico de activación para operar con LUCY

		Operación con LUCY																				
		V1	V2	V3	V12	V13	V14	V15	V16	V17	V18	V19	V20	V21	V22	V23	V24	VT	RE1	RE2	CHR	CS
MODO A		1	1	1	0	1	0	1	0	1	1	1	0	0	0	0	1	1	0	0	0	1
MODO B		1	1	1	0	1	1	0	1	1	1	1	0	0	0	0	1	1	1	1	1	1
MODO C		1	1	1	0	1	1	0	1	1	1	1	0	0	0	0	1	1	1	1	1	0
MODO D		1	1	1	1	1	0	1	0	1	1	1	0	0	0	0	1	0	1	1	1	0

La válvula de tres vías que se muestra en el DTI de la figura 4.6 tiene la función de regular la capacidad de enfriamiento de las máquinas de absorción. Se puede ver claramente que la válvula de tres vías puede trabajar con cualquiera de las dos máquinas, por otra parte también el sensor de flujo está ubicado en un zona que permite el sensado para ambas unidades. En la figura 4.6 se presenta una imagen del arreglo de tuberías de la válvula de tres vías y colocación del sensor de flujo ultrasónico, además del equipo de calentamiento auxiliar.

Tabla 4.2: Tabla de verdad de equipos auxiliares y de alineación de válvulas del circuito hidráulico de activación para operar con YAZAKI

Operación con YAZAKI																					
	V1	V2	V3	V12	V13	V14	V15	V16	V17	V18	V19	V20	V21	V22	V23	V24	VT	RE1	RE2	CHR	CS
MODO A	0	0	1	0	1	0	1	0	1	1	1	1	1	1	1	1	1	0	0	0	1
MODO B	0	0	1	0	1	1	0	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
MODO C	0	0	1	0	1	1	0	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	0
MODO D	0	0	1	1	1	0	1	0	1	1	1	1	1	1	1	1	0	1	1	1	0



(a) Válvula de tres vías

(b) Calentador auxiliar

Figura 4.6: Circuito hidráulico de agua caliente.

#### 4.1.4. Circuito de agua de enfriamiento

La función que tiene el circuito de enfriamiento es la de condensar el fluido refrigerante y retirar el calor exotérmico del absorbedor, lo anterior es vital para que los sistemas de absorción funcionen de manera correcta y eficiente. Como se mencionó en el capítulo 2, el enfriamiento de los sistemas de absorción que utilizan como fluido de trabajo la solución  $LiBr/H_2O$ , puede ser con aire o con agua; debido a las altas temperaturas registradas en la ciudad de Mexicali de hasta  $50\text{ }^\circ\text{C}$ , se decidió utilizar una torre de enfriamiento para disipar el calor del condensador y absorbedor, además de que enfriar con agua permite un mejor control de la temperatura del absorbedor evitando problemas de cristalización.

La torre de enfriamiento que se tiene en las instalaciones del CEENER tiene una capacidad de diseño  $60\text{ kW}$ , suficientes para disipar el calor del condensador y absorbedor de una máquina de absorción con capacidad de  $23\text{ kW}$  de enfriamiento. Por lo anterior, la torre de enfriamiento no puede trabajar de manera simultánea con LUCY y YAZAKI. La limitante anterior, llevó a diseñar un circuito hidráulico que permitiera interconectar la torre de enfriamiento con las máquina LUCY y YAZAKI de una manera rápida y segura. En la

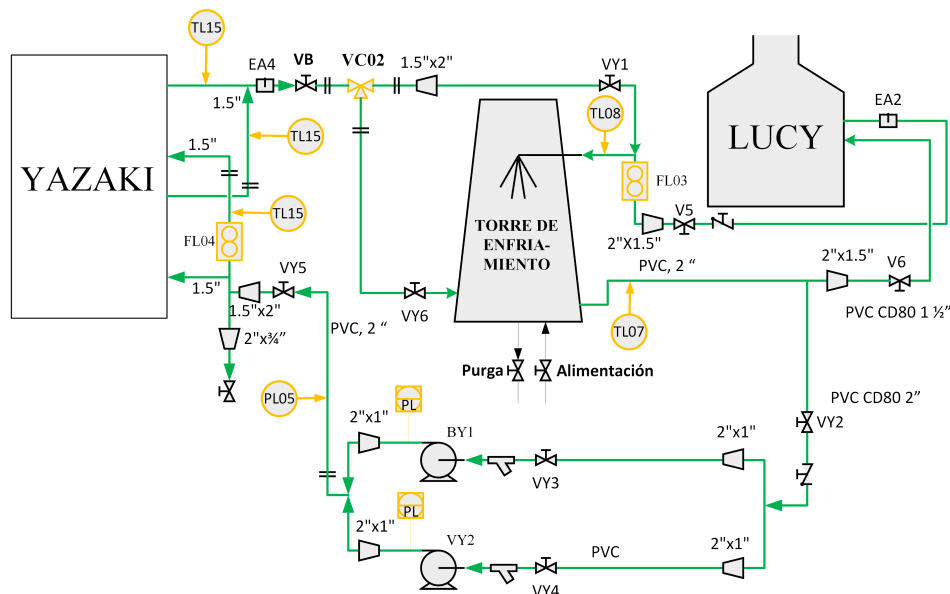


Figura 4.7: Diagrama de tuberías e instrumentación del circuito de agua de enfriamiento las unidades de aire acondicionado por absorción termosolar del CEENER.

figura 4.7 se muestra el DTI del circuito de enfriamiento.

Es importante destacar que existen diferencias sustanciales en el modo hacer la condensación y el enfriamiento de la reacción exotérmica del absorbedor en las máquinas de absorción. En el caso de la máquina LUCY, el agua proveniente de la torre de enfriamiento es llevada a enfriar al absorbedor y después enfría al condensador, es decir, se tiene un enfriamiento en serie; en cambio la máquina YAZAKI divide a la mitad el flujo másico de la corriente de agua que viene de la torre de enfriamiento y envía una parte al condensador y otra al absorbedor, siendo evidente que el enfriamiento lo hace en paralelo.

El ciclo interno de las máquinas de absorción y el consumo eléctrico presentan ventajas y desventajas cuando el enfriamiento del absorbedor y condensador se da en serie o en paralelo. Cuando se enfría en serie, se necesita una bomba con menor capacidad de flujo, lo que implica menor consumo eléctrico; sin embargo, si las condiciones climatológicas no permiten que la torre de enfriamiento baje la temperatura del agua, después de recibir el calor del absorbedor y condensador, la temperatura del agua de enfriamiento se estará incrementando provocando problemas de cristalización en la solución de trabajo y de condensación del refrigerante. Cuando se enfría en paralelo, necesita una bomba con mayor capacidad de flujo, lo que implica un mayor consumo eléctrico; sin embargo, al dividir el

flujo se beneficia el enfriamiento del absorbedor y condensador, además la temperatura que retorna a la torre de enfriamiento regresa a una menor temperatura que en la configuración en serie.

Es importante notar que la bomba de agua de enfriamiento de la máquina LUCY, no se encuentra indicada en el DTI debido a que esta máquina, venía de fábrica con su propia bomba, caso contrario a la YAZAKI. Por otra parte el ventilador de la torre de enfriamiento, durante la operación y en modo manual, puede ser activado con cualquiera de las dos máquinas ya que se realizó una instalación eléctrica en el que se utiliza un selector que define cual es la máquina que estará trabajando.

Cuando se trabaja con la unidad LUCY las válvulas VY1 y VY2 deberán estar cerradas mientras que las válvulas V5 y V6 estarán abiertas, con esto la bomba de LUCY succiona de la parte baja de la torre de enfriamiento el agua y pasa por la válvula V6 para ser llevada a enfriar al absorbedor y condensador, después sale y pasa por la válvula V5 retornando a la torre de enfriamiento. Cuando se trabaja con la unidad YAZAKI, las válvulas V5 y V6 deberán estar cerradas mientras que las válvulas VY1, VY2, VY3, VY4, VY5 y VY6 estarán abiertas; con este arreglo las bombas BY1 y BY2 succionan el agua de la torre de enfriamiento y la llevan en paralelo a la unidad de enfriamiento YAZAKI, una vez que producen el enfriamiento se unen antes de llegar a la válvula de tres vías VC02. La válvula VC02 se encarga de regular la temperatura del agua de la torre de enfriamiento, por lo que si el agua de la torre, se encuentra por debajo de los 27°C la válvula VC02 manda flujo en dirección de la válvula VY6 con la finalidad de alcanzar los 27°C (temperatura óptima de enfriamiento según el fabricante). Cuando se utiliza una temperatura del agua de enfriamiento, con temperaturas menores a 24°C se corre riesgo de cristalización. En la siguiente figura se muestra la instalación hidráulica de la torre de enfriamiento, así como la conexión a las máquinas de absorción.

#### **4.1.5. Circuito de agua fría**

El circuito de agua fría tiene la función de disminuir la temperatura del agua contenida en el tanque buffer y por medio de la bomba BM, llevar el agua fría hacia la manejadora del CEENER. En la figura 4.9 se presenta el DTI del circuito de agua fría de las unidades de enfriamiento del CEENER. Como ya fue mencionado, se puede apreciar que por medio de un arreglo de válvulas, es posible trabajar con cualquiera de las dos máquinas de enfriamiento por absorción.



Figura 4.8: Circuito hidráulico de agua de enfriamiento.

Para tener una operación con la unidad de enfriamiento LUCY las válvulas V8 y V9 deberán de estar cerradas, mientras que las válvulas V3 y V7 deberán estar abiertas. Para trabajar con la máquina YAZAKI hay que invertir la posición de las válvulas antes mencionadas. Independientemente de la máquina que esté trabajando, la bomba de LUCY succiona el fluido de la parte baja del tanque Buffer y la lleva al evaporador de la máquina de enfriamiento. Aquí el agua del tanque buffer cede calor en el equipo evaporador de la LUCY, provocando que el refrigerante de la máquina LUCY cambie a fase de vapor. El agua del tanque Buffer que sale del evaporador retorna al tanque con una menor temperatura.

Tomando como referencia la figura 4.2, se observa que por medio de un arreglo de válvulas, el agua fría bombeada por la bomba BM puede ser dirigida a dos circuitos; el de la manejadora del CEENER y del cuarto de control frío. Para ambas configuraciones también es posible almacenar agua fría, en la figura 4.10 se presenta el DTI del cuarto de control con el tanque de almacenamiento de agua fría. Se puede observar que hay seis modos de operación en el que las máquinas trabajan con el cuarto de control. En esta tesis no se contemplo en la parte experimental trabajar con estos sistemas, sin embargo se trabajó en dejar una estructura que permitiera este acomplamiento hidráulico. Las dinámicas de operación para almacenar agua fría y para enfriar el cuarto de control se pueden encontrar en un trabajo doctoral presentado por [Ruelas Puente \(2015\)](#).

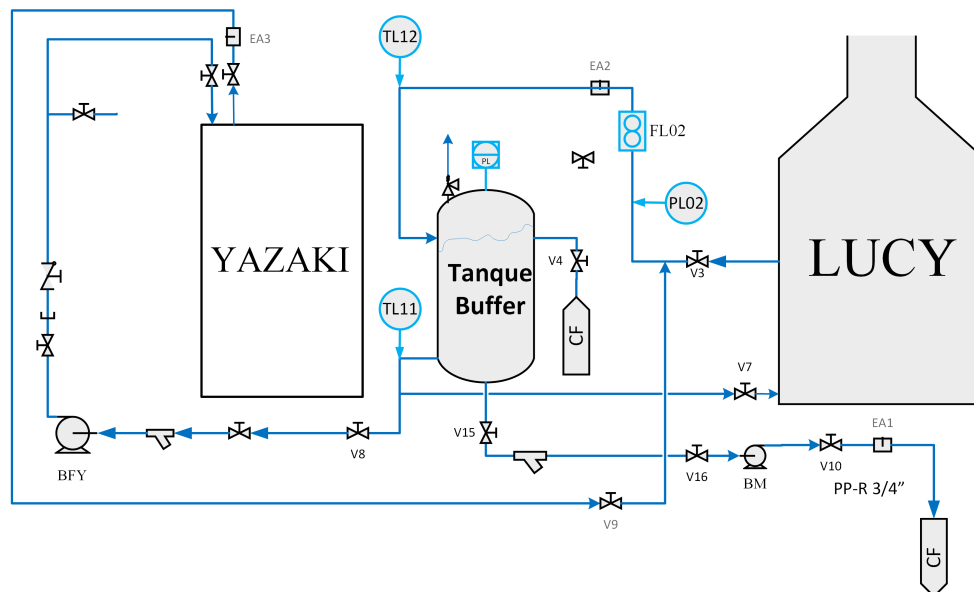


Figura 4.9: Diagrama de tuberías e instrumentación del circuito de agua fría de las unidades de aire acondicionado por absorción termosolar del CEENER.

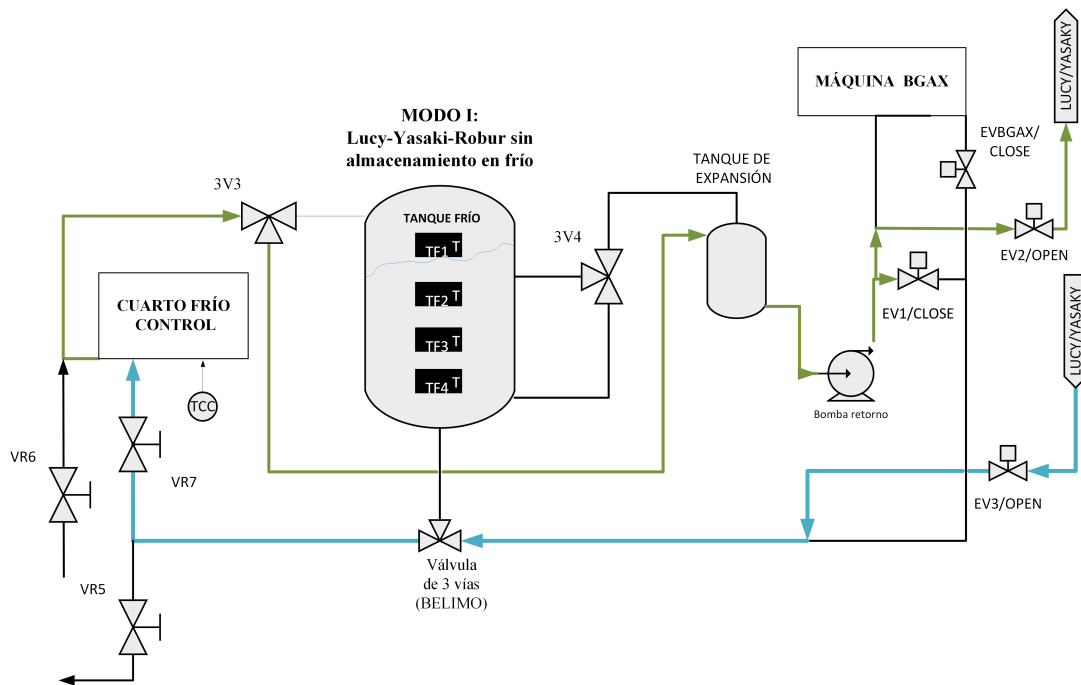


Figura 4.10: Diagrama de tuberías e instrumentación del cuarto frío y manejadoras del CEENER (MODO I de operación).

### 4.1.6. Instrumentación y diagrama SCADA de la unidad de enfriamiento

Las unidades experimentales fueron instrumentadas para poder evaluar, la transferencia de calor de los colectores solares, del generador, condensador/absorbedor, evaporador y calentador auxiliar de las unidades LUCY y YAZAKI. La adquisición de datos se hizo utilizando la plataforma de SIEMES y se detalla en la sección 4.3 de este capítulo. En la siguiente Tabla se muestran las características de los sensores de temperatura, presión y flujo utilizados en cada circuito hidráulico.

Tabla 4.3: Sensores utilizado para la instrumentación de los circuitos hidráulicos de las unidades de enfriamiento.

Circuitos hidráulicos	Tipos de sensores		
	Temperatura	Flujo	Presión manométrica
Circuito de captación y almacenamiento térmico	Pt100 con rango de temperatura de -50 a 250°C con transductor para señal de salida de 4 a 20mA (Cantidad 7)	Sensor de flujo tipo turbina modelo FT4-8NEXW-LEE-7 de acero, con conexión roscada de 1/2 $\tau$ señal de salida de 4 a 20 mA	PBT6043422 con rango de presión de 0-20 bar, Qa=4-20mA, alimentación de 15-35VDC marca SICK
Circuito de agua caliente	Pt100 con rango de temperatura de -50 a 250°C con transductor para señal de salida de 4 a 20mA (Cantidad 4)	Sensor ultrasónico marca Hendress+Hausser PROMAG 50 BA046DEN.1209, DN 40, señal de salida de 4-20mA	PBT6043422 con rango de presión de 0-20 bar, Qa=4-20mA, alimentación de 15-35VDC marca SICK
Circuito de enfriamiento	Pt100 con rango de temperatura de -50 a 250°C con transductor para señal de salida de 4 a 20mA (Cantidad 4)	Sensor de flujo ultrasónico para líquidos conductivos y no conductivos con señal de salida de 4 a 20mA marca SICK modelo FFU DN25 max. Flujo de 240l/min Sensor ultrasónico no invasivo marca Hendress- Hausser PROSONIC FLOW 91 W, señal de salida de 4-20mA, max. Flujo de 45 m3/h	PBT6043422 con rango de presión de 0-20 bar, Qa=4-20mA, alimentación de 15-35VDC marca SICK PBT6043422 con rango de presión de 0-20 bar, Qa=4-20mA, alimentación de 15-35VDC marca SICK
Circuito de agua fría	Pt100 con rango de temperatura de -50 a 250°C con transductor para señal de salida de 4 a 20mA (Cantidad 2)	Sensor de flujo ultrasónico para líquidos conductivos y no conductivos con señal de salida de 4 a 20mA marca SICK modelo FFU DN25 max. Flujo de 240l/min	PBT6043422 con rango de presión de 0-20 bar, Qa=4-20mA, alimentación de 15-35VDC marca SICK

Para comprobar que los sensores tuvieran buen funcionamiento y que el porcentaje de error estuviera dentro del intervalo especificado por el fabricante, se realizaron pruebas con 6 sensores de temperatura PT100 (35 % de sensores de temperatura utilizados en las unidades de enfriamiento) y un calibrador de temperatura AMETEK. Se utilizó este calibrador debido a la rapidez con la que pasa de una temperatura a otra, y lo estable que es incluso con las



Figura 4.11: Sensor de temperatura Pt-100 insertado en el calibrador de temperatura AMETEK ITC-650 A.

Tabla 4.4: Verificación de funcionamiento de los sensores de temperatura.

Temperatura (°C)	Medición (°C)	Desviación Estandar	% error
40	40.15	0.112	0.39
50	50.15	0.107	0.3
70	70.14	0.105	0.21
90	90.13	0.096	0.15
110	110.12	0.087	0.11
130	130.07	0.055	0.06
140	140.05	0.035	0.03

variaciones que pueda tener el medio ambiente. En la figura 4.11 se muestra una imagen al momento de hacer las pruebas en un sensor de temperatura y en la tabla 4.4 se presentan los resultados de las mediciones en un sensor. Si bien, se realizó el mismo procedimiento en otros 5 sensores, sólo se muestran los resultados del sensor que presentó el error más grande. El mayor porcentaje de error fue del 0.39 %, por lo que se concluyó que los sensores de temperatura funcionan adecuadamente. Respecto a los sensores de flujo y presión, el fabricante realizó la calibración y entregó una hoja con la curva del porcentaje de error, mostrando que funcionan de manera adecuada. Por lo anterior, ya no se realizaron pruebas para verificar su funcionamiento.

#### 4.1.7. Alineación y puesta en marcha de la máquina LUCY

La puesta en marcha de la unidad de enfriamiento se llevó a cabo en dos etapas principales: preparación de los circuitos externos y configuración de la máquina. A manera

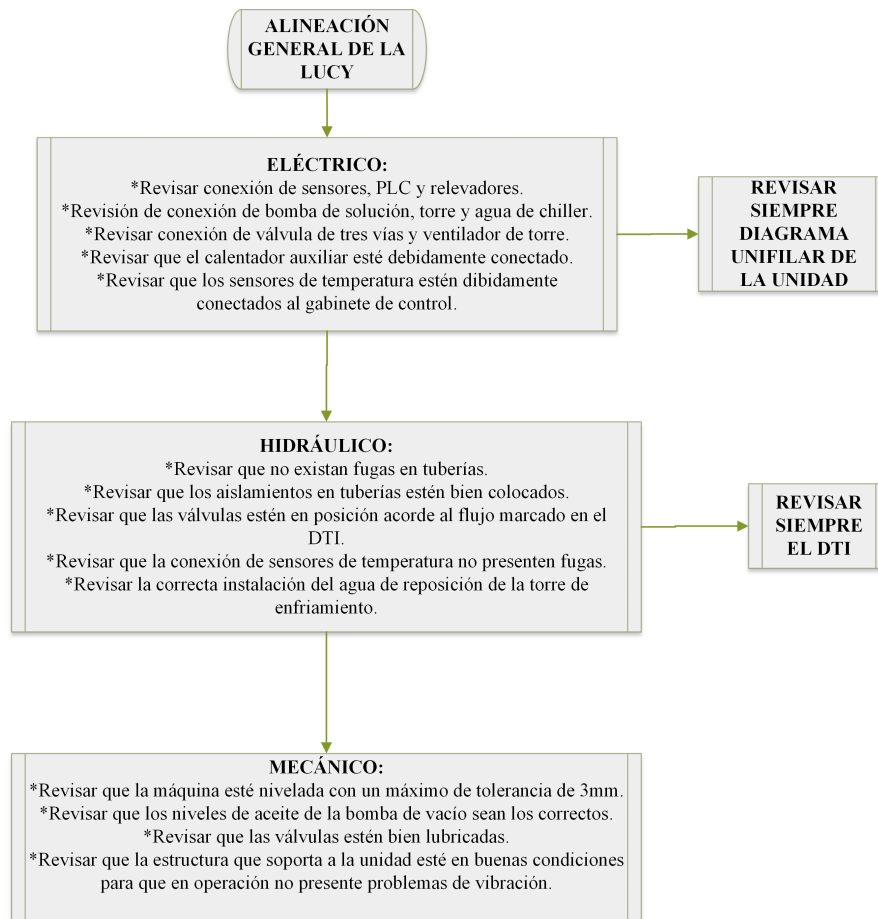


Figura 4.12: Procedimiento de alineación general de la máquina LUCY.

de resumen en la siguiente figura 4.12 se muestra el arreglo general de la preparación de los circuitos externos y después se detallan actividades específicas que se deben de realizar antes de arrancar la máquina.

Una vez realizadas todas las instrucciones mostradas en la figura 4.12 es necesario realizar los siguientes pasos antes de arrancar la máquina.

- Arrancar el campo de colectores solares.
- Revisar el nivel de agua del tanque de almacenamiento. Se recomienda tener el nivel de agua en un punto intermedio entre el máximo y el mínimo permitido según se visualice en la mirilla del tanque, para soportar el aumento de volumen del fluido.
- Realizar el procedimiento de vacío en la máquina de absorción, acorde a lo indicado en el manual.

- Revisar que la válvula de tres vías esté cerrada y no permita paso de flujo hacia la unidad de enfriamiento. Encender la bomba de agua caliente y la máquina CHROMALOX para llevar, el agua del tanque, a la temperatura de 95°C. Se recomienda manejar un punto de consigna de temperatura para la máquina CHROMALOX de 103-105°C.
- Encender la bomba y ventilador de la torre de enfriamiento. No debe haber fugas en las tuberías, en la pantalla de LUCY no se deben presentar fallas. Es importante verificar que el sensor de flujo esté mostrando correctamente la medición, deben coincidir los flujos mostrados en la pantalla del sensor así como en el SCADA. También se debe revisar que la válvula de tres vías Belimo, del circuito de agua de enfriamiento, se encuentre cerrada.
- Encender la bomba de agua fría y revisar fugas. Se debe verificar que las mediciones del sensor de flujo coincidan con el valor mostrado en la pantalla del sensor así como en el SCADA.
- Encender la bomba BM y recircular el flujo haciéndolo pasar por la manejadora de agua del CEENER para revisión de fugas.

Después de realizar todo el procedimiento anterior y alcanzar una temperatura homogénea en el tanque de almacenamiento térmico de 95°C, se puede arrancar la unidad de enfriamiento. La máquina de absorción LUCYSOLAR controla la capacidad de enfriamiento y la operación del proceso, manipulando la válvula de 3 vías, la bomba y ventilador de la torre de enfriamiento y la bomba de agua fría. En la siguiente figura 4.13 se presenta a manera de resumen el procedimiento de arranque, operación y paro de la máquina, además se detallan los lazos de control bajo los que se rige cada equipo mencionado anteriormente.

#### **4.1.8. Resultados experimentales**

Evaluar de manera experimental la máquina de absorción convencional de simple efecto como la LUCY, permite estudiar el comportamiento de la máquina bajo condiciones de temperatura extremas (caso Mexicali), estudiar el control de la máquina y detectar bajo que condiciones internas está trabajando la máquina. El estudio experimental permite que se puedan tomar las mejores decisiones para mejorar los sistemas de absorción además de poder acoplarlos de una manera eficiente a sistemas de desalinización u otros sistemas térmicos.

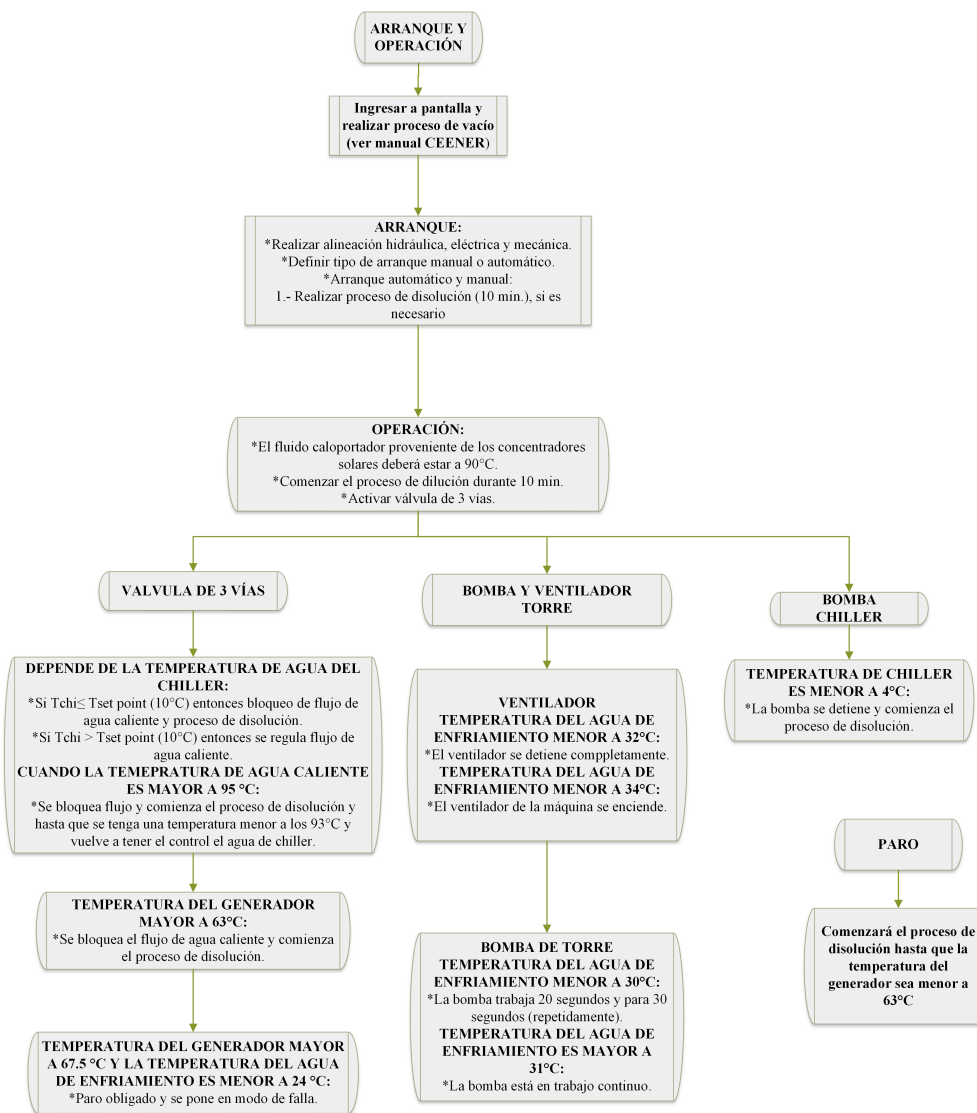


Figura 4.13: Lazos de control de la máquina LUCYSOLAR.

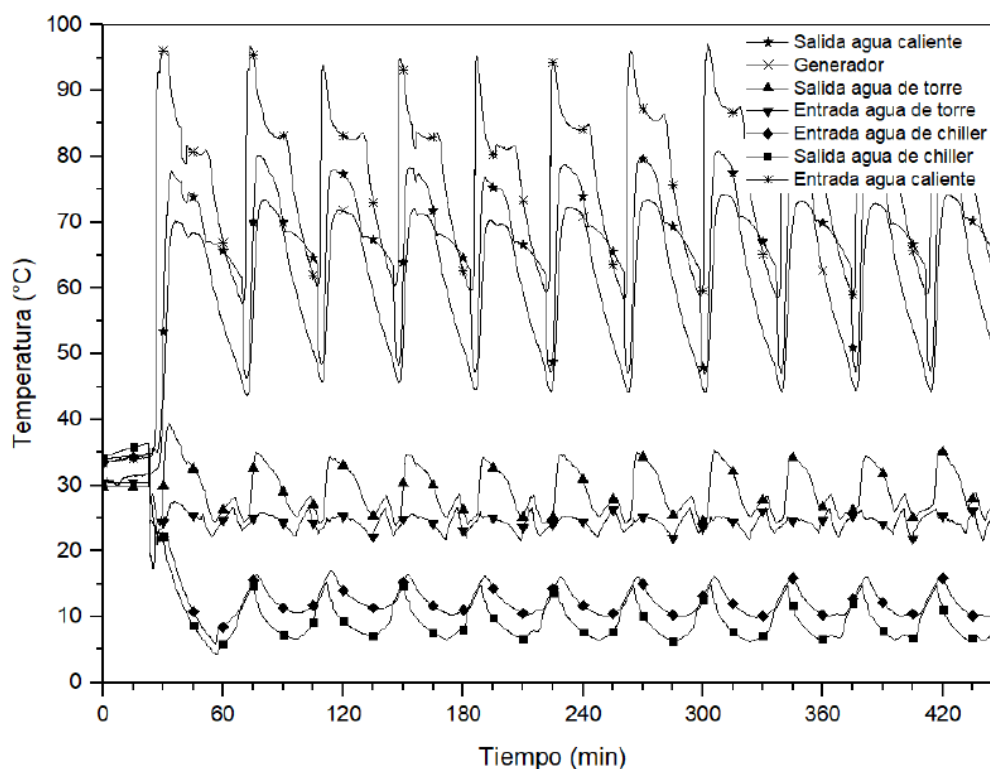


Figura 4.14: Operación de la unidad de enfriamiento en un día representativo.

La máquina de enfriamiento por absorción estuvo operando de manera continua, en la siguiente figura 4.14 se presenta un día de trabajo representativo, donde se muestran las temperaturas de entrada y salida del agua caliente, del circuito de agua de enfriamiento, del circuito de agua fría y la temperatura de la solución concentrada del generador. Se puede apreciar que la manera de operar es repetitiva y estable durante 7 hrs de operación. Se destaca que estas pruebas se realizaron buscando enfriar el agua contenida en el tanque buffer (sin carga térmica), el sistema aún no estaba balanceado por lo que el flujo de agua de chiller era menor al requerido por el diseño. La máquina no presentó problemas para enfriar al agua del tanque buffer, sin embargo el agua del tanque al tener muy poco volumen rápidamente subía su temperatura por valores superiores a los del setpoint de 10 °C, obligando a que la válvula de tres vías nuevamente abriera, comenzando un ciclo de enfriamiento.

Para un mejor análisis del comportamiento operativo de la máquina, se presenta en la siguiente figura 4.15 una ampliación de la figura 4.14 entre los 100 y 220 min. A los 110 minutos aproximadamente la válvula de tres vías comenzó a abrir provocando que la temperatura de entrada del generador incremente hasta llegar a los 90°C en este instante comenzó a darse la transferencia de calor entre la corriente de activación con la solución

del generador provocando el incremento de temperatura y presión en el generador. En esta condición se desprende el vapor refrigerante de la solución de  $LiBr/H_2O$  y se comienza a dar la condensación del fluido refrigerante (agua) ya que la temperatura de salida del condensador comienza a incrementar, esto se puede apreciar en entre los minutos 100 y 110 de la figura 4.15. Una vez que se produce la condensación el refrigerante pasa por una válvula de expansión provocando que baje súbitamente su presión y temperatura, en estas condiciones ingresa al evaporador. Aquí el fluido refrigerante recibe calor del agua proveniente del tanque Buffer, provocando que el agua disminuya su temperatura, esto ocurrió en el minuto 110 aproximadamente. El refrigerante al recibir el calor del agua de chiller cambia de fase y es absorbido por la solución concentrada, en esta condición el agua de la torre de enfriamiento se encuentra retirando el calor de la reacción exotérmica generada por el fenómeno de absorción, además de condensar al refrigerante. Se puede observar que el enfriamiento ocurre aproximadamente a los 5 minutos de apertura de la válvula de 3 vías, 5 minutos después se llega al set point de  $10^{\circ}\text{C}$  en el agua fría, sin embargo se maneja una histéresis de  $4^{\circ}\text{C}$  para el cierre de dicha válvula y a los  $8^{\circ}\text{C}$  esta comienza a cerrar. Cabe mencionar que todo el proceso de cierre de la válvula de 3 vías dura 10 minutos y mientras se cierra la temperatura del agua fría sigue bajando hasta los  $6^{\circ}\text{C}$  debido a la inercia térmica. En este punto se deja de producir vapor refrigerante por lo que la temperatura del agua fría comienza a subir y cuando alcanza los  $12^{\circ}\text{C}$  nuevamente se manda abrir la válvula de 3 vías.

Por otra parte cuando la temperatura del agua de enfriamiento a la salida del condensador alcanza los  $34^{\circ}\text{C}$  la máquina enciende el ventilador de la torre de enfriamiento provocando que esta temperatura disminuya y cuando alcanza los  $30^{\circ}\text{C}$  se apaga el ventilador, sin embargo debido a la inercia térmica dicha temperatura sigue disminuyendo hasta los  $26^{\circ}\text{C}$ . En este punto nuevamente la temperatura de salida del condensador incrementa su temperatura y a los  $28^{\circ}\text{C}$  vuelve a encender el ventilador bajando la temperatura hasta los  $24^{\circ}\text{C}$ . Es importante mencionar que la operación mostrada en la figura 4.15 se realizó antes de que los circuitos estuvieran en su condición de diseño, sin embargo ya es posible detectar como es el control de la máquina.

Una vez que se balancearon los flujos máscicos de los circuitos hidráulicos; es decir, se dejaron en condiciones de diseño, el sistema de enfriamiento estuvo trabajando durante varios días sin presentar problemas operativos. En la siguiente figura 4.16 se presentan el comportamiento de las temperaturas de las circuitos hidráulicos del sistema durante un día típico y representativo de operación, los resultados mostrados corresponde al día 16 de

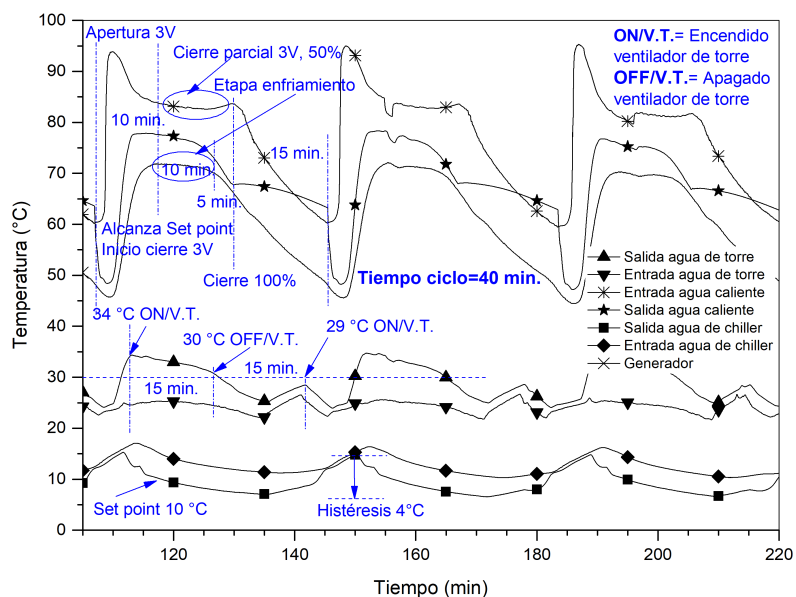


Figura 4.15: Análisis operativo de un ciclo de trabajo de la unidad LUCY SOLAR.

agosto del 2018. Se puede observar que las temperaturas presentan un comportamiento muy similar a los presentados en la figura 4.15, con la principal diferencia que ahora si se tenía carga térmica haciendo que durante más tiempo la válvula de tres vías estuviera abierta.

En la figura 4.15 se presenta una zona llamada arranque, este proceso consiste en calentar todas las tuberías y piezas internas de la unidad de enfriamiento y producir enfriamiento sin carga. Este parte es muy importante, ya que arrancar la máquina demanda mucha energía térmica, provocando una rápida disminución de la temperatura del tanque. Se recomienda arrancar el sistema a 95 °C, para que la temperatura del tanque no baje de los 75 °C; sin embargo, no se recomienda arrancar el proceso con temperaturas superiores a la indicada, ya que el choque térmico que se tiene en los materiales es mayor y provoca además la fatiga térmica en los materiales. Cuando se hace este arranque se debe utilizar un set point alto, al rededor de 20-25°C, ya que la máquina comenzará a producir enfriamiento en el agua de chiller y al llegar al set point indicado, se cerrará la válvula de tres vías y por inercia térmica la máquina seguirá enfriando, pero si se pone un set point muy bajo la inercia térmica hará que se pueda llegar a temperaturas inferiores a los 4°C y en este punto la máquina se pone en modo de dilución (falla).

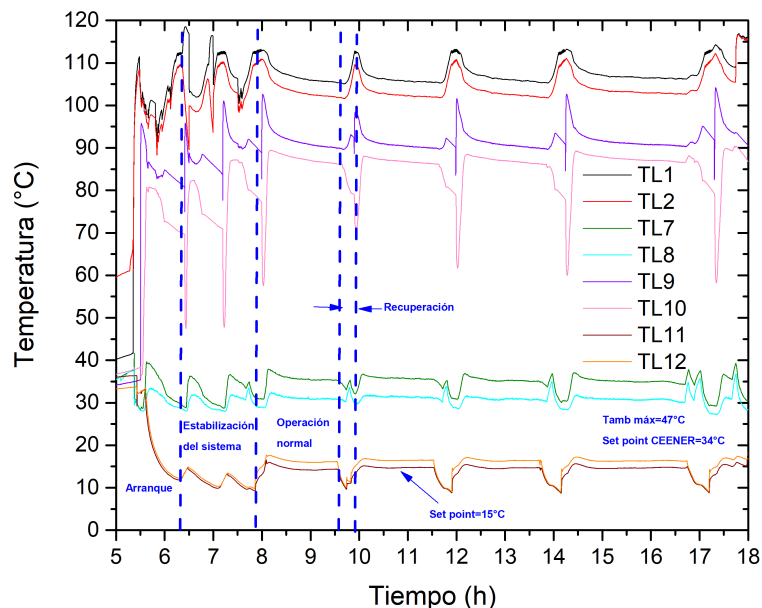


Figura 4.16: Comportamiento de las temperaturas de las corrientes de la unidad de enfriamiento LUCY del CEENER el 16 de agosto del 2018.

Una vez que se arrancó el sistema, se puede ver que la temperatura del chiller disminuye llegando a valores por debajo del set point de 20-25°. Mientras el sistema sigue enfriando, debido a la inercia térmica, el circuito de calentamiento se encarga de recuperar la temperatura de 95°C del tanque. Cuando ya se recuperó la temperatura del tanque, se debe de cambiar el set point de la máquina a los 12°C. Con las condiciones del nuevo set point, se busca cumplir dos ciclos de enfriamiento: en el primero se maneja la máquina sin carga y en el segundo ciclo trabaja con la bomba BM encendida para enfriar el agua contenida en las tuberías. A estos dos ciclos se les llamó estabilización del sistema.

Cuando el sistema se encuentra estable y con una temperatura del agua de chiller de 12°C, se modifica el set point a 15 °C y en esta condición se manda el agua fría a la manejadora del CEENER. La temperatura dentro del CEENER fue de 34 °, que si bien no es la de confort, esta temperatura permitió (con la ayuda de ventiladores) poder trabajar dentro de las instalaciones del CEENER. Es importante mencionar, que el tanque de almacenamiento térmico es de 0.8 m<sup>3</sup> siendo insuficiente para poder bajar más la temperatura del laboratorio. La prueba presentada en la figura 4.15, no contempló el uso de los colectores solares debido a que el seguidor solar presentó un daño, por lo que toda la energía suministrada al sistema

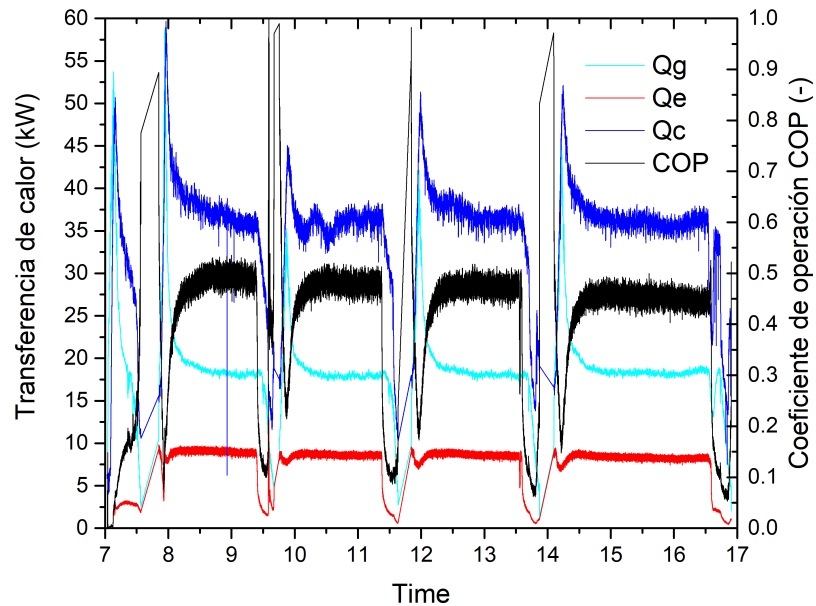


Figura 4.17: Transferencia de calor de la unidad de enfriamiento LUCY del CEENER el 16 de agosto del 2018 .

fue con el calentador auxiliar CHROMALOX con capacidad de 24 kW y con dos resistencias eléctricas colocadas en el tanque de 4.5 kW cada una.

En la figura 4.17 se presenta el calor transferido en los equipos intercambiadores de calor, así como el COP del sistema de enfriamiento. Es importante mencionar, que se están presentando resultados a partir de la hora 7, ya que lo ocurrido antes es estabilización y arranque, por lo que la operación del sistema no se considera estable. Se puede observar que cuando se presentó enfriamiento constante, la unidad de enfriamiento estuvo trabajando a una cuarta parte de su capacidad de enfriamiento de diseño 9 kW aproximadamente. Es evidente que la calentador auxiliar no estuvo trabajando a su máxima capacidad, debido a que la bomba del aceite térmico del auxiliar no estuvo enviando el flujo máximo. La torre de enfriamiento disipó todo el calor suministrado por el circuito de agua caliente y el circuito de agua de chiller.

Se puede observar en la figura 4.17 que debido al comportamiento normal de la máquina, se presentan zonas donde se tienen picos y caídas drásticas en la transferencia de calor, por lo que se decidió integrar el calor transferido en cada apertura y cierre de la válvula de tres

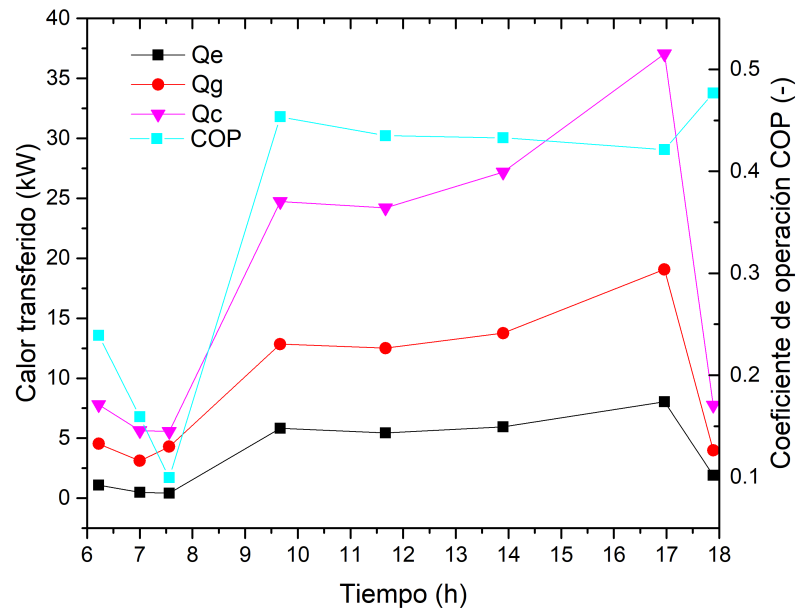


Figura 4.18: Integración de la transferencia de calor de la unidad de enfriamiento LUCY del CEENER, el 16 de agosto del 2018.

vías, es decir en cada ciclo de operación. En la figura 4.18 la transferencia de calor integrado por cada ciclo operativo y la eficiencia del sistema. La eficiencia del sistema se mantuvo entre 0.4-0.5, la capacidad de enfriamiento  $Q_e$  entre 5-7 kW, el calor de activación  $Q_g$  entre 12.5-17 kW, y la torre de enfriamiento  $Q_c$  entre 25-37kW.

## 4.2. Banco de pruebas de eyectores

### 4.2.1. Descripción física y operativa

Para poder evaluar experimentalmente los procesos de extracción y adecuación de agua producto, de las propuestas tecnológicas planteadas en las secciones 3.1, 3.3, 3.2 y ?? del Capítulo 3 de esta tesis; se desarrolló un banco de pruebas de eyectores (BPE). El BPE permite evaluar la capacidad de succión de los eyectores así como la capacidad de condensación del vapor succionado para poder ser incorporado como agua producto en las propuesta tecnológicas planteadas.

El BPE consta de tres tanques o recipientes de presión, eyector, 2 bombas de circulación, una bomba de vacío, juntas anti vibratorias, un contenedor de líquidos, estructura de soporte, las tuberías y accesorios necesarios para conexión de los recipientes. El BPE está diseñado para trabajar a niveles altos de presión de hasta 5 bar y a niveles de gran vacío llegando a los 0.3 kPa de presión absoluta, puede trabajar con diversos fluidos de trabajo como lo son el agua, el amoniaco, agua de mar,  $BrLi/H_2O$ , entre otros. En la figura 4.19 se puede ver el banco de pruebas de eyectores el cual está echo de acero inoxidable en su totalidad y en la figura 4.20 se puede ver una vista en isométrico del banco de pruebas.

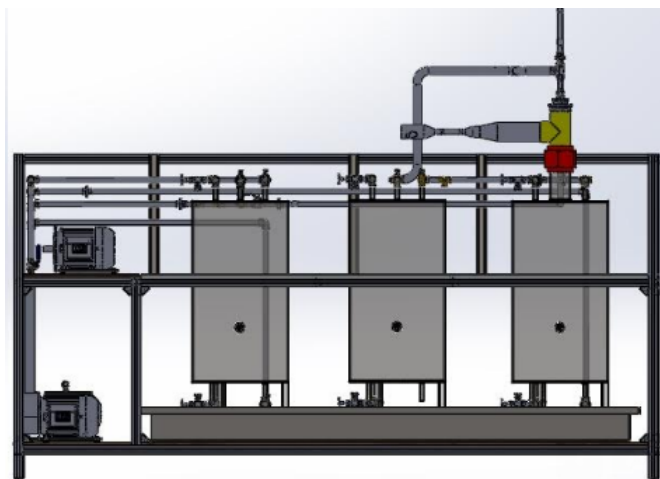


Figura 4.19: Vista principal del banco de pruebas de eyectores.

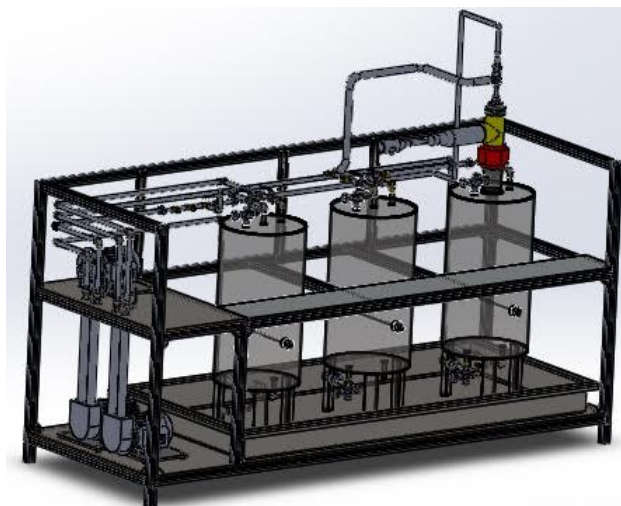


Figura 4.20: Vista en isométrico del banco de pruebas de eyectores.

#### 4.2.2. Instrumentación y diagrama SCADA del Banco de pruebas de eyectores

Debido a que en las propuestas tecnológicas planteadas el fluido motriz para los eyectores es vapor de agua y el fluido secundario es agua, durante esta sección se estarán considerando de esta manera el fluido primario y secundario. El DTI del BPM se muestra en la figura 4.21, se puede apreciar que la bomba P-001 succiona agua de la parte baja del tanque TK-001 y lo lleva a un bypass en el cual puede regresarse el agua succionada al tanque TK-001 o puede ser dirigido al eyector como fluido primario. Dicho lo anterior, la bomba BPM succiona el agua del tanque TK-001 y lleva el agua con alta presión a la boquilla del eyector. Como ya se explicó anteriormente, el agua al pasar por la boquilla del eyector y disminuye su presión hasta tener una presión menor que la del tanque TK-002.

En el tanque TK-002 se encuentra contenido el fluido secundario a  $3^{\circ}\text{C}$  y a una presión de 0.7 kPa y por diferencia de presión es succionado por el fluido motriz que sale de la boquilla. Ambos fluidos se mezclan y al llegar al difusor del eyector, se incrementa la presión provocando que el vapor succionado se condense. EL fluido mezclado y condensado descarga en el tanque TK-003, lo que provoca que haya un incremento de nivel en el tanque. Para lograr que se mantenga estable el sistema, las bombas P-003 y P-004 succionan el agua adicionada al tanque TK-003 y lo regresan al tanque TK-001, esto también permite tener dejar el sistema en condiciones iniciales para poder realizar las pruebas nuevamente. La instrumentación que se planteó para el banco de pruebas multipropósito, considera el

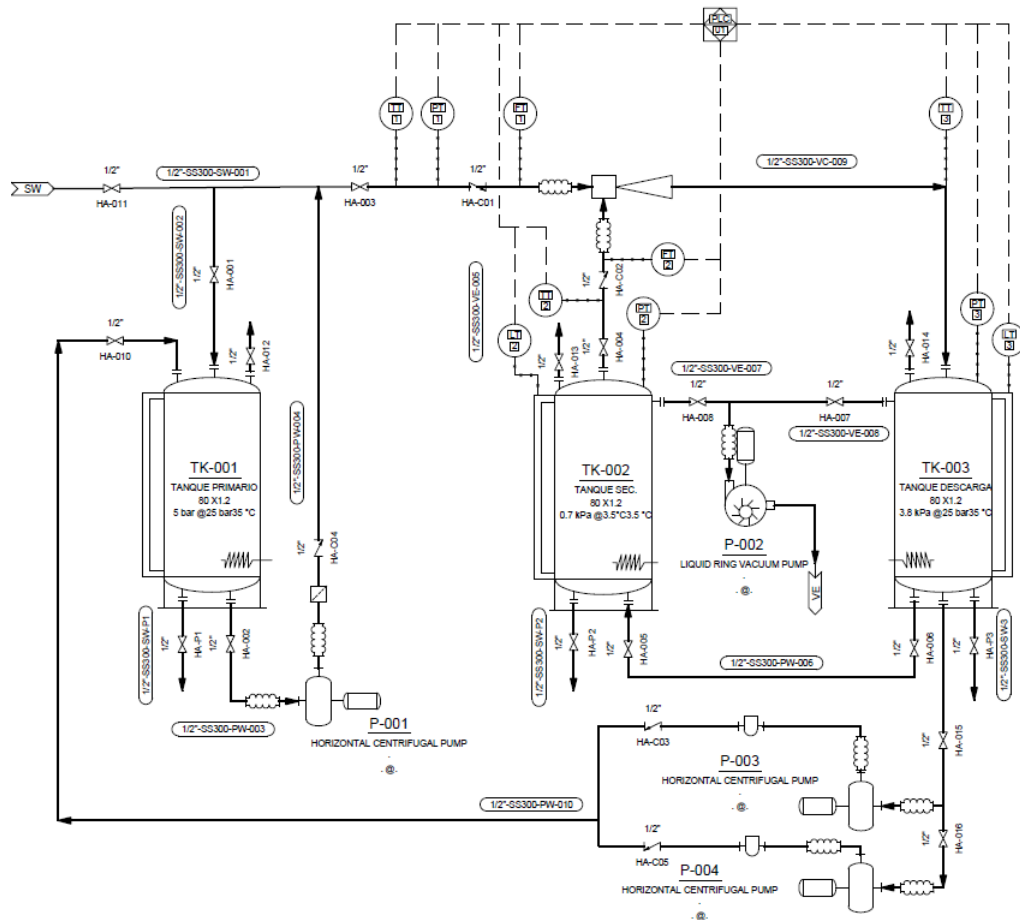


Figura 4.21: DTI del banco de pruebas eyectores.

sensado de temperatura, presión, nivel de los tanques y flujo volumétrico en las líneas de tuberías. En la siguiente Tabla 4.5 se muestran los sensores a utilizar y en la figura 4.22 se muestra una imagen con los equipos e instrumentos utilizados en el banco de pruebas de eyectores.

El DTI mostrado en la figura 4.21 se programó en la plataforma TIA PORTAL de SIEMENS, con la finalidad de desarrollar un diagrama SCADA. El diagrama SCADA permite monitorear el banco de pruebas de eyectores además de operarlo. En la figura 4.21 se muestra el diagrama SCADA del BPE, mediante este diagrama es posible realizar el arranque, operación y paro del BPE de manera segura.



Figura 4.22: Instrumentos del banco de pruebas eyectores.

Tabla 4.5: Sensores y tarjetas SIEMENS para monitoreo y control.

CANT.	Marca	DESCRIPCION
2	SICK	Sensor de presión absoluta para gas y líquidos de acero inoxidable, 0-30psi, temperatura de operación de -30 hasta 85 °C.
10	SICK	Sensor de temperatura PT100 con salida analógica de 4-20 mA.
6	SICK	Sensor de presión para líquido y gas con disipador de calor, temperatura máxima de 200 °C.
2	SICK	Sensor de nivel de acero inoxidable con aplicador remoto, puede trabajar con amoniaco al 50 %.
1	SIEMENS	Acoplador de campo, simatic et 200sp, modulo interfaz profinet IM155-6PN estandar.
2	SIEMENS	Tarjeta de salidas digitales, simatic et 200sp, salida digital, DQ 8x24vdc
2	SIEMENS	Sistema de conexión n para tarjetas Simatic et 200sp, baseunit BU15-P16+A0+2D
10	SIEMENS	Sistema de conexión para tarjetas análogas. Simatic et 200sp, baseunit BU15-P16+A0+2B.
7	SIEMENS	Tarjeta de entradas análogas. SIMATIC ET 200SP, AI 4XU/I 2-WIRE estándar.
2	WAGO	Fuente de poder 24VDC 10A, Entrada de control 85-265 VOLTS, para montaje en riel DIN.
2	SIEMENS	Tarjeta de entrada digital. SIMATIC ET 200SP, ED 8X 24VDC estándar.

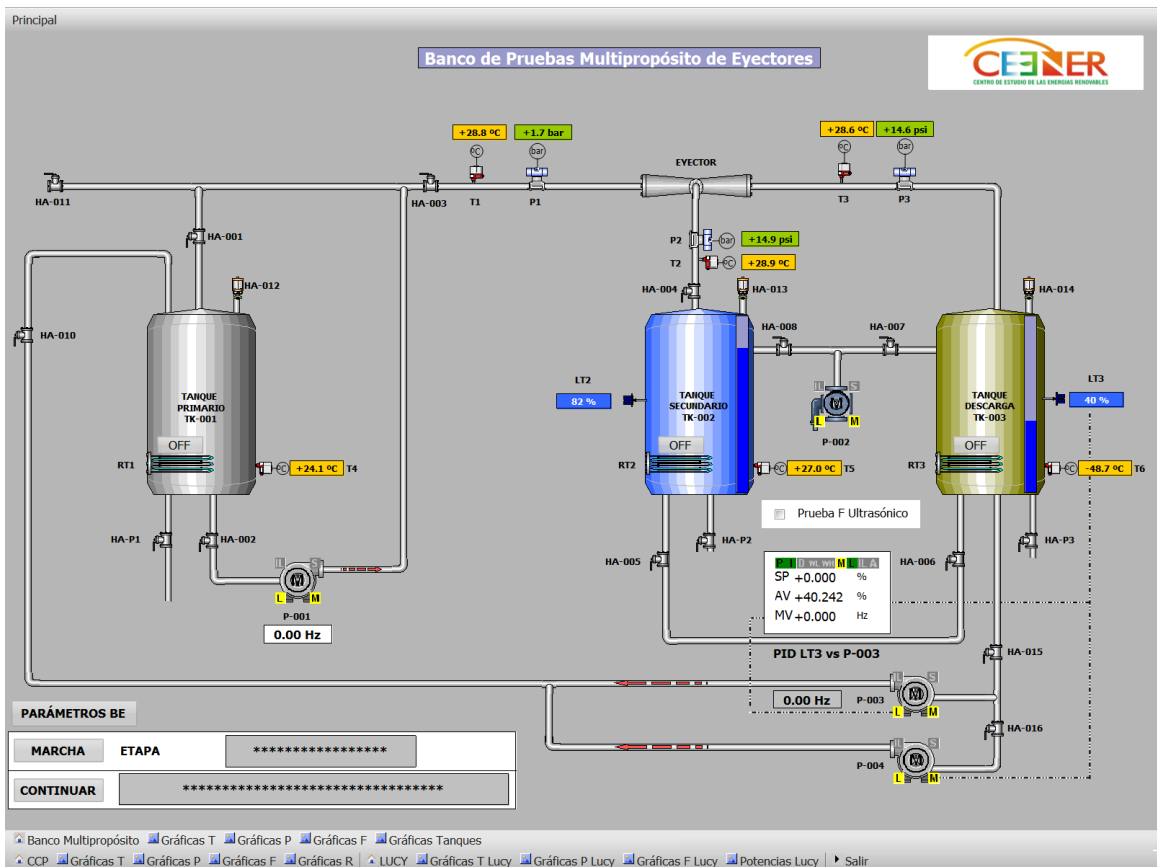


Figura 4.23: Diagrama SCADA del BPE utilizado para el monitoreo y control.



Figura 4.24: Construcción de los tanques del BPE.

### 4.2.3. Construcción del BPE

Los tanques que contienen al fluido motriz, secundario y de descarga se hicieron de acero inoxidable 316 de 710mm de altura, 410mm de diámetro y de 3/8" de espesor. En la figura 4.24 se puede ver los tanques terminados, es importante mencionar que las tapas de los tanques tienen una solera soldada la cual tiene la función de dar mayor resistencia a los tanques para ser operados a alta y bajas presiones (0.7 kPa abs). Una vez que se fabricaron los recipientes de presión, se enfocaron los esfuerzos en la construcción de la estructura del banco de pruebas, en las bases de los motores y conexión de tuberías de los recipientes con las bombas de circulación de fluido y bomba de vacío.

También se construyeron los eyectores que permiten extraer el vapor del evaporador de la propuesta tecnológica tipo P1. Los eyectores se fabricaron de acero inoxidable, uno de los prototipos es roscado y otro bridado con conexiones en la zona de área constante para poder medir los efectos de la presión por las ondas de choque, esto se puede apreciar en la figura 4.25. También en la figura 4.25 se muestran 4 boquillas de distintas longitudes y diámetros lo que permite que al intercambiar piezas se pueden tener diferentes diseños de eyectores lo que facilita el hacer pruebas experimentales con diferentes prototipos.

Después de hacer la estructura de acero inoxidable y montar en esta a todos los equipos del BPE. Se realizó la conexión eléctrica y de sensores. En la figura 4.26 se puede ver el BPE terminado al 100 % y en la figura 4.27 el variador de velocidad de la bomba del fluido primario, así como el conexionado de sensores en las tarjetas de monitoreo y control de



Figura 4.25: Construcción de los prototipos de eyectores.

SIEMENS.

#### 4.2.4. Procedimiento de arranque, operación y paro

Es importante mencionar que el BPE se realizó para poder trabajar con eyectores supersónicos o eyectores bisfásicos. Para el estudio de eyectores bifásicos en condiciones de vacío, como los mencionados en las propuestas tecnológicas, se debe realizar el siguiente procedimiento de alineación.

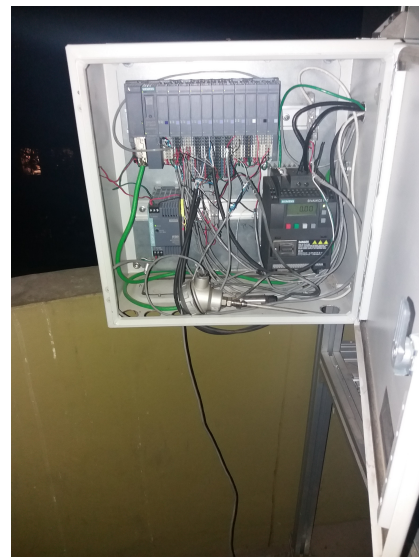
- 1.- Revisar que las válvulas estén correctamente habilitadas para poder hacer vacío en el tanque dos y tanque tres.
- 2.- Revisar los niveles de aceite de la bomba de vacío.
- 3.- Revisar que todos los sensores estén correctamente instalados y conectados en el gabinete de control.
- 4.- Revisar que las resistencias estén debidamente conectadas en gabinete de control.
- 5.- Revisar que no hay fugas en tuberías ni tanques.
- 6.- Revisar que la junta anti vibratoria del tanque uno esté conectada en la entrada primaria del eyector, junta anti vibratoria del tanque dos conectada a la entrada secundaria del eyector y la descarga del eyector conectada al tanque tres.



Figura 4.26: Banco de pruebas de eyectores construido y conectado eléctricamente.



(a)



(b)

Figura 4.27: Variador de velocidad y conexión de sensores en la isla BPE.

- 7.- Revisar que las bombas de circulación estén debidamente conectadas y se posible mandar fluido del tanque tres al tanque 1, para verificar su funcionamiento. También es recomendado accioanr la bomba P-001 para recircular el fluido en el tanque TK-001.

Para realizar el arranque del BPE es necesario considerar la siguiente serie de pasos:

- 1.- En el gabinete de control se encuentra el break para arrancar la bomba de vacío o también esta puede ser accionada desde el sistema SCAADA (ver sección 4.3, ésta comenzará a hacer el vacío hasta llegar a las condiciones adecuadas, 0.7 kPa para el tanque 2 y 16 kPa para el tanque de descarga.
- 2.- Mientras se realiza el vacío, en el gabinete de control el usuario manda encender la bomba de circulación del tanque uno.
- 3.- Cuando se tengan una presión de 16 kPa en el tanque 3 se debe bloquear la válvula de control de vacío V-40 que se aprecia en la Figura 3. Al bloquear esta válvula, se seguirá haciendo vacío en el tanque dos hasta llegar a una presión de 0.7 kPa y cuando se alcance este condición entonces se deberá bloquear la válvula de control de vacío del tanque dos V-41.
- 4.- Se debe activar la resistencia del tanque dos para producir vapor en el tanque dos, en caso de que suba la presión se deberá abrir la válvula de control de vacío V-40 hasta que se alcance este nuevamente, logrando con esto tener un vapor a 0.7 kPa de presión absoluta.
- 5.- Al tener las condiciones anteriores se apaga la bomba de vacío y el sistema está listo para comenzar con la operación continua.

La operación del banco de pruebas de eyectores debe seguir lo siguiente:

- 1.- Una vez que se tengan las condiciones de flujo, presión y temperatura adecuadas se bloquea la válvula de recirculación del tanque uno y se abre inmediatamente la válvula de activación de fluido motriz. Al mismo tiempo que se abre esta válvula se abre la válvula de activación de flujo secundario.
- 2.- El fluido motriz deberá arrastrar al vapor contenido en el tanque dos y descargará a la presión de 16 kPa en el tanque tres. El nivel del tanque dos se irá agotando al igual que el del tanque uno mientras que el del tanque tres estará subiendo de nivel, por esta razón se deberá activar la bomba de recirculación de los tanques para mandar fluido

al tanque uno (Figura 4 para ver todas las bombas) y se deberá abrir las válvulas de control de flujo entre los tanques tres y dos. De esta manera se pueden mantener los niveles de presión y el eyector estará trabajando de manera continua.

Una vez que el banco está trabajando de manera continua y se requiera detener el sistema, se puede hacer desde el paro de emergencia ubicado en el gabinete de control, esto hará que se paren todos los motores del banco de pruebas además de las resistencias. En caso de no querer parar con el paro de emergencia se deberán apagar, las resistencias que estén prendidas, los motores de recirculación y la bomba del tanque uno. Finalmente se deberán modificar los niveles de fluido en cada tanque para que queden listos para el próximo arranque.

### **4.3. Desarrollo de sistema de monitoreo y control de equipos experimentales**

En el CEENER se cuenta en total con cuatro unidades de enfriamiento por absorción, de las cuales dos son de  $LiBr/H_2O$  y las restante tienen como fluido de trabajo la mezcla  $NH_3/H_2O$ ; también se cuenta con 4 campos de colectores solares experimentales tipo CCP, CPC, CPC4 y Fresnel, además de una microrred fotovoltaica de 12 kW y una planta experimental para producción de biogas.

Para poder estudiar y evaluar a los equipos experimentales mencionados anteriormente, es importante visualizar, medir y almacenar la información sensada de las variables que determinan el comportamiento operativo y eficiencia. Debido al crecimiento que ha tenido el CEENER, en cuanto a sus equipos experimentales, se determinó utilizar una plataforma de adquisición de datos centralizada que permita el monitoreo y control de cada una de los equipos experimentales. Esta arquitectura tiene a un controlador centralizado, el cual, envía la información a los actuadores e interfaces según el programa, la configuración y la información que recibe de los sensores, sistemas interconectados y usuarios. En la figura 4.28 se presenta un esquema representativo de este tipo de arquitectura de monitoreo y control centralizada.

Para llevar a cabo la arquitectura de monitoreo y control centralizada se optó por utilizar la plataforma de SIEMENS denominada TIA (Totally Integrated Automation). Dentro de la arquitectura diseñada, en el nivel de proceso se encuentra toda la instrumentación, bombas, válvulas, etc. En el siguiente nivel, el nivel de campo, se encuentra el PLC

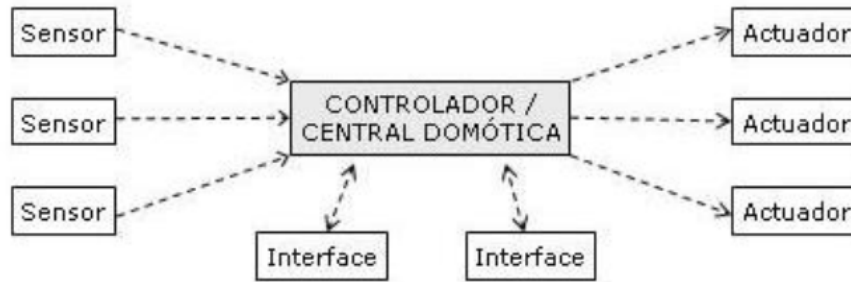


Figura 4.28: Diagrama de una arquitectura centralizada.

(Programmable Logic Controller) de gama alta, basado en la novedosa plataforma S7-1500. Por último, en el nivel de célula se encuentra tanto el PLC como el PC industrial donde está instalado el sistema SCADA (Supervisory Control And Data Acquisition). El PLC, por tanto, realiza tanto las tareas del nivel de campo como algunas de las tareas del nivel de célula.

Toda la información del nivel de proceso es transmitida al PLC mediante la utilización del bus de campo PROFINET mediante diferentes islas de periferia descentralizada basadas en cabeceras ET-200SP. Los elementos del nivel de proceso, como es el caso de toda la instrumentación (sondas de temperatura Pt100, de presión, de flujo, de radiación, etc. se han conectado mediante Entradas/Salidas analógicas (dependiendo del tipo) conectadas a dichas cabeceras, casi todas basadas en señales estándar de 4/20 mA, que mediante dichos módulos de periferia descentralizada (ET-200SP) se conectan a la red PROFINET mediante las correspondientes tarjetas E/S.

La arquitectura de adquisición de datos de los elementos del nivel de proceso es muy flexible y escalable y está basada en el programa de ingeniería TIA Portal. El intercambio de información entre el PLC y el PC Industrial, donde se encuentra instalado el sistema SCADA, es realizado aprovechando la misma red PROFINET. TIA Portal es el innovador sistema de ingeniería que permite configurar de forma intuitiva y eficiente todos los procesos de planificación y producción. Ofrece un entorno de ingeniería unificado para todas las tareas de control, visualización y accionamiento.

El TIA Portal incorpora las últimas versiones de Software de Ingeniería SIMATIC STEP 7, WinCC y Startdrive para la planificación, programación y diagnóstico de todos los controladores SIMATIC, pantallas de visualización y accionamientos SINAMICS de última generación. En el caso de este proyecto, la estación de ingeniería donde se encuentra

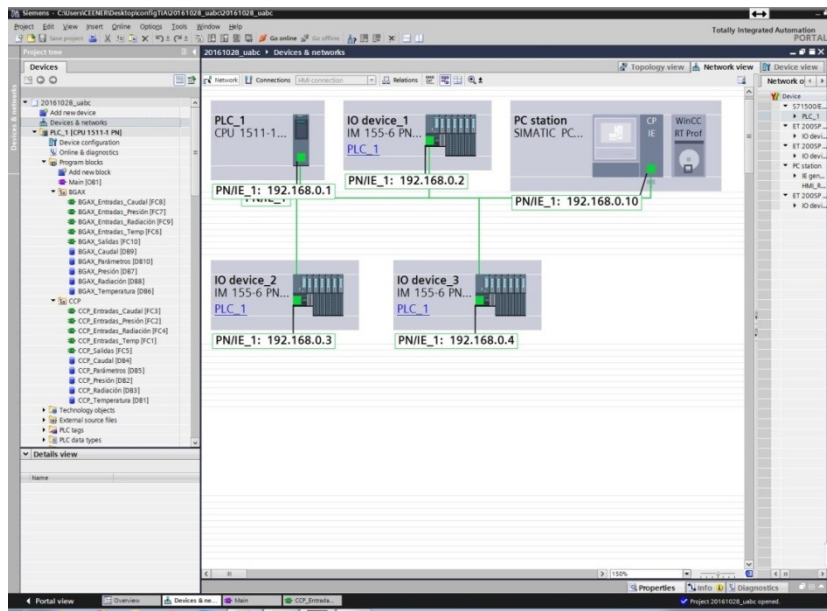


Figura 4.29: Redes con direcciones IP.

el TIA Portal, así como el Runtime del SCADA se ejecutan en el mismo ordenador industrial.

Básicamente la arquitectura consiste en la interconexión de las diferentes islas de periferia descentralizada con el PLC y con runtime del SCADA. Dicha arquitectura se puede ver, una vez configurada en el TIA Portal en la Figura 4.29, donde se ve la vista de redes con las diferentes direcciones IP asignadas para cada isla, el PLC y el runtime del SCADA. Tal y como se puede observar, toda la red está dentro de la subred 192.168.0.xxx, necesario para garantizar la comunicación entre los distintos módulos. Para ello, la tarjeta de red de la estación de ingeniería, donde está instalado el TIA Portal, hay que configurarla de la misma manera y tal como se puede apreciar, se ha configurado con la dirección 192.168.0.10.

La configuración hardware del PLC consiste en un bastidor donde se encuentra el PLC. Concretamente se basa en el modelo SIMATIC S7-1500, CPU 1511-1 PN, con memoria de 150 KB para programa y 1 MB para datos, con dos puertos switch PROFINET y una Memory Card de 4 MB. Dicha configuración se puede ver en el siguiente esquema del TIA Portal 4.30. Actualmente el PLC soporta las siguientes islas.

- Isla 1: Máquina de enfriamiento eyecto-Branched GAX.
- Isla 2: Campo de Colectores Parabólico Compuesto CCP.
- Isla 3: Máquina Enfriadora-Desaladora LUCY.

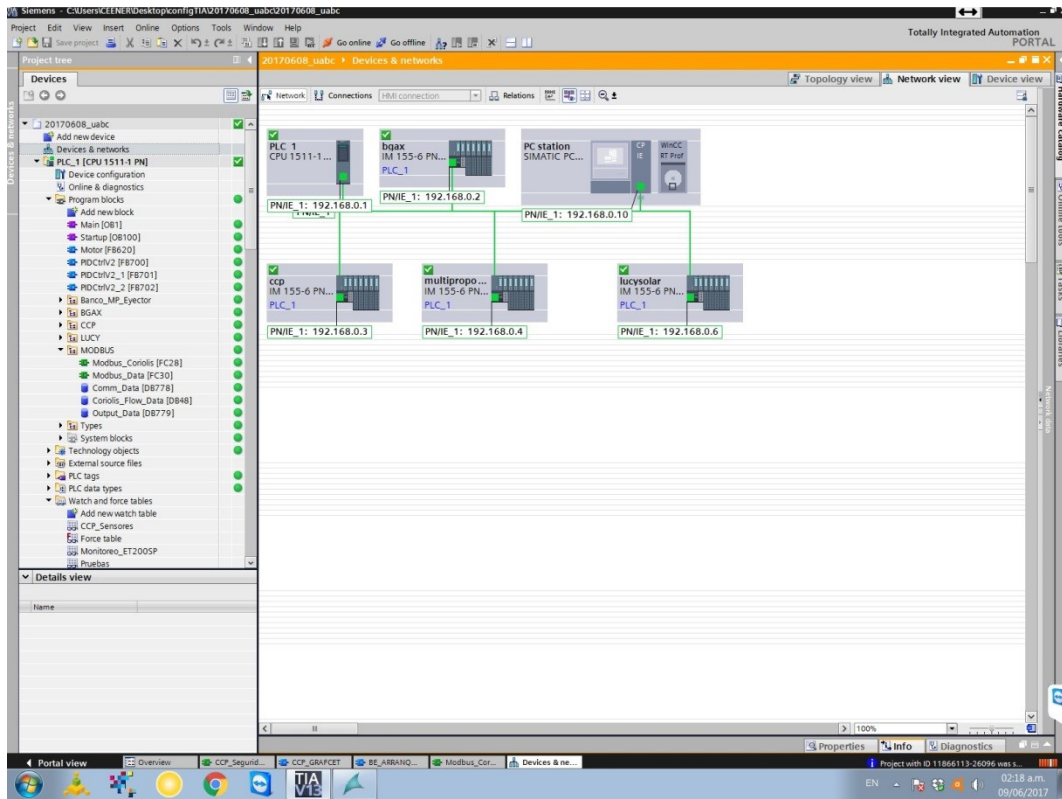


Figura 4.30: Configuración hardware del PLC.

- Isla 4: Banco de ensayos Multipropósito (Banco de eyectores).

### 4.3.1. Isla del campo de colectores solares CCP

En la siguiente tabla 4.6, se lista la cada una de las tarjetas del PLC, entradas y salidas digitales o analógicas, la señal que hay en cada una de las entradas y la descripción, para la isla del CCP. Todas las tarjetas tienen 8 entradas, pero en las tablas solo se muestran las entradas que estén conectadas a alguna señal.

Con el objeto de tener una guía y poder dar mantenimiento al sistema de monitoreo de los CCP, se presenta el cableado de los sensores y actuadores con las tarjetas del PLC. La conexión del variador de velocidad de la bomba y del encoder con las tarjetas del PLC se muestran en la tabla 4.7, mientras que las conexiones del piranómetro y del amplificador de señal del piranómetro se presentan en las tablas 4.8 y 4.9 respectivamente. Debido al tipo de señal que tiene el piranómetro no es compatible con las tarjetas del PLC, es necesario la instalación de un amplificador (Jumpflex signal conditioners 857-402). El amplificador

Tabla 4.6: Configuración de las isla de concentradores cilindro parabólicos del CEENER

TARJETA	I/O	SEÑAL	DESCRPCIÓN
DI.0 Entrada Digital	0	IL Norte	Límite de giro norte, línea 1
	1	IL Sur	Límite de giro sur, línea 1
	2	Move N	Señal seguimiento línea 1, mover norte
	3	Move S	Señal de seguimiento línea 1, mover sur
	4	IL Norte	Límite de giro norte, línea 2
	5	IL Sur	Límite de giro sur, línea 2
	6	Move N	Señal de seguimiento línea 2, mover norte
	7	Move S	Señal de seguimiento línea 2, mover sur
DQ.0 Salida Digital	0	MS Norte	mover en dirección Norte
	1	MS Sur	mover en dirección Sur
	2	MS 1	Mover línea 1
	3	MS 2	Mover línea 2
AI.0 Entrada analógica	0	CCP T2	Temperatura entrada L1
	1	CCP T3	Temperatura de entrada L2
	2	CCP T4	Temperatura salida L2
	3	CCP T5	Temperatura de salida L1
AI.1 Entrada analógica	0	CCP T6	Temp. Retorno de líneas
	1	CCP T9	Temp. ambiente
	2	CCP F1	Flujo L1
	3	CCP F2	Flujo L2
AI.2 Entrada analógica	1	CCP R2	Radiación L2
DI.1 Entrada digital	0	S1	Sol Línea 1
	1	S2	Sol línea 2
	2	ENC 1-L1	Encoder 1
	3	ENC 2-L1	Encoder 2
	4	ENC 1-L2	Encoder 1 - Línea 2
	5	ENC 2-L2	Encoder 2 - Línea 2

del piranómetro se debe configurar mediante una posición de pines, para la señal de entrada y salida deseada. Para este caso, el rango de entrada es de 0 – 60 mV, y la salida de 4 – 20 mA.

Tabla 4.7: Conexión del variador y del encoder al PLC SIEMENS

Variador	Tarjeta PLC
AI 1	1
0 V	5
DI 1	2
DIC	0 V F.A
ENCODER	Tarjeta PLC
3 (Ground)	M- 0V
4 (+24V)	+24V
5 (Hall B)	3 I02
6 (Hall B)	4 I02

Tabla 4.8: Conexión del piranómetro al PLC

Piranómetro	Amplificador	Tarjeta PLC	
positivo de la señal	1 (U+)	U <sub>vx</sub> , x=entrada correspondiente	
negativo de la señal	4 (I-/U-)		
	5 (OUT +)		
	6 (OUt -)		I <sub>x+</sub>
	7 U <sub>s+</sub>		24 VDC
	8GND		

El seguidor solar consta de 4 entradas digitales por línea y de 2 salidas digitales (todo desde el punto de vista del PLC). Hay que añadir otras 2 entradas más correspondientes a las dos señales de encoder que ofrece cada motor de orientación de cada línea. Cada línea de las dos disponibles consta de un motor que mediante un puente en H permite orientar, según el sentido de giro que se defina, cada línea hacia el Norte o hacia el Sur. Dicho motor consta de dos señales de salida en cuadratura que, en teoría, permiten conocer el sentido de giro del motor y cuánto ha girado.

Los indicadores de las señales se pueden ver en la pantalla CCP del SCADA figura . Si los cinco indicadores están en verde es que la línea correspondiente está correctamente

Tabla 4.9: Conexión del amplificador del piranómetro con el PLC

DIP switch S1 (Rango de señal de entrada)	Estatus del pin.	DIP switch S2 (Rango de señal de salida)	Estatus del pin.
1	Off	1	Off
2	Off	2	<b>On</b>
3	Off	3	<b>On</b>
4	Off	4	<b>On</b>
5	<b>On</b>	5	Off
6	Off	6	Off

orientada habiendo sol. También hay indicadores de si se está moviendo hacia el norte o hacia el sur (siempre como seguridad están los finales de carrera correspondientes).

En la pantalla de parámetros CCP (pulsar el botón parámetros CCP) se puede seleccionar si se quiere para cada línea que el seguidor se oriente automáticamente (seleccionar la correspondiente opción AUTO) o bien se pueden mover en manual cada línea mediante dos pulsadores (primero deseleccionar AUTO). Son pulsadores en manual. Hay que quedarse con el botón del ratón pulsado para mover en la correspondiente dirección deseada (MS Norte, MS Sur). Así, en el momento en que se suelta el botón del ratón, deja de moverse el correspondiente motor, para añadir seguridad al movimiento. Mediante los indicadores de la pantalla CCP se puede ver que efectivamente se está mandando la correspondiente señal de salida.

### 4.3.2. Isla del banco de pruebas eyectores

En la siguiente tabla , se lista la cada una de las tarjetas del PLC, entradas y salidas digitales o analógicas, la señal que hay en cada una de las entradas y la descripción, para la isla del banco de pruebas de eyectores. Todas las tarjetas tienen 8 entradas, pero en las tablas solo se muestran las entradas que estén conectadas a alguna señal.

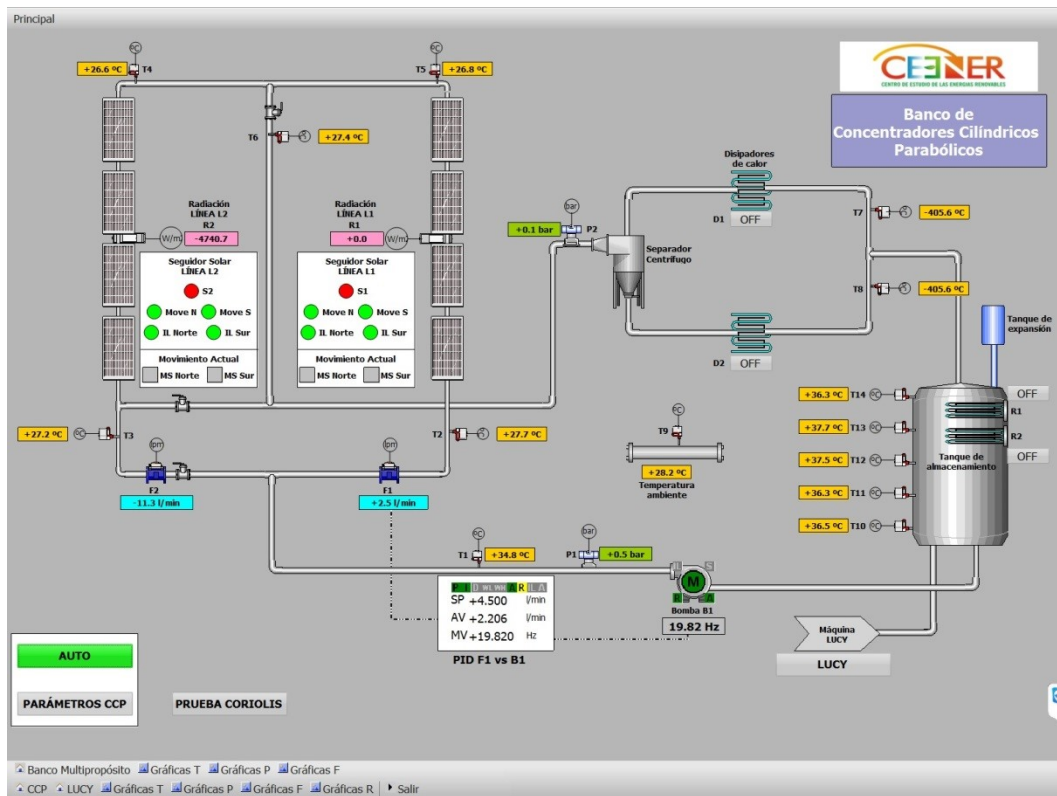


Figura 4.31: Configuración hardware del PLC.

Tabla 4.10: Lista de conexionado de sensores en las tarjetas SIEMENS de monitoreo y control

Tarjeta	I/O	Señal	Descripción
<b>AQ.0</b>	0	B1be	Consigna velocidad bomba P-001
	0	T1be	Temperatura T1
<b>AI.0</b>	1	T2be	Temperatura T2
	2	T3be	Temperatura T3
	3	T4be	Temperatura T4
	0	T5be	Temperatura T5
<b>AI.1</b>	1	T6be	Temperatura T6
	2	P1be	Presión P1
	3	P2be	Presión P2
<b>AI.2</b>	0	P3be	Presión P3
	2	F2be	Caudal F2
<b>AI.3</b>	0	LT2be	Nivel tanque TK-002
	1	LT3be	Nivel tanque TK-003

Tabla 4.11: Conexionado de sensores de presión.

<b>Sensores de presión</b>		
<b>Sensor</b>	<b>Terminal sonda</b>	<b>Tarjeta PLC</b>
<b>P1 conexión a 2 hilos</b>	1	11
	2	15
<b>P2 conexión a 3 hilos</b>	Terminal sonda	Tarjeta PLC
	1 (Marron L+)	24 V F.A
	3 Azul (M)	0 V F.A.
	5 gris (Qa)	16 I3+
<b>P3 conexión a 3 hilos</b>	Terminal sonda	tarjeta PLC
	1 (Marron L+)	24 V F.A
	3 Azul (M)	0 V F.A.
	5 gris (Qa)	13 (IQ+)

Tabla 4.12: Conexionado de los sensores de nivel

<b>Sensor</b>	<b>Terminal sonda</b>	<b>Tarjeta PLC</b>
<b>Nivel, conexionado a 3 hilos (4-20mA)</b>	1 (Marron L+)	13 IQ+
	2 (Blanco QA)	+24 V (F.A)
	3 (Azul M)	0 V (F.A)
<b>Nivel, conexionado a 3 hilos (0-10V)</b>	1 (Marron L+)	+24 V (F.A)
	2 (Blanco QA)	U1 + (2)
	3 (Azul M)	0 V (F.A) + U1-(6)

Tabla 4.13: Conexionado del variador de velocidad

<b>Variador</b>	<b>Tarjeta PLC</b>
AI 1	1 (Q0+)
0V	5 (Q0-)
DI 1	1 (DQ0)
DIC	0V F.A

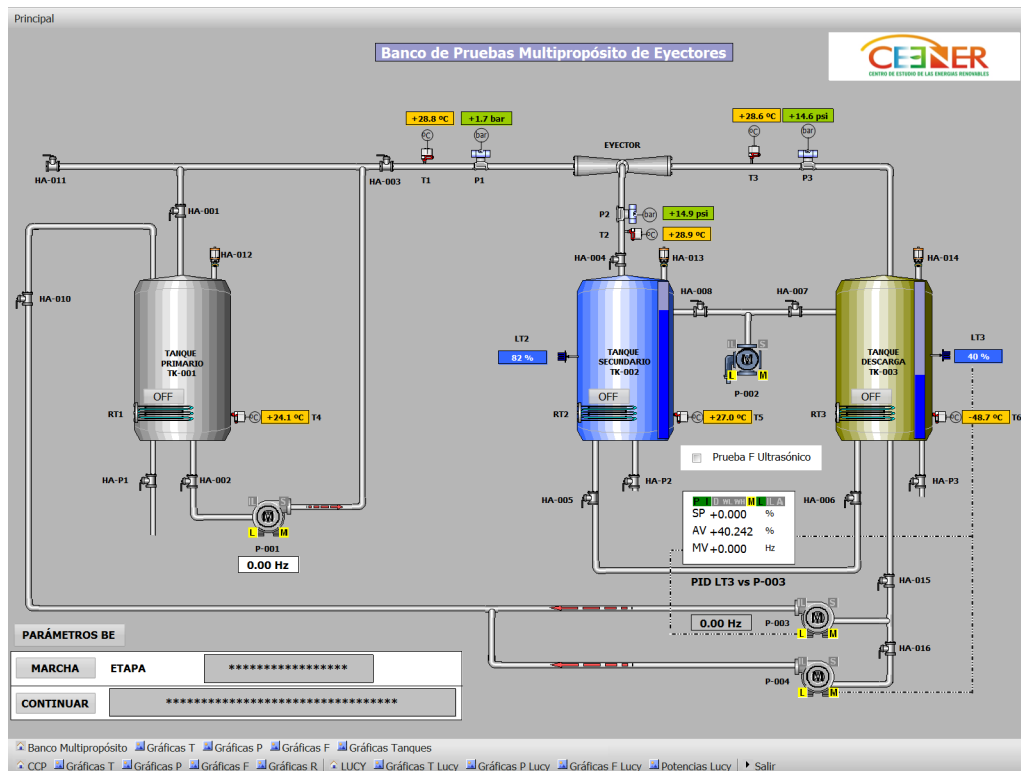


Figura 4.32: Diagrama SCADA del banco de pruebas de eyectores.

### 4.3.3. Isla de las máquinas de enfriamiento LUCY y YAZAKI

En la sección 4.1 se presentaron los DTI de los diferentes circuitos hidráulicos de las unidades de enfriamiento por absorción de simple efecto  $LiBr/H_2O$ , LUCY y YAZAKY. Tomando como referencias los DTI mostrados en las figuras 4.6, 4.9, 4.7 se generaron 2 diagramas SCADA, uno para la máquina LUCY y otro para la unidad YAZAKY. Es importante mencionar que en la instalación hidráulica de estas máquinas, se buscó una configuración en la que se pudieran reutilizar todos los sensores de la unidad de enfriamiento LUCY en la maquina YAZAKY.

En la figura 4.33, se puede observar que existe una serie de botones en los que se puede tener acceso al SCADA de la unidad de enfriamiento YAZAKY, CCP y cuarto frío de control. También en este SCADA se puede visualizar el calor que se está transfiriendo en el generador, evaporador, torre de enfriamiento, además del COP. Tanto los calores mencionados como el COP son para cualquiera de las unidades de enfriamiento que esté trabajando; lo anterior es posible ya que haciendo el arreglo de válvulas adecuado, se puede sensor temperatura, presión y flujo de cualquiera de las dos máquinas de enfriamiento.

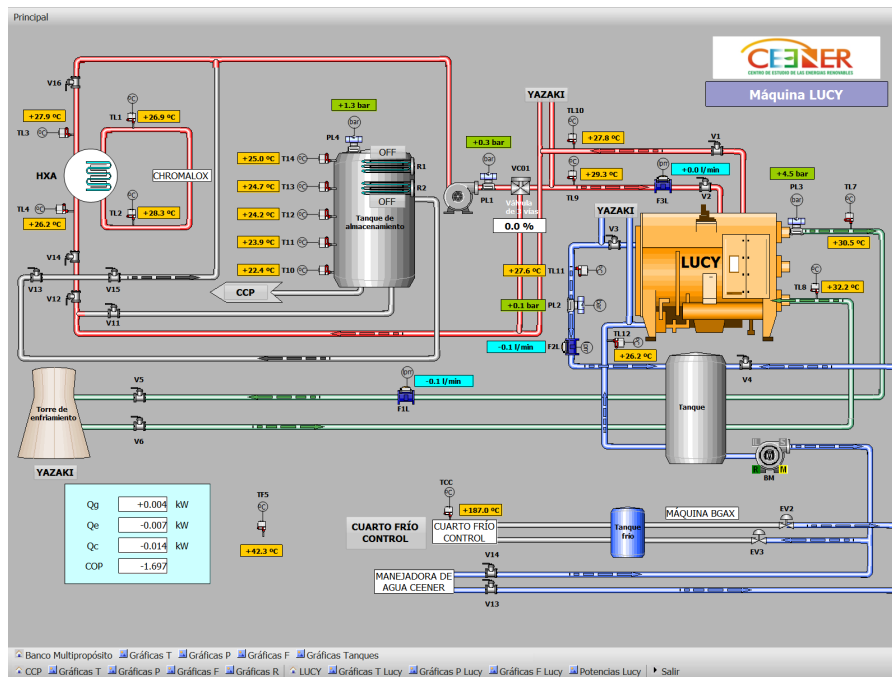


Figura 4.33: Diagrama SCADA del banco de pruebas de eyectores.

En la figura 4.34 se muestra que se tiene la opción de regresar al SCADA LUCY presionando cualquiera de los botones de LUCY. La boma de agua fría no se controla desde este SCADA ya que la unidad YAZAKY tiene el control sobres esta, de igual manera sucede con las bombas BR1 y BR2. Se puede observar que hay una válvula de 3 vías VC02 controlable desde la plataforma de SIEMENS; lo que permite que se pueda tener agua de enfriamiento a 27 °C evitando operar las máquinas con temperaturas de agua muy frías o fuera de la zona de alta eficiencia. también se presenta 3 sensores de flujo, F3L corresponde a LUCY mientras F1L y FL4 corresponden a YAZAKY; sin embargo el sensor F3l y F1L físicamente son el mismo.

En la siguiente tabla 4.14 se presentan todos los sensores que están conectados en la isla de LUCY y YAZAKY, además de las resistencias y disipadores de calor, que si bien forman parte de la operación del CCP, debido a que son indispensables para la operación de las máquinas de enfriamiento por absorción se decidió conectarlos en esta isla. Los sensores de presión se conectan a dos hilos y siguen el mismo procedimiento de conexión presentado en la isla del banco de pruebas de eyectores. El variador de velocidad de la boma de CCP se detalló en la isla CCP y BPE.

Tabla 4.14: Lista de sensores de la unidad de enfriamiento LUCY y su conexión con las tarjetas SIEMENS

<b>Tarjeta</b>	<b>I/O</b>	<b>TAG</b>	<b>Descripción</b>
<b>AQ.0</b>	0	CCP B1	Punto de consigna variador CCP
	1		
	2		
	3		
<b>AI.0</b>	0	CCP T1	Salida bomba circuito CCP
	1	CCP T7	salida de disipador superior 1
	2	CCP T8	salida de disipador inferior 2
	3	CCP T10	Tanque de almacenamiento parte baja
<b>AI.1</b>	0	CCP T11	Tanque de almacenamiento
	1	CCP T12	Tanque de almacenamiento
	2	CCP T13	Tanque de almacenamiento
	3	CCP T14	Tanque de almacenamiento parte alta
<b>AI.2</b>	0	CCP P1	Entrada CCP
	1	CCP P2	Salida CCP
	2	Lucy T7	Torre de enfriamiento
	3	Lucy T8	Torre de enfriamiento
<b>AI.3</b>	0	Lucy T9	Agua de activación inlet
	1	Lucy T10	Agua de activación outlet
	2	Lucy T11	Agua de chiller inlet
	3	Lucy T12	Agua de chiller outlet
<b>AI.4</b>	0	Lucy P1	Agua caliente
	1	Lucy P2	Agua de torre de enfriamiento
	2	Lucy P3	Agua de chiller
	3	Lucy T1	CHROMALOX entrada
<b>AI.5</b>	0	Lucy T2	CHROMALOX salida
	1	Lucy T3	Intercambiador de placas entrada
	2	Lucy T4	Intercambiador de placas salida
	3		
<b>DQ.0</b>	0	BM	Encendido de la bomba de agua fría
	1	ON Pulso	Variador de velocidad CCP
	2	Subir Hz	Variador de velocidad CCP
	3	Bajar Hz	Variador de velocidad CCP
	4	RT1 ON	Resistencia superior
	5	RT2 ON	Resistencia inferior
	6	D1 ON	Disipador de calor para condensación
	7	D2 ON	Disipador de calor para enfriamiento
<b>WEBServer</b>			

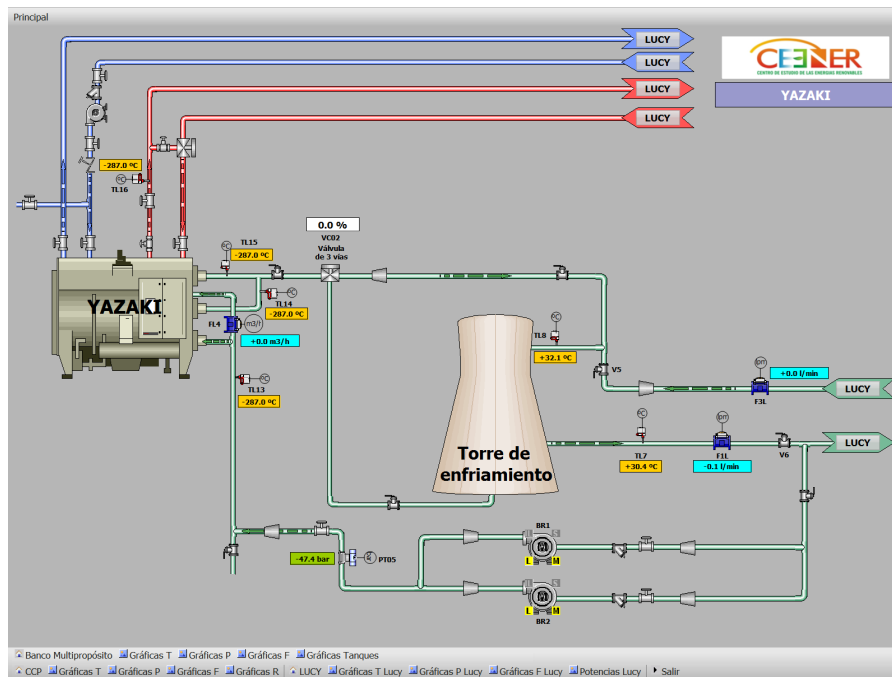


Figura 4.34: Diagrama SCADA del banco de pruebas de eyectores.

## 4.4. Sistema de aire acondicionado termosolar por absorción de Puertecitos (SAATEP)

### 4.4.1. Introducción

Los sistemas de refrigeración y aire acondicionado son de vital importancia en regiones con altas temperaturas, tanto para la conservación de alimentos como para el confort de las personas. Puertecitos (Ejido Matomí) es una comunidad que se ubica en el municipio de Ensenada, Baja California, México ( $30^{\circ}21'19.7''N$ ,  $114^{\circ}38'26.3''O$ ), como se aprecia en la figura 4.35, la cual se encuentra aislada de la Red de Transmisión Eléctrica Nacional y sufre de temperaturas ambiente elevadas, que pueden alcanzar los  $50^{\circ}C$  a la sombra en verano, convirtiendo en un gran problema la climatización de espacios debido a la ausencia de energía eléctrica. La Universidad Autónoma de Baja California tomó cartas en el asunto e implementó la “Micro red Sustentable de Servicios Energéticos Comunitarios”, la cual consta de 55.2 kW de módulos fotovoltaicos, 5 kW de aerogenerador, generador diésel de respaldo de 75 kVA y, como sistema de almacenamiento, se cuenta con un banco de baterías plomo ácido de 522 kWh. Esta micro red provee energía eléctrica a la comunidad empleando fuentes renovables de energía, pudiendo esta población adquirir sistemas de aire

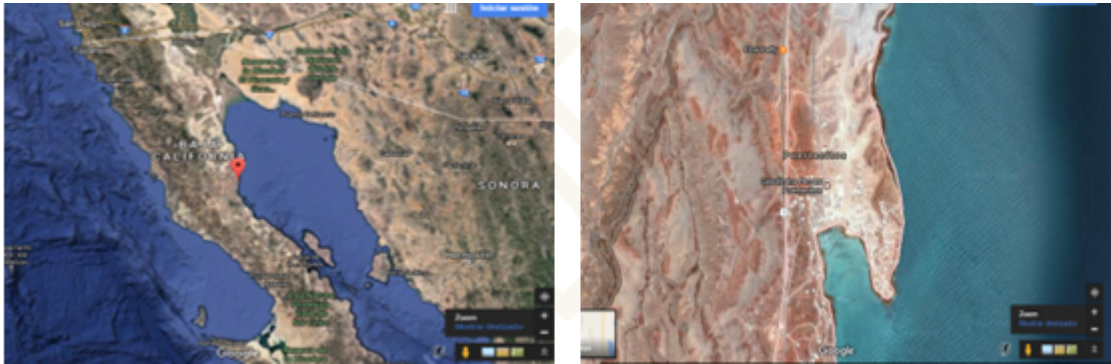


Figura 4.35: Ubicación de Puertecitos, B. C.

acondicionado para los periodos de verano.

El objetivo del Centro de Estudios de las Energías Renovables (CEENER) es convertir a Puertecitos en un pueblo sustentable, ejemplo de las energías alternas aplicadas en forma racional. En la comunidad se cuenta con una escuela primaria y pre-escolar con varias aulas (figura 4.36), las cuales carecen de aire acondicionado; en periodo de verano las altas temperaturas impiden la impartición de clases, por lo que los alumnos hacen a un lado los estudios. Por lo anterior, esta instalación fue seleccionada para el desarrollo del proyecto “Sistema de aire acondicionado termo-solar para la escuela primaria y pre-escolar del Ejido Matomí (Puertecitos)” del Centro Mexicano de Innovación en Energía Solar (CeMIE Sol), dentro del proyecto estratégico P09 “Desarrollo de Sistemas de Enfriamiento Operados con Energía Solar”, todo esto con el fin de probar en condiciones reales los sistemas de enfriamiento por absorción activados con energía solar térmica.

El desarrollo contempla la instalación de una máquina comercial de enfriamiento por absorción BrLi-H<sub>2</sub>O de la compañía LUCY Solar, la cual es capaz de accionar cuatro manejadoras de 2.5 toneladas de aire fría (salones de clases). Este sistema es activado con un campo solar de tubos evacuados con lámina reflejante parabólica compuesta.

Además, el proyecto contempla varios subsistemas, necesarios para el correcto funcionamiento del aire acondicionado, como lo es almacenamiento térmico, tuberías de distribución del agua fría y agua de calentamiento, sistema de respaldo en base a una caldera diésel y torre de enfriamiento con la peculiaridad de que puede operar con agua potable o salada. A continuación, se detallarán los subsistemas mencionados.



Figura 4.36: Escuela primaria y pre-escolar de Puertecitos.

Tabla 4.15: Datos técnicos de la unidad de enfriamiento por absorción de simple efecto.

<b>Características</b>	<b>Agua caliente</b>	<b>Agua de enfriamiento</b>	<b>Agua fría</b>
Flujo Volumétrico	8.6 m <sup>3</sup> /h	6 m <sup>3</sup> /h	15 m <sup>3</sup> /h
Pérdida de presión	80 kPa	80 kPa	80 kPa
Entrada/Salida	90/85 °C	30/35 °C	15/10 °C
Temperatura			
Diámetro de Conexión	DN40	DN50	DN40
	<b>Generador</b>	<b>Torre de enfriamiento</b>	<b>Evaporador</b>
<b>Potencia</b>	<b>50 kW</b>	<b>85 kW</b>	<b>35 kW</b>

#### 4.4.2. Características generales del sistema de aire acondicionado termosolar por absorción

La planta de aire acondicionado por absorción termosolar consta de tres circuitos externos a la máquina de absorción: circuito de agua caliente (CPC y tanque de almacenamiento térmico), circuito de agua de enfriamiento y circuito de agua fría. Estos circuitos fueron diseñados acorde a las características de la unidad de enfriamiento ver Tabla 4.15.

El circuito de agua caliente y termo-tanque consta de una bomba de agua caliente encargada de llevar el agua de activación entre 80-90°C hacia la máquina de absorción para que esta comience su proceso de generación de vapor, de un calentador auxiliar como respaldo en caso de que no se cuente con el suficiente recurso solar, un tanque de almacenamiento térmico (termo-tanque), una bomba de agua encargada de llevar el agua

**Tabla 4.16: Datos Técnicos del Calentador Solar Suntask SHC24**  
Calentador Solar SHC24

No. De Tubos	24
Área de apertura	4.41 m <sup>2</sup>
Eficiencia (80-90 °C)	0.5527
Temperatura de estancamiento	276 °C
Presión de operación máxima	1 Mpa
Flujo másico	0.02 kg/(s * m <sup>2</sup> )
Material del tubo	Vidrio de alto borosilicato 3.3
Material del reflector	Hoja de aluminio

del termo-tanque hacia los colectores solares y finalmente un campo de colectores solares de tuvo evacuado tipo CPC. El circuito de agua fría está compuesto por un tanque buffer de agua fría, el cual permite que la bomba sumergible de agua fría no tenga problemas de cavitación al llevar el agua hacia la unidad de absorción, además que de este mismo tanque la bomba hidroneumática lleve el agua fría hacia las manejadoras de los salones. Por otra parte, el circuito de agua de enfriamiento está compuesto por una torre de enfriamiento, un tanque buffer, una bomba de enfriamiento, una bomba de torre de enfriamiento y un tanque de repuesto de agua. En la figura 4.37 se presenta el DTI general del sistema de aire acondicionado.

#### 4.4.3. Circuito de agua caliente y almacenamiento térmico

La máquina de absorción SHANDONG LUCYSOLAR modelo RXZ-35 es activada por agua caliente entre los 80-90°C siendo temperaturas que pueden alcanzarse con diferentes tecnologías de colectores solares. El circuito de agua caliente y almacenamiento se divide en dos subsistemas: el de suministro de agua caliente a máquina de absorción y subsistema de colectores solares. Los colectores solares tipo CPC son de la marca Suntask SHC24, el cual consta de 24 tubos de vacío. En la Tabla 4.16 se muestran los datos técnicos del calentador solar.

El campo solar es de 25 unidades CPCs en un arreglo de 5x5 como se observa en el DTI mostrado en la Figura 4.38 con esto se espera producir 569 kWh/día siendo el requerimiento del equipo de absorción de 451kWh/día, de lo anterior se tiene un 26 % de excedente en el campo de colectores solares con lo que se asegura el adecuado suministro de energía a la máquina de absorción.

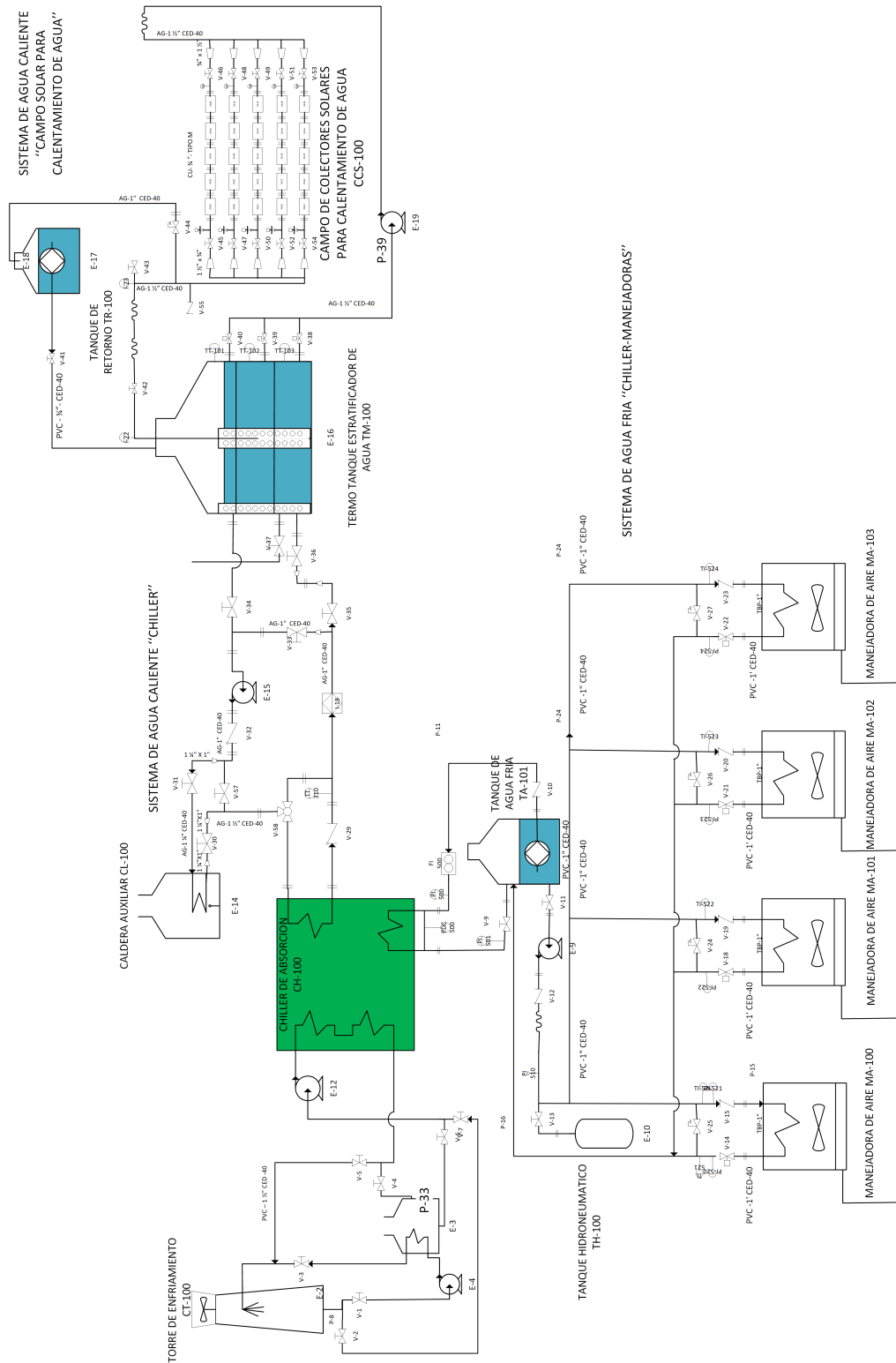


Figura 4.37: DTI general de la planta de aire acondicionado por absorción termosolar.

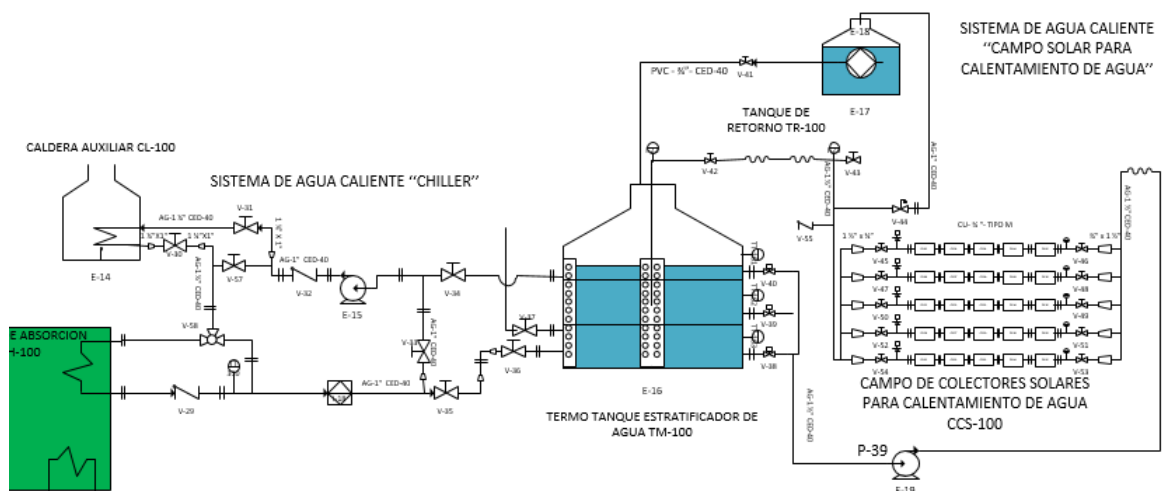


Figura 4.38: DTI del circuito de agua caliente y almacenamiento térmico.

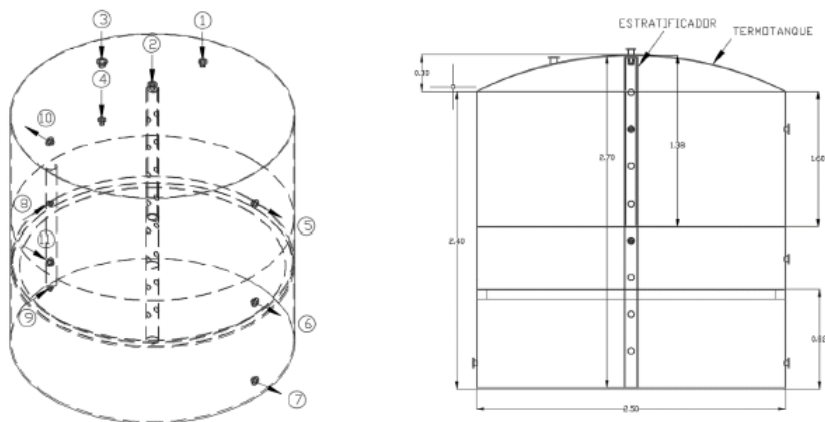


Figura 4.39: Tanque de almacenamiento de energía térmica.

El agua calentada por el campo de colectores solares es almacenada por arriba de los  $90^{\circ}\text{C}$  en un termo-tanque de  $10\text{ m}^3$  permitiendo que el sistema soporte las intermitencias de la energía solar y mantenga el buen funcionamiento de la unidad de absorción. El termo-tanque mostrado en la figura 4.39 es un tanque de fibra de vidrio con aislamiento térmico para la disminución de pérdidas de calor por sus paredes, además cuenta con entradas y salidas para la distribución de agua para el campo solar, sistema de auxiliar de calentamiento y abastecimiento de máquina de absorción.

De acuerdo con la figura 4.38, el agua dirigida al campo solar sale de (5), (6) y (7), mediante un sistema de electroválvulas, las cuales se accionan cuando las temperaturas de

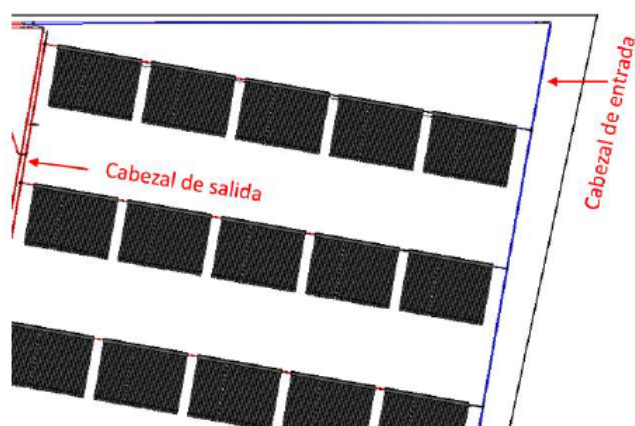


Figura 4.40: Cabezal de agua de alimentación al campo solar.

las secciones del termo-tanque han alcanzado los  $90^{\circ}\text{C}$ . En la parte superior del termo-tanque se tiene la entrada (1), la cual se utiliza para el venteo atmosférico. El agua de recuperación tiene su entrada al termo-tanque por (4), con una medida de 1". El retorno de agua caliente proveniente del campo solar está situado en (2), la cual se transporta en tubería de acero galvanizado con un diámetro de 1.5". En la salida (3) está instalado un flotador para mandar una alarma al control y que el usuario reponga los niveles en todos los tanques. La conexión (10) es la salida del agua caliente hacia el chiller de absorción, mientras que la conexión (11) se utiliza para retornar el agua desde el equipo auxiliar de calentamiento cuando no se ha elevado la temperatura deseada de  $90^{\circ}\text{C}$ .

La distribución del flujo del agua dentro del campo solar se muestra a continuación, lo más importante es mantener el mismo flujo dentro de las 5 filas que se encuentran conformadas por 5 CPC cada una, teniendo un total de 25 CPC en el campo solar para el calentamiento de agua dirigida al termotanque y el correcto funcionamiento del chiller de absorción (figura 4.40).

La alimentación de agua para el campo solar se puede observar en la figura 4.40, en donde la línea de alimentación del CPC se encuentra entre el campo solar y la malla perimetral, de esta manera dicha línea suministra el flujo constante desde la bomba de agua caliente directamente sobre el cabezal del campo solar para después distribuirla sobre las 5 filas del campo solar.

Como se mencionó, el agua caliente de activación al ingresar al equipo generador, cede calor sensible a la solución diluida de  $\text{LiBr}/\text{H}_2\text{O}$  hasta llevarla a las condiciones de presión

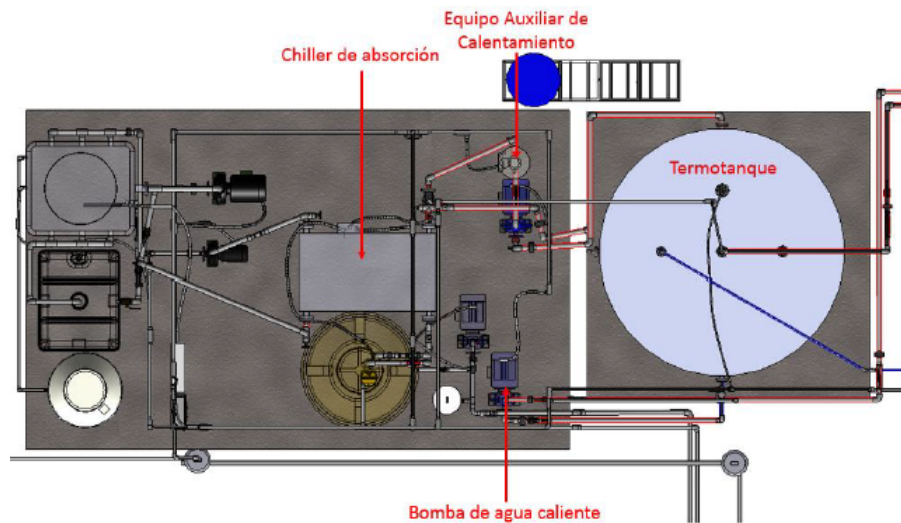


Figura 4.41: Vista de planta de la instalación del sistema de agua caliente a Chiller.

y temperatura necesarios producir el vapor refrigerante. La regulación de la capacidad del sistema está ligada en su totalidad al suministro de agua caliente, por lo que se utiliza una válvula de 3 vías como elemento de control para la capacidad de enfriamiento.

El agua caliente sale del termo-tanque en tubería de acero galvanizado de 1.5", para después dirigirse a la bomba de agua caliente, el agua al ser impulsada se dirige al equipo auxiliar de calentamiento. En caso de que el agua no se encuentra a la temperatura de 90°C, se regresa al termo-tanque a una altura media, en caso de que el agua se encuentre a los 90°C se dirige directamente al chiller de absorción y al salir se retorna al termo-tanque por la parte inferior para volver a ser calentada. En la Figura 4.41 se aprecia la tubería que conecta el termo-tanque, el chiller y el equipo auxiliar de calentamiento.

El equipo de calentamiento auxiliar es una caldera que funciona con combustible Diésel y aporta 19 kW al flujo de agua de 8.6 m<sup>3</sup>/h. Su función es elevar la temperatura del agua de activación hasta los 90 °C cuando el campo de colectores no puede calentar al agua del termo-tanque debido a las intermitencias de la energía solar. La caldera que se utilizó en la planta de aire acondicionado solar por absorción se diseñó para una presión de diseño de 7 kg/cm<sup>2</sup>.

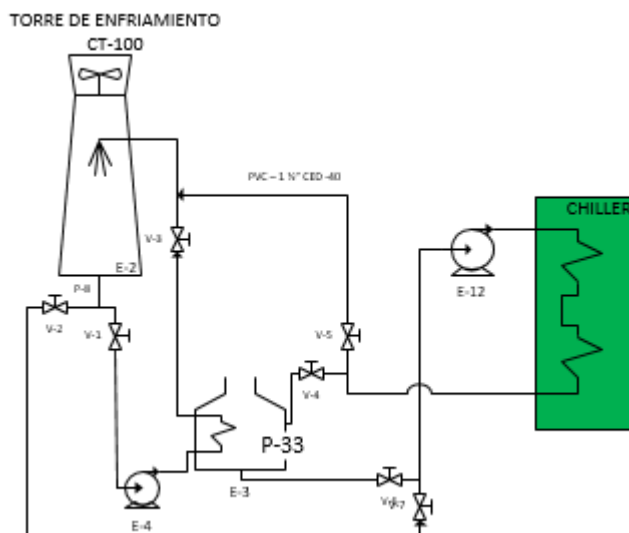


Figura 4.42: DTI del circuito de agua de enfriamiento del sistema de aire acondicionado por absorción termosolar.

#### 4.4.4. Circuito de agua de enfriamiento

El sistema de enfriamiento es de vital importancia para el buen funcionamiento del equipo de absorción ya que enfría la reacción exotérmica producida en el equipo absorbedor del ciclo de absorción y hace posible la condensación del vapor generado en el condensador. Por otra parte, si el absorbedor no es enfriado, la solución de trabajo podría presentar cristalización provocando que se tapen las tuberías internas del ciclo de absorción.

En la comunidad de puertecitos se tienen problemas con el abastecimiento de agua potable, por lo que se decidió utilizar el agua de mar (de fácil acceso para la comunidad) como fluido de trabajo en la torre de enfriamiento, sin embargo, la máquina de absorción no está hecha para utilizar agua de mar como medio de enfriamiento por lo que utilizaron unos intercambiadores de calor helicoidales para enfriar al agua de enfriamiento de la unidad de absorción. Lo descrito se puede ver en la figura ???. Por otra parte, se presenta el DTI del circuito de agua de enfriamiento en la figura 4.42.

El sistema extrae calor desde el Chiller de absorción a una razón de 87.17 kW mediante un flujo de agua de  $15 \text{ m}^3/\text{h}$ . La temperatura de salida del sistema es de  $35^\circ\text{C}$  y es preferente disminuir la temperatura hasta  $30^\circ\text{C}$  como lo indica la ficha técnica del equipo de absorción. En la figura 4.43 se muestra una proyección del sistema de agua de enfriamiento.

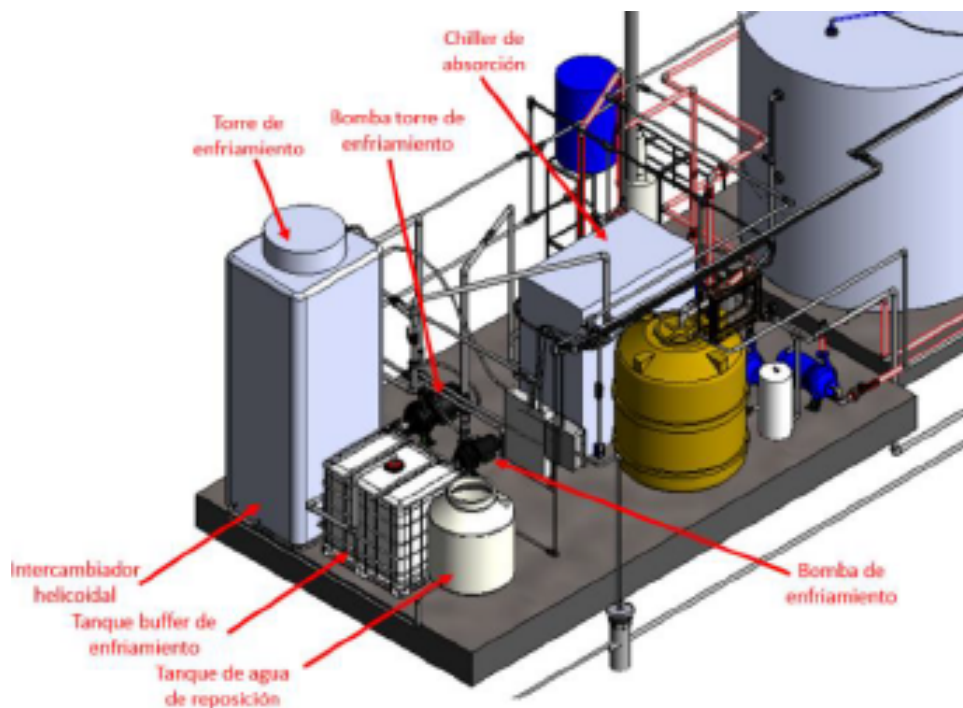


Figura 4.43: Sistema de agua de enfriamiento del equipo de absorción.

La distribución del agua de enfriamiento a lo largo del sistema comienza cuando el agua es bombeada desde la entrada del chiller, pasa a través del equipo de absorción y sale al intercambiador de serpentines o directamente a la torre de enfriamiento depende del modo de operación del sistema. Cuando el fluido pasa a través del intercambiador de calor, el agua se dirige al tanque buffer de enfriamiento para después ser succionado por la bomba y entrar otra vez al chiller de absorción. Para este caso el intercambiador de calor se encuentra dentro de la torre de enfriamiento, justamente en el reservorio, de esta forma existe una transferencia que aumenta la eficiencia propia del sistema empleado para disminuir la temperatura del agua proveniente del chiller el arreglo de los intercambiadores de calor helicoidales con la torre de enfriamiento se presenta en la figura 4.44. El intercambiador de calor está diseñado con material de titanio, con tubos de 3/4" conformado de tres helicoidales para aumentar la transferencia de calor. El diámetro de cada helicoidal es de 28cmX35cm de largo con 9 espiras, como se muestra en la figura 4.44.



Figura 4.44: Dimensiones del intercambiador helicoidal de titanio y su arreglo con la torre de enfriamiento.

#### 4.4.5. Circuito de agua fría y cuarto de máquinas

El sistema de agua fría es el encargado de distribuir el agua fría a las manejadoras de aire, con el objetivo de extraer calor desde los salones para descender la temperatura del recinto y de esta manera obtener una temperatura más apropiada para los alumnos. Consta de un tanque buffer de agua fría y dentro de este tanque se encuentra una bomba sumergible encargada llevar el agua del tanque a la máquina de absorción para ser enfriada. En la siguiente figura 4.45 se muestra el DTI correspondiente al circuito de agua fría .

En la figura 4.45 se muestra el DTI del circuito de agua fría, se puede ver que, del tanque de buffer de agua fría por medio de una bomba, el agua es enviada a las manejadoras de cada uno de los salones. Además, se presenta un equipo hidroneumático para mantener la presión adecuada en las tuberías. Los salones no se encuentran distribuidos de manera uniforme por lo que se utilizaron válvulas manuales de balanceo permitiendo llevar el mismo flujo a todas las manejadoras de los salones de clase.

La manejadora de aire es el equipo fundamental para la climatización de áreas específicas,

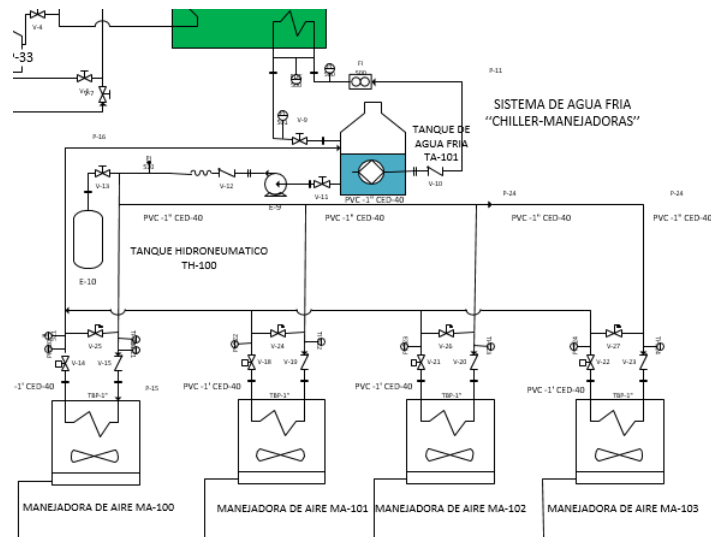


Figura 4.45: Dimensiones del intercambiador helicoidal de titanio y su arreglo con la torre de enfriamiento.



Figura 4.46: Manejadora de agua fría.

con el único propósito de mantener una temperatura de confort dentro de un recinto. Por lo general este tipo de equipos constan de un radiador para el intercambio de calor, un filtro de aire, un ventilador y un área de condensados. La manejadora de 2.5 toneladas de refrigeración que se utilizó en cada uno de los salones se muestra en la figura 4.46. La escuela primaria de Puertecitos se encuentra en una zona costera en la que se tienen condiciones ambientales extremas respecto a: velocidad de viento, altas temperaturas, debido a la brisa del mar los equipos pueden presentar problemas de corrosión, entre otras. Lo anterior llevó a construir un cuarto de máquinas donde se encontrarán la mayor parte de los equipos y así presenten menos daño con el paso del tiempo. En la Figura 4.47 se muestra una proyección del cuarto de máquinas.

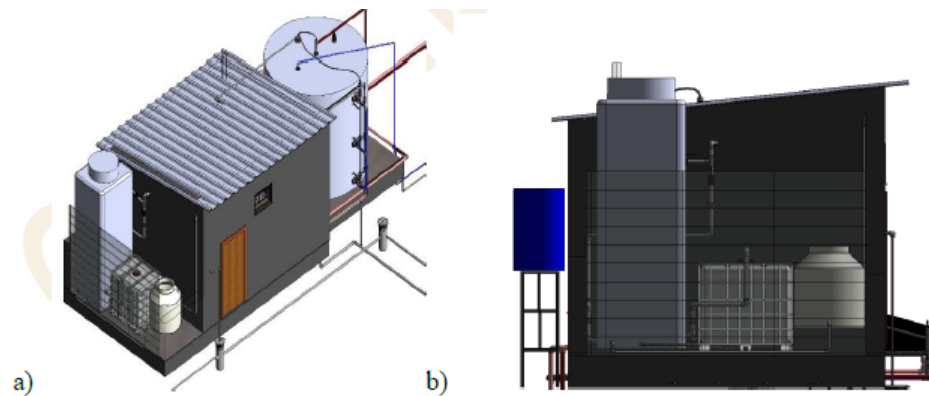


Figura 4.47: Cuarto de máquinas.

#### 4.4.6. Obra civil

A continuación, se presenta la ubicación de las losas de cimentación en cada uno de los lugares estratégicos para la distribución de los equipos principales en caso de la losa principal, instalación de termotanque, bombas y manejadoras. En la figura 4.48 se muestra la ubicación principal de las losas de cimentación en una vista de planta del sistema de aire acondicionado.

En la losa principal (A) se distribuyen los equipos principales para el correcto funcionamiento del Chiller, por otra parte, la cimentación del termotanque (B) se encuentra al lado de la losa principal (A), orientada hacia el ESTE para disminuir la distancia con el Campo Solar y de esta manera disminuir la tubería entre estos dos puntos. Los equipos encargados de la captación solar son los CPCs, en donde la cimentación (C) se aplica como una zapata corrida por cada CPC y se instalan los soportes, los cuales se encuentran directamente unidos a la estructura principal del CPC.

#### Cimentación de cuarto de máquinas y equipos principales

En la Tabla 4.17 se presentan los equipos que se instalaron en la losa (A), además se puede ver la carga que representa cada uno de los equipos. En la figura 4.49 muestra una vista de planta del cuarto de control en la que se puede apreciar la distribución de los equipos en dicha losa. El peso total de equipos sobre la losa de concreto es de 44.45kN.

La ubicación de las nervaduras en la losa de concreto están colocadas en el perímetro de la losa de cimentación que alberga los equipos principales. Primero, se debe de diseñó la losa superior y el armado de esta para la distribución de las cargas en las nervaduras. Obteniendo los valores de distribución de las cargas se diseñan las nervaduras y su armado de varilla.

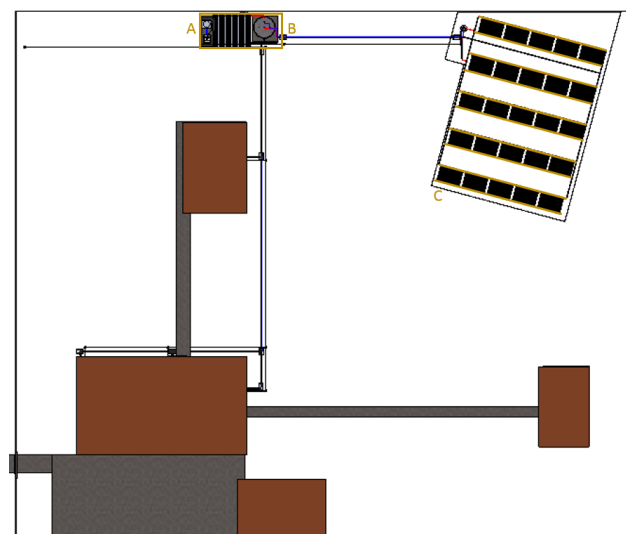


Figura 4.48: Ubicación de las losas de cimentación.

Tabla 4.17: Características de carga de los equipos en la losa de concreto

	<b>Equipo</b>	<b>Masa [kg]</b>	<b>Peso [kN]</b>
<b>A</b>	Torre de enfriamiento	583.77	5.72
<b>B</b>	Tanque de reposición de agua salada	1000	9.81
<b>C</b>	Bomba de agua salada	10	0.0981
<b>D</b>	Bomba de agua de enfriamiento	10	0.0981
<b>E</b>	Centro de carga y Panel de Control	50	0.49
<b>F</b>	Tanque de agua de enfriamiento	450	4.41
<b>G</b>	Chiller de absorción	1500	14.71
<b>H</b>	Equipo auxiliar de calentamiento	300	2.94
<b>I</b>	Bomba de agua caliente Termotanque-Chiller	10	0.0981
<b>J</b>	Bomba agua a manejadoras.	10	0.0981
<b>K</b>	Bomba de agua caliente Termotanque-Campo Solar	10	0.0981
<b>L</b>	Tanque de agua fría	600	5.88
<b>M</b>	Tanque hidroneumático	10	0.0981

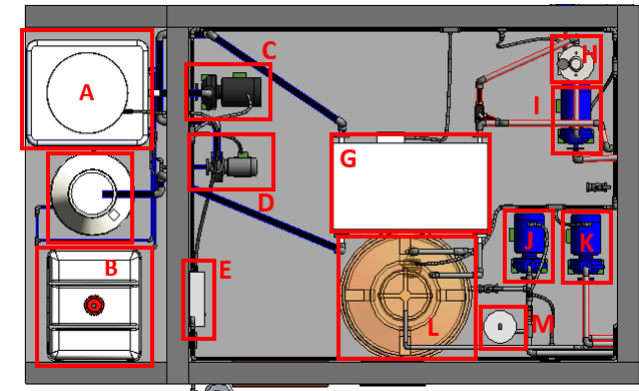


Figura 4.49: Losa de concreto del cuarto de máquinas con la ubicación de los equipos principales.

Se realizaron los cálculos de las reacciones para la carga de cada una de las nervaduras, de acuerdo con la NORMA ACI318, mediante el paquete computacional para cálculo ESTRUCTURAL. De acuerdo con la “NORMAS TÉCNICAS COMPLEMENTARIAS PARA DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE ESTRUCTURAS DE CONCRETO” el espesor de la losa debe de ser mayor a los 50 mm, monolítico con las nervaduras y que sea parte integral de la losa. El firme debe de ser capaz de soportar como mínimo una carga de 10 kN en un área de  $100 \text{ cm}^2$ , actuando en la posición más desfavorable. Para el diseño propio de la losa de concreto para la ubicación de los equipos principales la resistencia mecánica seleccionada para el concreto es de  $210 \text{ kg/cm}^2$ . En la figura 4.50 se puede observar la armadura de la losa de concreto para la ubicación de los equipos principales, la armadura consta de un espesor de 15 cm y una parrilla de varilla corrugada de 3/8” de pulgada. El área que cubrir es de  $19.19 \text{ m}^2$ .

### Cimentación para tanque de almacenamiento térmico

La obtención de una cimentación con gran resistencia ante el peso total del termotanque, más el peso propio del líquido debe de tenerse total cuidado ya que el volumen total es de  $10 \text{ m}^3$ . Las características de diseño se muestran a continuación:

- La masa aproximada del termotanque es de 200 kg.
- La masa del agua a contener es de 10,000 kg (suponiendo agua pura).
- También se adiciona la masa intermitente de 100 kg por el peso de una persona para inspección del equipo.

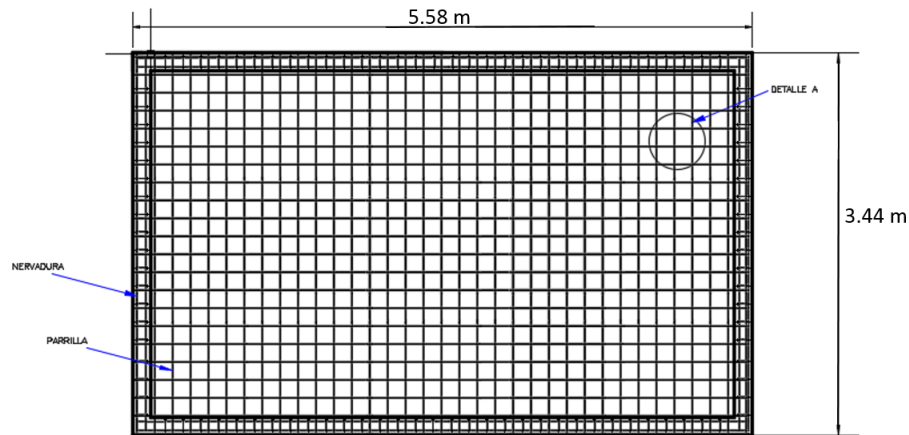


Figura 4.50: Armadura de la losa de concreto para la ubicación de los equipos principales.

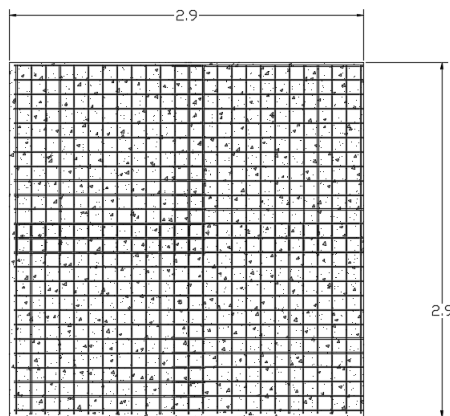


Figura 4.51: Vista de planta de la losa de termotanque y su armadura [m].

Se realizó un mejoramiento del suelo para aumentar la resistencia a la compresión, con el propósito de eliminar cualquier problema de hundimiento en el futuro. Se dispone de una capa de 15 cm de material Tucuruaguay con compresión del 95 % P.V.S.M. El peso total soportado por esta losa es de 13.06 kN, por lo que el mejoramiento del suelo es suficiente para evitar los futuros hundimientos. En la figura 4.51, se observa la geometría y las dimensiones de la losa del termotanque, además se puede observar la distribución de la parrilla de varilla corrugada de 3/8 de pulgada. La cual está distribuida en dos camas con espacio de 15 cm.

### Cimentación para campo de colectores solares

En la figura 4.52 se muestra el sistema de anclaje principal en una vista de planta para después distribuir el peso en las nervaduras para su cálculo individual y determinar el armado

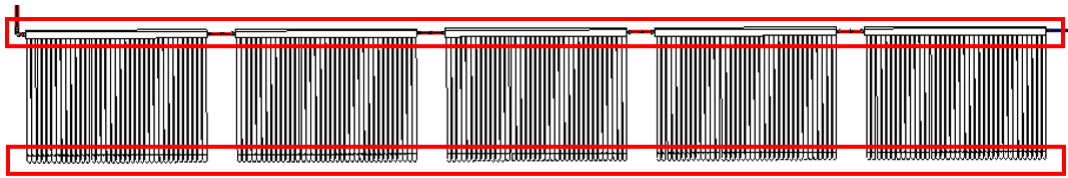
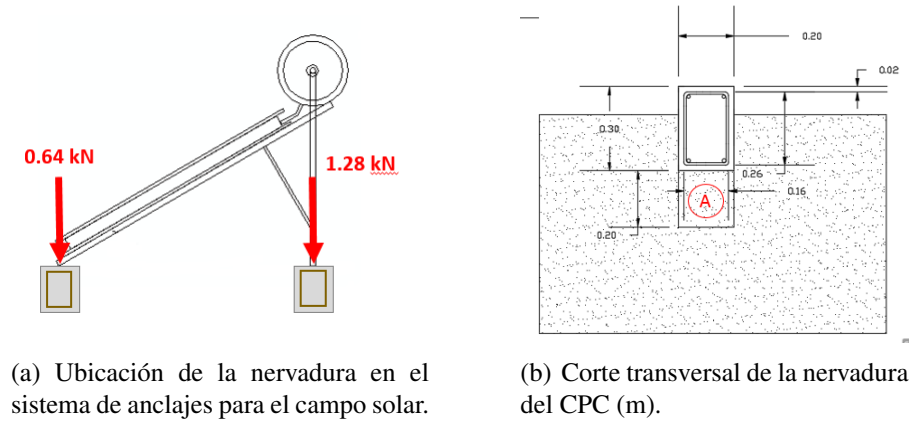


Figura 4.52: Vista de planta de la losa de campo de colectores solares.



(a) Ubicación de la nervadura en el sistema de anclajes para el campo solar.

(b) Corte transversal de la nervadura del CPC (m).

Figura 4.53: Nervaduras del campo de colectores solares

de estas.

La ubicación de las nervaduras se encuentra en los soportes delanteros y traseros. El soporte trasero es el que más carga tiene, ya que el manifold se encuentra en esa dirección, es así como el diseño crítico de la nervadura estará supuesto para este caso en particular. El peso del CPC con agua tiene un peso de 1.9198 kN (195.7048 kg), la nervadura trasera está diseñada para soportar  $\frac{3}{2}$  del peso total ya que  $\frac{1}{3}$  es distribuido a la nervadura delantera, de esta manera las dos nervaduras se deben de diseñar de acuerdo con 1.28 kN por CPC. Lo anterior se observa en la figura 4.53a. En la figura 4.53b se observa un corte transversal de la nervadura del CPC, en donde por debajo de la nervadura, en la sección A existe un relleno de mejoramiento de suelo, el cual es de 15 centímetros con una compresión de 95 % P.V.S.M. Ya que el peso del CPC no es muy grande el mejoramiento del terreno ayuda para eliminar los futuros hundimientos.

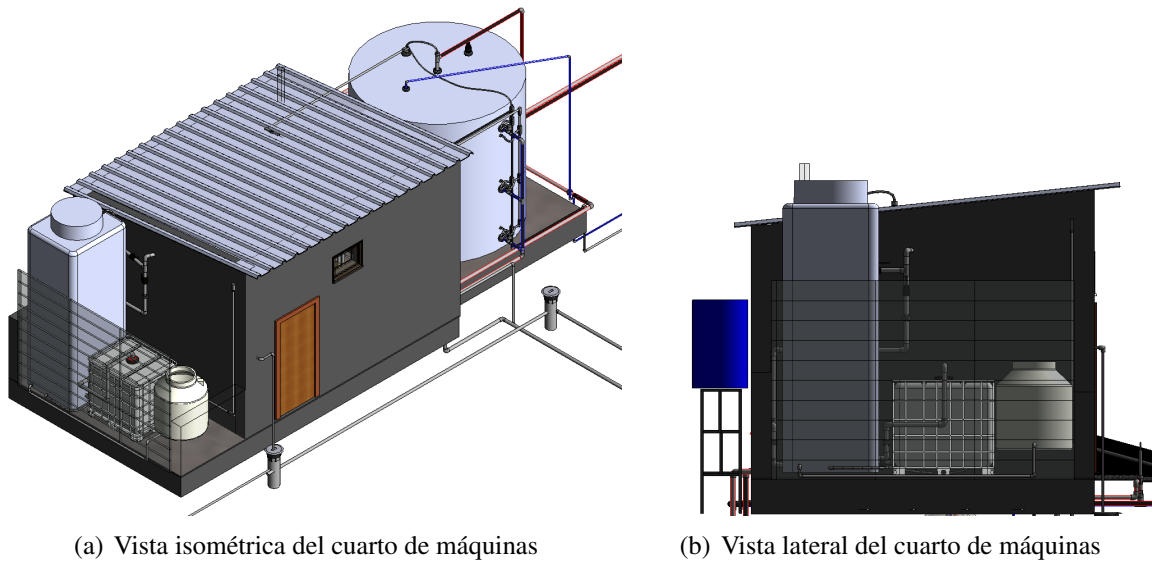


Figura 4.54: Cuarto para los equipos en la losa de concreto.

### Cuarto de máquinas

El cuarto de máquinas se diseñó con el objetivo de evitar daños mayores a los equipos ubicados en la losa de concreto, por las condiciones atmosféricas y de esta manera evitar un deterioro acelerado. En la Figura 4.54 se muestra el cuarto para la protección de los equipos principales, donde se puede observar un techo a un agua, y el agua corre hacia el exterior de la escuela.

El sistema constructivo empleado en la casa de máquinas corresponde a bloques de hormigón con acero de refuerzo, el cual fue empleado ya que cuenta con las siguientes ventajas:

- Resistencia a la compresión. Generalmente se mide sobre la sección bruta de la unidad y ronda los 2 a 6 MPa para piezas individuales.
- Absorción de alrededor de 8 y 15 %, lo que se traduce en una mayor duración debido a que la humedad no le produce daños significativos.
- Durabilidad. La mampostería armada, de acuerdo con la característica hidrófuga de los bloques que incrementa la impermeabilidad del muro, logra una mayor durabilidad en comparación con las estructuras de hormigón armado que presentan problemas de corrosión.
- Aislamiento térmico. Debido a los huecos que posee el bloque de hormigón el aislamiento térmico aumenta, ya que la pared se comporta como un sistema compuesto.

- Resistencia al fuego. El hormigón y la mampostería de bloques de hormigón son incombustibles.

Para aumentar la resistencia que poseen los bloques simplemente unidos con mortero, se coloca un armado con varillas de 1/2 pulgada ahogada en concreto en los orificios del bloque, la función de este acero es:

- a) Armadura estructural.
- b) Armadura de distribución para esfuerzos secundarios por retracción y gradiente térmico.
- c) Armadura horizontal para absorción de esfuerzos de corte.
- d) Armadura de disposición especial para esfuerzos concentrados.

El mortero para pegar piezas se apega a las Normas Técnicas Complementarias del Distrito Federal en su versión 2005, donde se establece que el mortero cumplirá con los siguientes requisitos:

- a) Resistencia a compresión de por lo menos 4 MPa ( $40 \text{ kg/cm}^2$ ).
- b) La relación volumétrica entre la arena y la suma de cementantes se encontrará entre 2.25 y 3. El volumen de arena se medirá en estado suelto.
- c) Se empleará la mínima cantidad de agua que dé como resultado un mortero fácilmente trabajable.

Mientras que, para el mortero de relleno empleado en las celdas huecas, cumple con los siguientes requisitos:

- a) Su resistencia a compresión de por lo menos 12.5 MPa ( $125 \text{ kg/cm}_2$ ).
- b) El tamaño máximo agregado no excederá 10 mm.
- c) Se emplea la mínima cantidad de agua que permita que la mezcla sea lo suficientemente fluida para rellenar las celdas y cubrir completamente las barras de refuerzo vertical, en el caso de que se cuente con refuerzo interior.

#### 4.4.7. Construcción e instalación del SAATEP

En esta sección de la tesis se presenta, a manera de resumen, una memoria fotográfica en la que se puede ver la cronología de eventos que permitieron llevar a la realidad el proyecto del SAATEP, el cual le dará un gran beneficio a la comunidad de Puertecitos. Se podría decir que la construcción e instalación del SAATEP está dividida en cuatro partes: obra civil, montaje de equipos, instalaciones hidráulicas e instalación eléctrica y de control.

En la figura 4.55 y 4.56 se presenta los procesos que se llevaron a cabo para la obra civil del SAATEP. En las figuras 4.55a y 4.55b se muestran algunas de las excavaciones realizadas para hacer las canaletas en las que van las tuberías del circuito hidráulico de agua fría, mientras que en la figura 4.56a se puede ver la excavación realizada para las zapatas del cuarto de control y del tanque de almacenamiento térmico de agua caliente. En la figura 4.56b se muestra la losa de concreto terminada del cuarto de control y tanque de almacenamiento térmico.



(a) Inicio de excavaciones

(b) Canaleta para agua fría

Figura 4.55: Excavaciones para cimentación de losas.

En la figura 4.57 se muestra el montaje de los principales equipos del SAATEP. En la figura 4.57a se observa el montaje de la máquina de enfriamiento LUCY, es importante mencionar que este equipo se sujetó de la losa y se ajustó para que quedara nivelada, (necesaria para el buen funcionamiento). En la figura 4.57b se puede ver como quedó montado el tanque de almacenamiento térmico sobre la losa de concreto B. En la figura 4.57c se observa que se utilizó una grúa para poder montar adecuadamente la torre de enfriamiento. Acorde a lo mencionado en la subsección 4.4.6, en la figura 4.57d se puede observar la cimentación C, además del montaje de la estructura de una línea de colectores solares.



(a) Excavación y cimentación de la losa A.



(b) Losa de concreto A.

Figura 4.56: Cimentación y zapatas del SAATEP.



(a) Montaje del chiller LUCY

(b) Montaje del tanque de almacenamiento térmico



(c) Montaje de la torre de enfriamiento

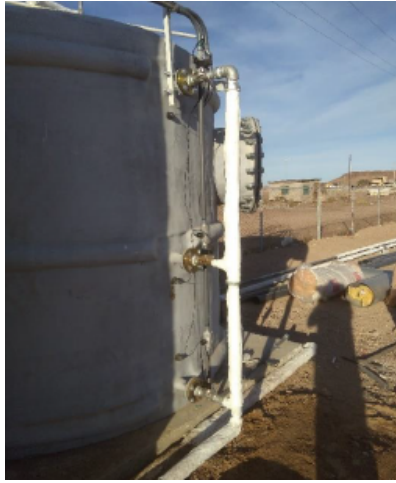
(d) Montaje de estructura de colectores solares

Figura 4.57: Montaje de equipos.

En la figura 4.58 se muestra la instalación del circuito hidráulico de agua caliente del SAATEP. En la figura 4.58a se observa la instalación hidráulica del tanque de almacenamiento térmico, para una mejor operación del termotanque se colocaron 3 electroválvulas, las cuales permiten que se tenga un mayor control en el calentamiento del agua y así poder activar de manera rápida el chiller LUCY. En la figura 4.58b se puede ver la alimentación de agua hidráulica a los 5 cabezales de los colectores solares. En la figura 4.58c se puede observar dos líneas de colectores solares completos, mientras que los del fondo aún no contaban con los tubos captadores. Finalmente en la figura 4.58d se puede observar el campo de colectores solares instalados en su totalidad.

En la figura 4.59 se muestran los gabinetes de control de la unidad de enfriamiento termosolar LUCY. En la figura 4.59a se observa el control externo del SAATEP, es decir, este control permite operar bajo diferentes dinámicas de operación según se requiera por el usuario. El sistema puede trabajar de manera manual para probar equipos y de manera automática con una operación segura. En la figura 4.59b se muestran el PLC, los relevadores y las protecciones eléctricas de las bombas del SAATEP. En la figura 4.59c se presenta el gabinete de control de LUCY, se puede observar que esta unidad cuenta con dos variadores de velocidad, un para la bomba de solución y otro para la bomba de renovación de refrigerante. Por otra parte, en la figura 4.60a y 4.60b se muestra la instalación del circuito de enfriamiento y aislamiento de termotanque, respectivamente.

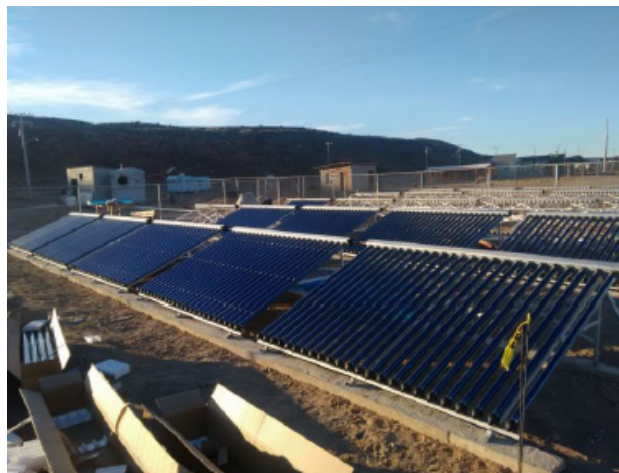
Sistema de aire acondicionado por absorción termosolar de la escuela primaria de Puertecitos está terminado en su totalidad y se puede ver en la figura 4.61. En las figuras 4.61b y 4.61c se muestra la instalación del chiller LUCY, así como su conexión a todos los circuitos hidráulicos dentro del cuarto de control.



(a) Instalación hidráulica del termotanque



(b) Instalación hidráulica de colectores solares



(c) Instalación de tubos captadores



(d) Campo de colectores solares terminado

Figura 4.58: Instalación hidráulica del circuito de agua caliente.



(a) Gabinete de control externo a Chiller LUCY



(b) PLC, relevadores y guardamoteres de control externo



(c) Centro de control interno de la máquina LUCY

Figura 4.59: Control de la unidad de enfriamiento termosolar LUCY.



(a) Circuito de enfriamiento terminado



(b) Aislamiento de termotanque

Figura 4.60: Instalación del circuito de enfriamiento y aislamiento de termotanque.



(a) Gabinete de control externo a Chiller LUCY



(b) PLC, relevadores y guardamoteres de control externo



(c) Centro de control interno de la máquina LUCY

Figura 4.61: Sistema de aire acondicionado por absorción termosolar de la escuela primaria de Puertecitos.

# CAPÍTULO 5

---

## CONCLUSIONES Y TRABAJOS FUTUROS

---

*En este capítulo se plasman las conclusiones generales de cada propuesta tecnológica y de los estudios experimentales realizados en esta Tesis, además se presentan como trabajos futuros, los retos que deben asumirse y superarse para continuar con esta línea de investigación y hacer sistemas de enfriamiento y desalinización eficientes, que puedan ser competitivos en el mercado.*

### 5.1. Conclusiones

Después de haber realizado la evaluación técnica de los sistemas de enfriamiento y desalinización propuestos, se logró desarrollar una invención tecnológica con alta eficiencia y menos componentes, lo cual reduce su inversión inicial y costo de operación, incrementando la potencialidad para satisfacer las necesidades de climatización y disponibilidad de agua de las comunidades costeras, pudiendo competir en el mercado con las tecnologías convencionales.

La configuración propuesta, que acopla un sistema de enfriamiento por absorción con un proceso de desalinización flash (SEDAT1) en un ciclo abierto, permite manejar una mayor presión en el absorbedor (tres niveles de presión) sin afectar el evaporador, lo cual incrementa en un 22 % la eficiencia del sistema al poder llevar más refrigerante del

absorbedor al generador.

Basados en el estudio de factibilidad técnica, el sistema de enfriamiento y desalinización FLASH/MED por absorción termosolar (SEDAT2) incrementa su capacidad y eficiencia debido a que tiene una alta integración energética y másica interna y utiliza el agua producto de la desalinización MED como refrigerante. Partiendo de una máquina de enfriamiento por absorción convencional con capacidad de 23 kW y COP de 0.7, la configuración propuesta incrementa la capacidad de enfriamiento a 2009 kW y el COP a 6.4, correspondiendo a un incremento de 87.3 y de 9.2 veces respectivamente. Simultáneamente se producen 78,979 L/día con un RR de 0.52 y un PR de 6.72.

El sistema de desalinización por evaporación múltiple y enfriamiento por expansión súbita (DEEMESTa) propuesto, al incrementar su eficiencia y disminuir el número de componentes, reduce su inversión inicial y costo de operación, lo cual aumenta su factibilidad técnica y económica de manera muy significativa. Los incrementos en capacidad y eficiencia son muy similares al SEDAT2, sólo que en este caso no se incorpora el sistema de enfriamiento por absorción, reduciendo con ello el número de componentes.

El sistema de desalinización por evaporación múltiple y enfriamiento por expansión súbita propuesto con recalentamientos (DEEMESTb), incrementa aproximadamente al doble su eficiencia de enfriamiento respecto al DEEMESTa, lo cual es debido a que la MED con recalentamientos incrementa la eficiencia de desalinización, influyendo directamente en la eficiencia de enfriamiento.

La configuración de las propuestas tecnológicas que incorporan una válvula de tres vías para controlar el flujo de refrigerante, permite que el sistema se adapte a los requerimiento de enfriamiento sin afectar la capacidad de desalinización.

Como resultado de este estudio podemos establecer un nuevo paradigma, donde se busca que un sólo sistema proporcione múltiples servicios, como los de enfriamiento, desalinización, calefacción, agua caliente, energía eléctrica, entre otros, con lo cual se estaría abordando el principal reto de las tecnologías termosolares, que es disminuir la inversión inicial.

Con la experiencia de haber realizado la instalación, instrumentación, balanceo y puesta

en marcha de las unidades de enfriamiento por absorción experimentales y de campo, permitió asimilar la tecnología detectando sus áreas fuertes y débiles para sentar las bases que permitan implementar las aportaciones realizadas en el estudio teórico, además de potencializar la capacidad de desarrollo de las tecnologías que puedan brindar múltiples servicios.

## 5.2. Trabajos futuros

En relación a las propuestas tecnológicas planteadas en esta tesis, se propone lo siguiente:

- Se recomienda estudiar los eyectores en condiciones de alto vacío. Dicha experimentación se puede realizar en el banco de pruebas de eyectores construido durante el posgrado.
- Realizar estudios de sensibilidad en cada una de las propuestas tecnológicas para encontrar los límites operativos y de diseño, para una aplicación dada, por ejemplo para la comunidad de Puertecitos.
- Hacer un estudio de optimización enfocado al dimensionamiento de sistemas DEMEESTb de baja capacidad.
- Hacer un estudio de mercado y factibilidad económica del sistema DEMEESTb.
- Se recomienda construir el DEMEEST para validar los resultados teóricos.
- Patentar los desarrollos tecnológicos y publicar los resultados de los estudios antes mencionados, con lo cual se fortalezca la línea de investigación de poligeneración del CEENER.
- Establecer una estrategia para la comercialización de las tecnologías mencionadas.

En relación con las unidades de enfriamiento por absorción experimentales del CEENER, se recomienda lo siguiente:

- Para alcanzar la capacidad de diseño de 23 kW, de la máquina LUCY, se debe incrementar el diámetro de la tubería del circuito hidráulico de la manejadora del CEENER a 1 1/4”.
- La velocidad del ventilador de la manejadora del CEENER debe ser incrementada.

- El tanque de almacenamiento de agua caliente, debe ser rediseñado y tener una capacidad mínima de  $1.5 m^3$ , además de modificar el sistema hidráulico de agua caliente.
- Realizar el procedimiento de arranque, estabilización y paro en la unidad de enfriamiento YAZAKY, una vez instaladas eléctricamente las bombas de la máquina.
- Hacer estudios de las máquinas de enfriamiento por absorción experimentales, con almacenamiento de agua fría.
- Incrementar la capacidad de captación y almacenamiento de energía solar, incluyendo el campo de colectores solares tipo Fresnel que se encuentra en el CEENER.

---

## Referencias

---

- Abdulrahim, H. K., y Darwish, M. A. (2014). Thermal desalination and air conditioning using absorption cycle. *Desalination and Water Treatment*, 55(12), 3310–3329. doi: 10.1080/19443994.2014.939492
- Ahrendts, J. (1980). Converted into exergy at all . The laws of thermodynamics are then reduced to this simple. *Energy*, 5, 667–677.
- AHRI. (2000). AHRI Standard 560-2000 Standard for absorption water chilling and water heating packages. *Distribution*.
- Alarcón P., D., Blanco, J., Malato, S., Maldonado, M. I., y Fernández, P. (2005). DESIGN AND SETUP OF A HYBRID SOLAR SEAWATER DESALINATION SYSTEM: THE AQUASOL PROJECT. *CIEMAT-Plataforma solar de Almería*.
- Alarcón-Padilla, D.-C., Blanco-Gálvez, J., García-Rodríguez, L., Gernjak, W., y Malato-Rodríguez, S. (2008, mar). First experimental results of a new hybrid solar/gas multi-effect distillation system: the AQUASOL project. *Desalination*, 220(1), 619–625. doi: 10.1016/j.desal.2007.05.027
- Alarcón-Padilla, D.-C., y García-Rodríguez, L. (2007, jun). Application of absorption heat pumps to multi-effect distillation: a case study of solar desalination. *Desalination*, 212(1-3), 294–302. doi: 10.1016/J.DESAL.2006.10.014
- Alarcón-Padilla, D.-C., García-Rodríguez, L., y Blanco-Gálvez, J. (2007, jun). Assessment of an absorption heat pump coupled to a multi-effect distillation unit within AQUASOL project. *Desalination*, 212(1-3), 303–310. doi: 10.1016/J.DESAL.2006.10.015
- Alefeld, G., Demmel, S., Kern, W., Scharfe, J., Riesch, P., y Ziegler, F. (1991). Advanced absorption cycles and systems for environmental protection. *Proceedings of Absorption Heat Pump Conference 91*, 9–17.

- Alelyani, S. M., Fette, N. W., Stechel, E. B., Doron, P., y Phelan, P. E. (2017). Techno-economic analysis of combined ammonia-water absorption refrigeration and desalination. *Energy Conversion and Management*, 143, 493–504. Descargado de <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0196890417303023> doi: 10.1016/j.enconman.2017.03.085
- Al-Fulaij, H. F. (2011). *Dynamic Modeling of Multi Stage Flash (MSF) Desalination Plant* (Inf. Téc.). Descargado de <http://discovery.ucl.ac.uk/1324506/1/1324506.pdf>
- Al-Karaghoul, A., y Kazmerski, L. L. (2013, aug). Energy consumption and water production cost of conventional and renewable-energy-powered desalination processes. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 24, 343–356. doi: 10.1016/j.rser.2012.12.064
- Aly, S. (1995, dec). A study of a new thermal vapor compression/multi-effect stack (TVC/MES) low temperature distillation system. *Desalination*, 103(3), 257–263. doi: 10.1016/0011-9164(95)00078-X
- Aphornratana, S., y Eames, I. (1998). Experimental investigation of a combined ejector-absorption refrigerator. *Int. J of Energy Res*, 2, 195–207.
- Bamuffeh, H., Abdelhady, F., Baaqeel, H. M., y El-Halwagi, M. M. (2017). Optimization of multi-effect distillation with brine treatment via membrane distillation and process heat integration. *Desalination*, 408, 110–118. doi: 10.1016/j.desal.2017.01.016
- Barry, R., y Chorley, R. (1992). Atmosphere, weather and climate. *New York: Routledge.*
- Becken, S. (2014). Water equity - Contrasting tourism water use with that of the local community. *Water Resources and Industry*, 7-8, 9–22. doi: 10.1016/j.wri.2014.09.002
- Bejan, A. (1978, may). General criterion for rating heat-exchanger performance. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 21(5), 655–658. Descargado de <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/0017931078900649> doi: 10.1016/0017-9310(78)90064-9
- Belessiotis, V., y Delyannis, E. (2000, apr). The history of renewable energies for water desalination. *Desalination*, 128(2), 147–159. Descargado de <https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0011916400000308> doi: 10.1016/S0011-9164(00)00030-8
- Belessiotis, V., Kalogirou, S., y Delyannis, E. (2016). *Thermal Solar Desalination: Methods and Systems*. doi: 10.1016/C2015-0-05735-5
- Benestad, R. (2006). Solar activity and earth's climate. *Chichester, UK: Springer-Praxis Book in Environmental Science.*

- Bosnjakovic, F. (1963). Bezugszustand der exergie eines reagiernden systems (Reference states of the exergy in a reacting system). *Forschung Im Ingenieurwesen Engineering Research*, 20, 151–152.
- Cengel, Y. A., y Boles, M. A. (2012). *Termodinámica* (Séptima ed.).
- Chorak, A., Palenzuela, P., Alarcón-Padilla, D. C., y Abdellah, A. B. (2018). Energetic evaluation of a double-effect LiBr-H<sub>2</sub>O absorption heat pump coupled to a multi-effect distillation plant at nominal and off-design conditions. *Applied Thermal Engineering*, 142(February), 543–554. Descargado de <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2018.07.014> doi: 10.1016/j.applthermaleng.2018.07.014
- Chung, H., Huor, M., Prevost, M., y Bugarel, R. (1984). Domestic heating application of an absorption heat pump, directly fired heat pumps. *Procs. Int. Conf. Uni. of Bristol*, 2.2.
- CONAGUA. (2018). *Programa Nacional Contra la Sequía (PRONACOSE) — Comisión Nacional del Agua — Gobierno — gob.mx*. Descargado 2019-01-14, de <https://www.gob.mx/conagua/acciones-y-programas/programa-nacional-contra-la-sequia-pronacose-programas-de-medidas-preventivas-y-de-mitigacion-a-la-sequia-pmpms-para-ciudades>
- CONAGUA. (2019). *Mapas vulnerabilidad, peligro y riesgo por sequías 2017* (Inf. Téc.). Comisión Nacional del Agua. Descargado de [https://www.gob.mx/cms/uploads/attachment/file/350654/Mapas\\_2017.pdf](https://www.gob.mx/cms/uploads/attachment/file/350654/Mapas_2017.pdf)
- Dincer, I., y Rosen, M. A. (2007). *Exergy, energy and sustainable environment* (Vol. 43) (n.º 11). doi: 10.1016/j.ijhydene.2018.01.208
- Eames, I. W., Aphornratana, S., y Haider, H. (1995). A theoretical and experimental study of a small scale steam jet refrigerator. *International Journal of Refrigeration*, 18, 378–386.
- El-Nashar, A. M. (2001, apr). The economic feasibility of small solar MED seawater desalination plants for remote arid areas. *Desalination*, 134(1), 173–186. doi: 10.1016/S0011-9164(01)00124-2
- Figaredo, G., de Vañaspre, M., Bruno, J., Bourouis, M., Best, R., y Coronas, A. (2005). Análisis energético de una instalación de climatización de absorción de doble etapa. *XXIX Semana Nacional de Energía Solar*, 303–309.
- Florides, G. A., Kalogirou, S. A., Tassou, S. A., y Wrobel, L. C. (2003). Design and construction of a LiBr-water absorption machine. *Energy Conversion and Management*, 44(15), 2483–2508. doi: 10.1016/S0196-8904(03)00006-2
- García-Arrellan, C., García, V. O., y Gómez, V. (2010). Experimental analysis of a transfer function for the transient response of an evaporator in an absorption refrigeration GAX system. *Applied Thermal Engineering*, 30, 2026–2033.

- Gómez, V., Vidal, A., Best, R., García-Valladares, O., y Nicolás, V. L. (2008). Theoretical and experimental evaluation of an indirect-fired GAX cycle cooling system. *Applied Thermal Engineering*, 28, 975–987.
- Gomri, R. (2010). Investigation of the potential of application of single effect and multiple effect absorption cooling systems. *Energy Conversion and Management*, 51, 1629–1636. Descargado de [https://ac.els-cdn.com/S0196890410000221/1-s2.0-S0196890410000221-main.pdf?tid=88e866e7-2b04-431f-a9f5-b7c5e6acd011&acdnat=1536547704\\_25524f615dda4da16f0d820c18d82ebd](https://ac.els-cdn.com/S0196890410000221/1-s2.0-S0196890410000221-main.pdf?tid=88e866e7-2b04-431f-a9f5-b7c5e6acd011&acdnat=1536547704_25524f615dda4da16f0d820c18d82ebd) doi: 10.1016/j.enconman.2009.12.039
- Gomri, R. (2013). ENERGY CONVERSION AND MANAGEMENT Simulation study on the performance of solar and natural gas absorption cooling chillers. , 65, 675–681.
- González U., L. A. (2017). *Desarrollo de un sistema de enfriamiento-desalinización de baja capacidad activado con energías renovables* (Tesis Doctoral no publicada). Universidad Autónoma de Baja California.
- Herold, K., Radermacher, R., y Klein, S. (2016). *Absorption Chillers and Heat Pumps, Second Edition*. Descargado de <https://www.taylorfrancis.com/books/9781498714358> doi: 10.1201/b19625
- Hidore, J., y Oliver, J. (1993). *Climatology: an atmospheric science*. New York: Macmillan Publishing Company..
- Howard, G., y Bartram, J. (2003). Domestic Water Quantity, Service Level and Health. *Programme Manager, Water Engineering and Development Centre*. Descargado de [http://www.who.int/water\\_sanitation\\_health/diseases/WSH03.02.pdf?ua=1](http://www.who.int/water_sanitation_health/diseases/WSH03.02.pdf?ua=1)
- Izquierdo, M., Hernandez, F., y Martin, E. (1994). Solar effect cooling in Madrid: energetic efficiencies. *Solar Energy*, 60, 367–377.
- Janghorban Esfahani, I., Lee, S., y Yoo, C. (2015, mar). Evaluation and optimization of a multi-effect evaporation–absorption heat pump desalination based conventional and advanced exergy and exergoeconomic analyses. *Desalination*, 359, 92–107. Descargado de <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0011916414006778> doi: 10.1016/J.DESAL.2014.12.030
- Jawalar, C., y Saravanan, R. (2012). Development of a continuously operating solar-driven adsorption cooling system: Thermodynamic analysis parametric study. *Applied thermal engineering*, 48, 332–341.
- Kahraman, N., y Cengel, Y. A. (2005). Exergy analysis of a MSF distillation plant. *Energy Conversion and Management*, 46(15-16), 2625–2636. doi: 10.1016/j.enconman.2004.11.009

- Kalogirou, S. A. (2003). The potential of solar industrial process heat applications. *Appl. Energy*, 76, 337–361.
- Kim, D., y Infante Ferreira, C. (2009, apr). Air-cooled LiBr–water absorption chillers for solar air conditioning in extremely hot weathers. *Energy Conversion and Management*, 50(4), 1018–1025. Descargado de <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0196890408004822> doi: 10.1016/j.enconman.2008.12.021
- Kuhlenschmidt, D. (1973). US Patent No. 3717007 [Manual de software informático].
- Kumar, K. V., y Bai, R. K. (2008). Performance study on solar still with enhanced condensation. *Desalination, Elsevier*, 230, 51–61.
- Li, C., Goswami, Y., y Stefanakos, E. (2013). Solar assisted sea water desalination: A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 19, 136–163. Descargado de <http://dx.doi.org/10.1016/j.rser.2012.04.059> doi: 10.1016/j.rser.2012.04.059
- Li, H., Russell, N., Sharifi, V., y Swithenbank, J. (2011, oct). Techno-economic feasibility of absorption heat pumps using wastewater as the heating source for desalination. *Desalination*, 281, 118–127. doi: 10.1016/j.desal.2011.07.049
- M, C., y Yadav, A. (2017, jan). Water desalination system using solar heat: A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 67, 1308–1330. doi: 10.1016/j.rser.2016.08.058
- Macriss RA, JM, G., y TS, Z. (1988). *Absorption fluids data survey: final report on worldwide data*. (Inf. Téc.). Chicago: Institute of Gas Technology. doi: ORNL/Sub/84-47989/3
- Magin, L. A., y Octavio, A. (2012). Frío industrial y aire acondicionado. *Ediciones de la Universidad de Castilla-La Mancha*.
- Mammoli, A., Vorobieff, P., Barsun, H., Burnett, R., y Fisher, D. (2010, sep). Energetic, economic and environmental performance of a solar-thermal-assisted HVAC system. *Energy and Buildings*, 42(9), 1524–1535. doi: 10.1016/j.enbuild.2010.03.023
- Mandani, F., Ettouney, H., y El-Dessouky, H. (2000, apr). LiBr/H<sub>2</sub>O absorption heat pump for single-effect evaporation desalination process. *Desalination*, 128(2), 161–176. doi: 10.1016/S0011-9164(00)00031-X
- Marcos del Cano, J. D. (2008). *Prototipo de máquina frigorífica de absorción de LiBr / H<sub>2</sub>O de doble efecto condensada por aire* (Tesis Doctoral no publicada).
- Mejía Mercado, B. E., Hinojosa Corona, A., y Hendrickx, M. E. (2014). *Explorando el Mar profundo del Golfo de California 2008-2014*. Ensenada, Baja California: CICESE.
- Milow, B., y Zarza, E. (1997, feb). Advanced MED solar desalination plants. Configurations, costs, future — seven years of experience at the Plataforma Solar de Almeria (Spain). *Desalination*, 108(1), 51–58. doi: 10.1016/S0011-9164(97)00008-8

- Moustafa, S. M. A., Jarrar, D. I., y El-Mansy, H. I. (1985). Performance of a self-regulating solar multistage flash desalination system. *Solar Energy*, 35(4), 333–340. doi: 10.1016/0038-092X(85)90141-0
- N. Velázquez. (2002). *Estudio de sistemas de absorción avanzados para operar con gas natural asistidos por energía solar*. (Tesis Doctoral no publicada). Universidad Nacional Autónoma de México, México, D.F..
- Negewo, B. D. (2012). *Renewable Energy Desalination: An Emerging Solution to Close the Water Gap in the Middle East and North Africa*. World Bank Publications.
- Nicolás, V. L., y Best, R. (2002). Methodology for the energy analysis of an air cooled GAX absorption heat pump operated by natural gas and solar energy. *Applied Thermal Engineering*, 22, 1089–1103.
- Ortiz, M., Barsun, H., He, H., Vorobieff, P., y Mammoli, A. (2010, apr). Modeling of a solar-assisted HVAC system with thermal storage. *Energy and Buildings*, 42(4), 500–509. doi: 10.1016/j.enbuild.2009.10.019
- Palenzuela, P., Hassan, A. S., Zaragoza, G., y Alarcón-Padilla, D. C. (2014). Steady state model for multi-effect distillation case study: Plataforma Solar de Almería MED pilot plant. *Desalination*, 337(1), 31–42. Descargado de <http://dx.doi.org/10.1016/j.desal.2013.12.029> doi: 10.1016/j.desal.2013.12.029
- Parekh, S., Farid, M., Selman, J., y Al-hallaj, S. (2004, jan). Solar desalination with a humidification-dehumidification technique — a comprehensive technical review. *Desalination*, 160(2), 167–186. Descargado de <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0011916404900070> doi: 10.1016/S0011-9164(04)90007-0
- Ranjan, K. R., y Kaushik, S. C. (2013). Energy, exergy and thermo-economic analysis of solar distillation systems: A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 27, 709–723. Descargado de <http://dx.doi.org/10.1016/j.rser.2013.07.025> doi: 10.1016/j.rser.2013.07.025
- Rosiek, S., y Batlles, F. J. (2009, jun). Integration of the solar thermal energy in the construction: Analysis of the solar-assisted air-conditioning system installed in CIESOL building. *Renewable Energy*, 34(6), 1423–1431. doi: 10.1016/j.renene.2008.11.021
- Ruelas Puente, H. A. (2015). *Dedicatoria* (Tesis Doctoral no publicada). Universidad Autónoma de Baja California.
- Sampathkumar, K., Arjunan, T., Pitchandi, P., y Senthilkumar, P. (2010). Active solar distillation—A detailed review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 14(6), 1503–1526. Descargado de <https://ideas.repec.org/a/eee/rensus/v14y2010i6p1503-1526.html>

- Shahzad, M. W., Burhan, M., Ang, L., y Ng, K. C. (2017, jul). Energy-water-environment nexus underpinning future desalination sustainability. *Desalination*, 413, 52–64. doi: 10.1016/j.desal.2017.03.009
- Sharaf, M. A., Nafey, A. S., y García-Rodríguez, L. (2011, may). Exergy and thermo-economic analyses of a combined solar organic cycle with multi effect distillation (MED) desalination process. *Desalination*, 272(1–3), 135–147. Descargado de <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0011916411000178><http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0011916411000178/pdf?md5=5d547c7ab77655ff225e109f83c58f8d&pid=1-s2.0-S0011916411000178-main.pdf> doi: 10.1016/j.desal.2011.01.006
- Sharon, H., y Reddy, K. S. (2015a). A review of solar energy driven desalination technologies. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 41, 1080–1118. doi: 10.1016/j.rser.2014.09.002
- Sharon, H., y Reddy, K. S. (2015b). A review of solar energy driven desalination technologies. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 41, 1080–1118. doi: 10.1016/j.rser.2014.09.002
- Soteris, A. K. (2014). *Solar Energy Engineering. Processes and Systems* (2.<sup>a</sup> ed.). Academic Press. Descargado de <http://gen.lib.rus.ec/book/index.php?md5=7B49AC9A5B1EA9258C7D17C1C8CB33EF>
- Srihirin, P., Aphornratana, S., y Chungpaibulpatana, S. (2001, dec). A review of absorption refrigeration technologies. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 5(4), 343–372. Descargado de <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S136403210100003X> doi: 10.1016/S1364-0321(01)00003-X
- Sussman, M. (1981). Second law efficiencies and reference states for exergy analysis. *Proceeding of the 2nd World Congress Chemical Engineering, Canadian Society of Chemical Engineers, Montreal*, 420–421.
- Szargut, J. (1967). Grezen fuer die anwendungsmoeglichkeiten des exergiebegriffs (Limits of the applicability of the exergy concept). *Brennst.-Waerme-Kraft*, 19, 309–313.
- Tejeda Martínez, A., y Gómez-Azpeitia, G. (2015). *Prontuario Solar de México*.
- Veera Ganeswar, G., y Nagamany, N. (2008, nov). Combined desalination and solar-assisted air-conditioning system. *Energy Conversion and Management*, 49(11), 3326–3330. doi: 10.1016/j.enconman.2008.03.030
- Veera Ganeswar, G., Nagamany, N., y Shuguang, D. (2011, jan). Desalination using solar energy: Towards sustainability. *Energy*, 36(1), 78–85. doi: 10.1016/j.energy.2010.11.008

- Vereda Ortiz, S. C. (2015). *Eyector-absorbedor adiabático como potenciador de un ciclo híbrido para refrigeración por absorción basado en la disolución amoniaco-nitrato de litio* (Tesis Doctoral, Universidad Carlos III de Madrid). Descargado de [www.uc3m.es](http://www.uc3m.es)
- Wang, Y., y Lior, N. (2011a). Proposal and analysis of a high-efficiency combined desalination and refrigeration system based on the LiBr-H<sub>2</sub>O absorption cycle-Part 1: System configuration and mathematical model. *Energy Conversion and Management*, 52(1), 220–227. doi: 10.1016/j.enconman.2010.06.071
- Wang, Y., y Lior, N. (2011b, jan). Proposal and analysis of a high-efficiency combined desalination and refrigeration system based on the LiBr–H<sub>2</sub>O absorption cycle—Part 1: System configuration and mathematical model. *Energy Conversion and Management*, 52(1), 220–227. Descargado de <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S019689041000292X><http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S019689041000292X/pdf?md5=8a4830b84285596f84de140f4eecbf4c&pid=1-s2.0-S019689041000292X-main.pdf> doi: 10.1016/j.enconman.2010.06.071
- Wells, N. (1999). *The atmosphere and ocean: a physical introduction*. New York: John Willey and Sons..
- Wu, S., y Eames, I. (2000). A novel absorption-recompression refrigeration cycle. *Applied Energy*, 20, 721–736.
- Xiangjie, C., Siddig, O., Mark, W., y Saffa, R. (2013). Recent developments in ejector refrigeration technologies. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 19, 629–651.
- Yari, M., Zarin, A., y Mahmoudi, S. (2011). Energy and exergy analyses of GAX and GAX hybrid absorption refrigeration cycles. *Renewable Energy*, 36, 2011–2020.
- Zhai, X. Q., Qu, M., Li, Y., y Wang, R. Z. (2011, dec). A review for research and new design options of solar absorption cooling systems. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 15(9), 4416–4423. doi: 10.1016/j.rser.2011.06.016
- Zheng, H. (2017). Chapter 7 - Solar Desalination System Combined With Conventional Technologies. En (pp. 537–622). Amsterdam: Elsevier. Descargado de <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/B9780128054116000075>

# APÉNDICE A

---

## Productos obtenidos

---

Durante el doctorado se trabajó en la publicación de artículos, escritura de solicitudes de patente y derechos de autor. Enseguida se muestran los productos obtenidos:

### Artículos publicados en revistas indexadas

- R. López-Zavala, N. Velázquez-Limón, L.A. González-Uribe, J.A. Aguilar-Jiménez, J. Alvarez-Mancilla, A. Acuña, S. Islas, A novel LiBr/H<sub>2</sub>O absorption cooling and desalination system with three pressure levels, *Int. J. Refrig.* (2019). doi:10.1016/J.IJREFRIG.2019.01.003.
- J.A. Aguilar-Jiménez, N. Velázquez, A. Acuña, R. Cota, E. González, L. González, R. López, S. Islas, Techno-economic analysis of a hybrid PV-CSP system with thermal energy storage applied to isolated microgrids, *Sol. Energy.* 174 (2018) 55–65. doi:10.1016/j.solener.2018.08.078.
- J.A. Aguilar-Jiménez, N. Velázquez, A. Acuña, R. López-Zavala, L.A. González-Uribe, Effect of orientation of a CPC with concentric tube on efficiency, *Appl. Therm. Eng.* 130 (2018) 221–229. doi:10.1016/j.applthermaleng.2017.10.167.

### Sometidos

- *Absorption cooling and desalination system with a novel internal energetic and mass integration that increases capacity and efficiency.* Autores: R. López-Zavala, N. Velázquez, L.A. González-Uribe, K.M. Quezada-Espinoza, J.A. Aguilar-Jiménez, S. Islas, M. Nakasima-López, E. González. **Revista: Desalination.**
- *Implementation and operational analysis of a solar absorption cooling system in an isolated school of Mexico.* Autores: Jesús Armando Aguilar-Jiménez,

Nicolás Velázquez, Ricardo Lopez, Luis Antonio González-Uribe, Saul Islas, Edgar González, Lorena Ramirez, Juan Casas, Ricardo Beltran. **Revista: Applied Thermal Engineering.**

- *Simulation of a solar-assisted air-conditioning system applied to remote school.* Autores: J. Armando Aguilar-Jiménez, Nicolás Velázquez, Ricardo López-Zavala, Luis A. González-Uribe, Ricardo Beltrán, Luis Hernández-Callejo. **Revista: Applied Sciences.**

## Memorias de congreso

- J. Samaniego, L. A. Bujedo, A. Corredera, A. Macia, R. Sanz-Jimeno, D. Gómez-Martín, N. Velázquez-Limón, J.A. Aguilar, J. Álvarez-Mancilla, R. López-Zavala, Luis González-Uribe, Comparison of high efficiency solar thermal collectors to be used in refrigeration solar applications, Polygeneration Technologies and Perspectives, 2017 1–9.
- R. López-Zavala, N. Velázquez, J. Álvarez-Mancilla, S. Islas, F. Castellanos-Balderas, J.A. Aguilar-Jimenez, Metodología exérgica como potencializador en la innovación tecnológica de sistemas de enfriamiento por absorción termosolar, XL Semana Nacional de Energía Solar 2016 in: Puebla, México, 2016.
- J.A. Aguilar-Jimenez, N. Velázquez, R. López-Zavala, A. Acuña, F. Castellanos-Balderas, J. Alvarez-Mancilla , Estudio experimental de concentradores solares tipo CPC bajo orientación Norte-Sur y Este-Oeste, XL Semana Nacional de Energía Solar 2016 in: Puebla, México, 2016. in: Puebla, México, 2016.

## Solicitudes de Patente

- Proceso de climatización y desalinización por absorción activado con energía térmica. **No. de expediente: MX/a/2018/06950.** Inventores: Ricardo López Zavala, Nicolás Velázquez Limón, Luis Antonio González Uribe.
- Proceso de enfriamiento por absorción avanzado eyecto gax ramificado. **No. de expediente: MX/a/2018/06949.** Inventores: Ricardo López Zavala, Nicolás Velázquez Limón, Jerónimo Alvarez Mancilla.
- Proceso de enfriamiento de múltiple efecto y desalinización por absorción. **No de expediente: MX/a/2018/06951.** Inventores: Ricardo López Zavala, Nicolás Velázquez Limón, Luis Antonio González Uribe.
- Proceso de climatización y desalinización de múltiple efecto por absorción activado con energía térmica. **No. de expediente: MX/a/201806950.** Inventores: Ricardo López Zavala, Nicolás Velázquez Limón, Luis Antonio González Uribe.
- Proceso termosolar de alta eficiencia para producir aire acondicionado y agua desalada. **No. de expediente: MX/2018/015007.** Inventores: Ricardo López Zavala, Nicolás Velázquez Limón.

## Derechos de autor

- Curso de sistemas térmicos de refrigeración y A/A por absorción. **No. de registro 03-2016-1110910473700-01**, Autores: Ricardo López Zavala, Nicolás Velázquez Limón.
- Spiral calculator V1.0. **No. de registro 03-2017-120613173600-01**. Autores: Ricardo López Zavala, Nicolás Velázquez Limón, Jerónimo Alvarez Mancilla, Luis Adrián Espinoza Osuna.
- Q. DESIGNER V1.0. **No. de registro 03-2017-120613163400-01**. Autores: Ricardo López Zavala, Nicolás Velázquez Limón, Jerónimo Alvarez Mancilla, Luis Adrián Espinoza Osuna.
- CEENER JET DESIGN V0.1. **No. de registro 03-2016-121514201400-01**. Autores: Ricardo López Zavala, Nicolás Velázquez Limón, Jerónimo Alvarez Mancilla.

# APÉNDICE B

---

## Estudio exérgico del ciclo básico de enfriamiento por absorción termosolar

---

La implementación de las energías renovables en el uso eficiente de los recursos energéticos, está tomando gran importancia en el desarrollo de tecnologías y procesos industriales; esto debido al incremento del precio de los combustibles fósiles y a la disminución de su disponibilidad en mediano plazo (Bejan, 1978). Las condiciones económicas y ambientales también potencializan la necesidad de optimizar los procesos térmicos, con la finalidad de consumir el mínimo de energía o en términos de la metodología de análisis exérgico (MAE), los equipos y procesos se deben diseñar para que trabajen con el mínimo de generación de entropía o con el mínimo de destrucción de la exergía (N. Velázquez, 2002).

La MAE parte de aplicar la primera y segunda ley de la termodinámica en equipos y procesos térmicos, como los de enfriamiento por absorción o cualquier otro, señalando la forma en que los sistemas utilizan las fuentes energéticas e indica la magnitud, localización y como se están presentando las irreversibilidades en el sistema. La MAE le muestra a los investigadores tecnólogos, cuáles son los equipos en que se deben enfocar los esfuerzos de investigación y desarrollo; para conseguir tecnologías compactas, de baja inversión inicial, con la máxima integración energética interna, de bajo costo de operación y mantenimiento, además de hacerlas más eficientes y amigables con el medio ambiente.

Diseñar sistemas eficientes y viables tecnológicamente no se logra de manera espontánea; en realidad, para que el investigador logre sistemas innovadores, este debe tener un conocimiento pleno de los fenómenos que ocurren en el sistema, así como detectar los elementos con mayor potencial de mejoramiento. Por esta razón, se aplica la MAE en un sistema comercial de enfriamiento por absorción de simple efecto  $LiBr/H_2O$  instalado en el Centro de Estudios de las Energías Renovables (CEENER), con la finalidad de detectar los

equipos con mayor destrucción de exergía. Lo anterior permite tomar las mejores decisiones para hacer integración energética interna entre los procesos de enfriamiento por absorción y los procesos de desalinización FLASH y MED, que involucren la mínima generación de entropía y así definir sistemas avanzados de enfriamiento y desalinización por absorción termosolar eficientes.

## Primera ley de la termodinámica

La máquina de enfriamiento por absorción  $LiBr/H_2O$  de baja capacidad marca SHANDONG LUCY modelo TX-23 tiene una capacidad de 23kW de enfriamiento y es activada por medio de un fluido caloportador proveniente de concentradores solares térmicos. La máquina se encuentra ubicada en la ciudad de Mexicali, B.C. en el Centro de Estudios de las Energías Renovables (CEENER) del Instituto de Ingeniería de la UABC. La unidad de enfriamiento se encuentra constituida principalmente por los siguientes componentes: generador (GEN), evaporador (EVA), absorbedor (ABS), recuperador de calor (HX), bomba de recirculación (B), una válvula de expansión de solución (VS) y otra de refrigerante (VR). En la siguiente Figura B.1 se muestra un esquema de la máquina.

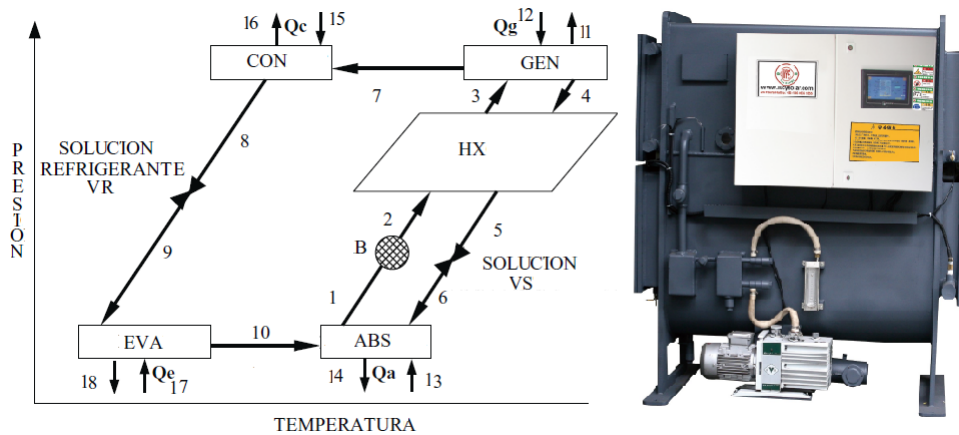


Figura B.1: Diagrama simplificado de Diuring de la máquina LUCY TX-23 de simple efecto  $LiBr/H_2O$  y una imagen de esta.

En el caso de una máquina de absorción que funciona con  $LiBr/H_2O$  como fluido de trabajo el absorbente es el bromuro de litio y el agua es el refrigerante. La disolución  $LiBr/H_2O$  contenida en el absorbedor y que contiene mayor concentración de refrigerante (corriente 1) es bombeada hasta el generador que trabaja a alta presión, antes de llegar al generador, la disolución (corriente 2) entra a un recuperador de calor e intercambia calor sensible con una disolución rica en  $LiBr$  que viene del generador (corriente 4) aproximando a ambos caudales a las condiciones de saturación necesarias para la absorción y la generación respectivamente, reduciendo la carga térmica del absorbedor y del generador. Una vez que

el fluido de trabajo se encuentra en el generador se le aplica calor proveniente de los concentradores solares por medio de un fluido caloportador alcanzando la temperatura de ebullición y logrando separar vapor refrigerante de la disolución, quedando ésta, rica en absorbente (*LiBr*) para después ser llevada al absorbedor. El vapor de refrigerante (corriente 7) que sale del generador es llevado hasta el condensador donde se transforma a fase líquida (corriente 8) a la temperatura de condensación cediendo calor al fluido de enfriamiento que viene de enfriar al absorbedor (corriente 15) y que posteriormente es dirigido hacia la torre de enfriamiento, posteriormente pasa a través de una válvula de expansión en un proceso isoentálpico en el cual reduce su presión evaporándose parcialmente y reduciendo su temperatura hasta la de evaporación; en estas condiciones el refrigerante (corriente 9) es llevado al evaporador y se completa su evaporación quedando totalmente saturado (corriente 10) y es llevado al absorbedor donde se pone en contacto con la disolución concentrada (corriente 6) procedente del generador, que absorbe el vapor y lo transforma en estado líquido (calor de condensación), al mismo tiempo que diluye la disolución en bromuro de litio (calor de dilución).

Tomando como referencia el esquema de la máquina de absorción mostrado en la Figura B.1, se aplica el primer principio de la termodinámica ec. (B.1) y el principio de conservación de masa ec. (B.2) en todos los componentes del sistema. En seguida se muestran el análisis en cada dispositivo.

$$\sum_{i=1}^n m_{e,i} h_{e,i} + \sum_{i=1}^n Q_i = \sum_{i=1}^n m_{s,i} h_{s,i} + W_U \quad (\text{B.1})$$

$$\sum_{i=1}^n m_{e,i} = \sum_{i=1}^n m_{s,i} \quad (\text{B.2})$$

### Generador

El generador es un intercambiador de calor que se ocupa, como su propio nombre indica, de generar vapor refrigerante. Sobre este componente se suministra energía en forma de calor por medio del fluido caloportador de los concentradores solares; sin embargo este calor puede proceder de la combustión de combustibles fósiles, calores residuales, calor de origen geotérmico, etc. Esta transferencia de calor al circuito de la disolución de *LiBr/H<sub>2</sub>O* provoca la ebullición de una parte del agua contenida en ella.

- Balances en primera ley

$$\dot{Q}_{gen} = \dot{m}_7 h_7 + \dot{m}_4 h_4 - \dot{m}_3 h_3 \quad (\text{B.3})$$

$$\dot{Q}_{gen} = \dot{m}_{11} \cdot (h_{11} - h_{12}) \quad (\text{B.4})$$

- Balances de masa parciales y totales

$$\dot{m}_3 x_3 = \dot{m}_4 x_4 \quad (\text{B.5})$$

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_4 + \dot{m}_7 \quad (\text{B.6})$$

### Absorbedor

Es un intercambiador de calor donde se absorbe el vapor procedente del evaporador, de su buena capacidad de absorción depende en gran medida el funcionamiento de la máquina, es por esto que debe optimizarse conjuntamente la transferencia de calor y masa, ya que la capacidad de absorción está íntimamente ligada a la temperatura y presión de absorción.

- Balances en primera ley

$$\dot{Q}_{abs} = \dot{m}_{10}h_{10} + \dot{m}_6h_6 - \dot{m}_1h_1 \quad (B.7)$$

$$\dot{Q}_{abs} = \dot{m}_{13} \cdot (h_{14} - h_{13}) \quad (B.8)$$

- Balances de masa parciales y totales

$$\dot{m}_{10}x_{10} = \dot{m}_1x_1 \quad (B.9)$$

$$\dot{m}_{10} + \dot{m}_6 = \dot{m}_1 \quad (B.10)$$

### Recuperador de calor

Es un intercambiador de calor utilizado para precalentar la disolución (corriente 3) antes de entrar al generador, ya que aprovecha que la disolución (corriente 4) concentrada en  $LiBr/H_2O$  tiene una mayor temperatura, haciendo posible su integración energética interna. El generador recuperador de calor acerca la disolución diluida al punto de ebullición que terminará de alcanzar en el generador y enfría la disolución concentrada que retorna al absorbedor. La eficiencia,  $\xi$ , de estos recuperadores se define como el cociente del calor ganado por la disolución fría entre el máximo calor que en teoría se podría transferir.

- El calor ganado por la disolución fría, el calor máximo que se podría transferir y la eficiencia son respectivamente:

$$\dot{Q}_{hx} = \dot{m}_2 \cdot (h_3 - h_2) \quad (B.11)$$

$$\dot{Q}_{max} = \dot{m}_2 \cdot (h_4 - h_2) \quad (B.12)$$

$$\xi_{hx} = \frac{\dot{Q}_{hx}}{\dot{Q}_{max}} = \frac{\dot{m}_2(h_3 - h_2)}{\dot{m}_2(h_4 - h_2)} \quad (B.13)$$

- Balances de masa parciales y totales

$$\dot{m}_2 + \dot{m}_4 = \dot{m}_3 + \dot{m}_5 \quad (B.14)$$

$$\dot{m}_2x_2 + \dot{m}_4x_4 = \dot{m}_3x_3 + \dot{m}_5x_5 \quad (B.15)$$

### Válvula de estrangulamiento de disolución

En esta válvula se efectúa la reducción de presión de la disolución concentrada desde la presión en el generador a la presión del absorbedor, dicho proceso se da de manera isoentálpica.

$$h_5 = h_6 \quad (B.16)$$

### Condensador

El condensador es un intercambiador de calor en donde el refrigerante proveniente del generador efectúa su cambio de fase pasando de vapor a líquido saturado y en algunos casos

a líquido subenfriado. El cambio de fase se da debido a que el refrigerante cede calor con el agua de enfriamiento del condensador. El condensador al igual que los anteriores dispositivos es adiabático por lo que se desprecian las pérdidas de calor al ambiente.

- Balances de energía

$$\dot{Q}_{con} = \dot{m}_7(h_7 - h_8) \quad (B.17)$$

$$\dot{Q}_{con} = \dot{m}_{15}(h_{16} - h_{15}) \quad (B.18)$$

### Válvula de expansión de refrigerante

En esta válvula se efectúa la transformación del refrigerante en estado líquido saturado a la salida del condensador en una mezcla bifásica a la presión y temperatura de evaporación. Este proceso es isoentálpico e irreversible, lo cual implica un aumento en la entropía del fluido. Esta irreversibilidad provoca que parte del refrigerante se transforme en vapor; vapor que pierde su capacidad de producir frío.

$$h_8 = h_9 \quad (B.19)$$

### Evaporador

En este intercambiador de calor entra la mezcla bifásica de refrigerante proveniente de la válvula de expansión, por éste circulan conjuntamente el vapor, que no produce efecto frigorífico y el líquido que transfiere su calor latente de evaporización al fluido exterior que circula y va a la manejadora de agua.

- Balances de energía

$$\dot{Q}_{ev} = \dot{m}_{17}(h_{17} - h_{18}) \quad (B.20)$$

$$\dot{Q}_{ev} = \dot{m}_9(h_{10} - h_9) \quad (B.21)$$

El uso de la energía en sistemas de enfriamiento se evalúa a través del Coeficiente de Operación (COP). A través de este parámetro se compara el efecto útil del ciclo con la energía consumida para producirlo. En el caso de máquinas de absorción, como la descrita, el COP se define como el cociente entre la potencia frigorífica obtenida en el evaporador  $Q_{ev}$  y la potencia suministrada al generador  $Q_{gen}$ , en palabras simples es el cociente del efecto deseado entre lo que cuesta energéticamente conseguirlo. En seguida se muestra el COP térmico, de enfriamiento y de calentamiento para la máquina de absorción respectivamente.

$$COP_t = \frac{Q_{ev}}{Q_{gen}} \quad (B.22)$$

$$COP_e = \frac{Q_{ev}}{Q_{gen} + W_b} \quad (B.23)$$

$$COP_c = \frac{Q_{con} + Q_{abs}}{Q_{gen}} \quad (B.24)$$

## Metodología de análisis exérgico

Las irreversibilidades presentes en los sistemas de enfriamiento por absorción juegan un papel muy importante en el diseño y criterios de operación de las máquinas. Entre mayores son las irreversibilidades del sistema menor es la eficiencia de la máquina es por eso que se busca siempre minimizar la generación de la entropía o visto desde otro enfoque la destrucción de la exergía. En este contexto, la capacidad para predecir el comportamiento termodinámico de los sistemas de absorción o de cualquier otro, es una habilidad fundamental para el ingeniero quien necesita determinar la aplicabilidad de un determinado ciclo de absorción en una situación particular (N. Velázquez, 2002). Mediante la MAE (Metodología de Análisis Exérgico) es posible evaluar el modo de operación de una máquina o proceso y así determinar dónde, cuánto y cómo se degrada la exergía en cada uno de los componentes del sistema. Conocer esta información permite a los investigadores tecnólogos e ingenieros catalizar las ideas de mejora y enfocar los esfuerzos de investigación y desarrollo en los componentes del sistema con mayor potencial.

La metodología MAE considera que se tiene un proceso de flujo estacionario y aplica el principio de la primera ley de la termodinámica, es decir, se asume que la cantidad de energía que entra en un volumen de control en todas sus formas como lo son calor, masa y trabajo debe ser igual a la cantidad de energía que sale del volumen de control como se aprecia en la ecuación , el estudio en primera ley muestra como fluye la energía en el sistema; posteriormente se aplica un análisis por segunda ley de la termodinámica; aquí se asume que se tiene un sistema abierto en estado estable donde existen varios flujos de materia entrando y saliendo del sistema, intercambiando calor con manantiales caloríficos a diversas temperaturas y produciendo trabajo útil, despreciando la energía cinética y potencial de las corrientes.

Para deducir las fórmulas generales se considera un sistema abierto en estado estable donde existen varios flujos de materia entrando y saliendo del sistema, intercambiando calor con manantiales caloríficos a diversas temperaturas y producción de trabajo útil. Se desprecia la energía cinética y potencial de las corrientes (N. Velázquez, 2002).

- Aplicando la segunda ley de la termodinámica se tiene el siguiente balance de entropía.

$$\sum_{i=1}^n m_{e,i} s_{e,i} + \sum_{i=1}^n \frac{Q_i}{T_i} + \Delta S_g = \sum_{i=1}^n m_{s,i} h_{s,i} \quad (\text{B.25})$$

Donde  $h_e$  y  $h_s$  son las entalpías específicas de las entradas y salidas de materia, también  $s_e$  y  $s_s$  son las entropías específicas entrantes y salientes y  $\Delta S_g$  representa la entropía generada o creada en el sistema por unidad de tiempo.

- Multiplicando la ec. B.25 por  $T_0$  y restando de la se llega a la siguiente expresión.

$$\sum_{i=1}^n m_{e,i} (h_{e,i} - T_0 s_{e,i}) + \sum_{i=1}^n \left[ 1 - \frac{T_0}{T_i} \right] Q_i + T_0 \Delta S_g = \sum_{i=1}^n m_{s,i} (h_{s,i} - T_0 s_{s,i}) + W_U \quad (\text{B.26})$$

Cuando el sistema se encuentra en el estado estable y en equilibrio con el ambiente (estado muerto),  $(1 - T_0/T) = 0$  porque  $T = T_0$ ,  $W_U = 0$  porque no se produce trabajo útil y  $\Delta S_g = 0$  porque el sistema se encuentra en equilibrio termodinámico, luego de la ec. B.26 se obtiene que:

$$\sum_{i=1}^n m_{e,i}(h_{e,i}^0 - T_0 s_{e,i}^0) = \sum_{i=1}^n m_{s,i}(h_{s,i}^0 - T_0 s_{s,i}^0) \quad (\text{B.27})$$

Finalmente de restar la ec. B.27 de la ec. B.26 se obtiene el siguiente balance exérgico:

$$\begin{aligned} \sum_{i=1}^n m_{e,i}[h_{e,i} - h_{e,i}^0 - T_0(s_{e,i} - s_{e,i}^0)] + \sum_{i=1}^n \left[1 - \frac{T_0}{T_i}\right] Q_i - T_0 \Delta S_g = \\ \sum_{i=1}^n m_{s,i}[h_{s,i} - h_{s,i}^0 - T_0(s_{s,i} - s_{s,i}^0)] + W_U \end{aligned} \quad (\text{B.28})$$

Para simplificar aun más la ec. B.28, se utilizan las siguientes definiciones básicas:

- Exergía de calor cuando  $(T \rightarrow T_0)$

El estado muerto impacta directamente en la exergía de trabajo, es sabido que el potencial de trabajo de la energía transferida de una fuente térmica a temperatura  $T$  es el máximo trabajo que puede obtenerse de esa energía al llevarla al estado muerto a una temperatura  $T_0$ , siendo equivalente al trabajo producido por una maquina térmica de Carnot operando entre la fuente y el ambiente. El calor es una forma de energía desorganizada y solo una porción de él puede convertirse en trabajo, que es una forma de energía organizada (segunda ley) Cengel y Boles (2012). La transferencia de calor  $Q$  en una ubicación que se encuentra a temperatura termodinámica  $T$  siempre está acompañada por la transferencia de exergía  $X_Q$  en la cantidad de:

$$\chi_Q = \eta_c Q = Q(1 - T_0/T) \quad (\text{B.29})$$

- Exergía de flujo cuando  $x = cte$ .

El flujo másico es un mecanismo para transportar exergía, entropía y energía dentro o fuera de un sistema. Cuando una cantidad de masa  $m$  entra o sale de un sistema, la acompaña una cantidad de exergía  $m\psi$ , donde  $\psi$  se define como:

$$\psi = [h - h_0 - T_0(s - s_0)] \quad (\text{B.30})$$

Aplicando las ecuaciones B.29 y B.30 en la ec. B.28 se obtiene la ecuación general del balance exérgico:

$$\sum_{i=1}^n m_{e,i}\psi_{e,i} + \sum_{i=1}^n \chi_{Q,i} - T_0 \Delta S_g = \sum_{i=1}^n m_{s,i}\psi_{s,i} + W_U \quad (\text{B.31})$$

Tabla B.1: Balances por segunda ley de los cambios y pérdidas de exergía de los módulos del sistema de enfriamiento por absorción "LUCY".

COMPONENTES MÓDULOS	$\Delta EX_{dest} [kW]$ AC. TÉRMICO AGUA DE ENF. AGUA FRÍA	$\chi_{dest} [kW]$ IRREVERSIBILIDADES EXTERNAS	$\chi_{dest} [kW]$ IRREVERSIBILIDADES REFRIGERANTE SOLUCIÓN	$\chi_{dest} [kW]$ TOTAL POR COMPONENTE IRREVERSIBILIDADES
CONDENSADOR	$m_{15}(\psi_{15} - \psi_{16})$	$m_{15}(\psi_{15} - \psi_{16}) + Q_{con} \left(1 - \frac{T_{ref}}{\Delta T_{pe}}\right)$	$m_7(\psi_7 - \psi_8) - Q_{con} \left(1 - \frac{T_{ref}}{\Delta T_{pe}}\right)$	$m_7(\psi_7 - \psi_8) + m_{15}(\psi_{15} - \psi_{16})$
GENERADOR	$m_{11}(\psi_{11} - \psi_{12})$	$m_{11}(\psi_{11} - \psi_{12}) - Q_{gen} \left(1 - \frac{T_{ref}}{\Delta T_{ps}}\right)$	$m_3\psi_3 - m_7\psi_7 - m_4\psi_4 + Q_{gen} \left(1 - \frac{T_{ref}}{\Delta T_{ps}}\right)$	$m_3\psi_3 - m_7\psi_7 - m_4\psi_4 + m_{11}(\psi_{11} - \psi_{12})$
ABSORBEDOR	$m_{13}(\psi_{13} - \psi_{14})$	$m_{13}(\psi_{13} - \psi_{14}) + Q_{abs} \left(1 - \frac{T_{ref}}{\Delta T_{ps}}\right)$	$m_6\psi_{16} + m_{10}\psi_{10} - m_1\psi_1 - Q_{abs} \left(1 - \frac{T_{ref}}{\Delta T_{ps}}\right)$	$m_{10}\psi_{10} + m_6\psi_6 - m_1\psi_1 + m_{13}(\psi_{13} - \psi_{14})$
EVAPORADOR	$m_{17}(\psi_{17} - \psi_{18})$	$m_{17}(\psi_{17} - \psi_{18}) - Q_{ev} \left(1 - \frac{T_{ref}}{\Delta T_{pe}}\right)$	$m_9(\psi_9 - \psi_{10}) + Q_{ev} \left(1 - \frac{T_{ref}}{\Delta T_{pe}}\right)$	$m_9(\psi_9 - \psi_{10}) + m_{17}(\psi_{17} - \psi_{18})$
BOMBA	$m_1(\psi_1 - \psi_2)$		$m_1(\psi_1 - \psi_2) + W_b$	$m_1(\psi_1 - \psi_2) + W_b$
V. EXPANSIÓN REF.			$m_8(\psi_8 - \psi_9)$	$m_8(\psi_8 - \psi_9)$
V. EXPANSIÓN SOL.			$m_5(\psi_5 - \psi_6)$	$m_5(\psi_5 - \psi_6)$
PRE CALENTADOR			$m_2\psi_2 + m_4\psi_4 - m_3\psi_3 - m_5\psi_5$	$m_2\psi_2 + m_4\psi_4 - m_3\psi_3 - m_5\psi_5$

En el estudio por segunda ley de los sistemas de enfriamiento por absorción, se utilizan indicadores para poder representar que tan bueno es el funcionamiento de la máquina, el indicador más utilizado es el  $COP_\psi$  (Coeficiente de Operación Exérgico) que representa el cociente de la exergía del calor de enfriamiento entre la exergía que se aporta al sistema como se muestra en la siguiente ecuación B.32. Aplicando la ecuación general B.31 de la MAE en cada dispositivo del diagrama mostrado en la Figura B.1 es posible calcular la exergía destruida en todo el sistema y en cada dispositivo. Los respectivos balances exérgicos se detallan en la Tabla B.1, dichos balances definen cuánto, cómo y dónde se pierde o destruye la exergía en cada componente.

$$COP_\psi = -\frac{\chi_{Q_{EVA}}}{\chi_{Q_{GEN}} + W_b} \quad (B.32)$$

Para realizar la metodología exérgica se realizó un simulador en el software Engineering Equation Solver (EES). A este simulador es necesario ingresarle todos los parámetros de entrada con los cuales es posible definir los niveles de alta y baja presión del sistema, además de las temperaturas de salida de las corrientes de los fluidos externos. Lo anterior es necesario para el cálculo de las propiedades termodinámicas de todas las corrientes y resolución de los balances en primera y segunda ley de la termodinámica. En la Figura B.2 se presenta el diagrama de programación para realizar la metodología exérgica y en el Apéndice B se presenta el programa realizado en el Software EES con todas las subrutinas utilizadas. Las consideraciones para realizar la MAE se presentan en seguida.

## Aspectos sobre el punto de referencia

Por definición, la exergía destruida es el producto de la entropía generada  $\Delta S_g$  en un sistema por la temperatura del punto muerto o de referencia  $T_0$  Herold y cols. (2016). Se entiende por temperatura del punto muerto, como la condición natural a la que todas las sustancias tienden a equilibrarse y que es una restricción que pone el ambiente, cuando se quiere aprovechar las condiciones en las que se encuentra una sustancia o corriente N. Velázquez (2002); considerando lo anterior, la exergía se define como el potencial máximo de trabajo que tiene una sustancia, corriente de flujo, sistema o una forma determinada de

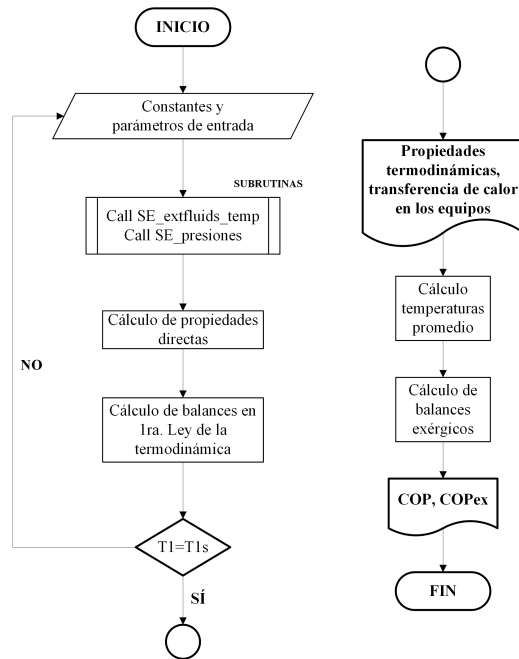


Figura B.2: Metodología para hacer el análisis exérgico

energía con respecto al estado muerto [N. Velázquez \(2002\)](#).

La sustancia al ser llevada al punto muerto está en equilibrio térmico, mecánico y químico por lo cual no es posible que realice cualquier trabajo. Aunque el estado muerto está definido como se mencionó anteriormente, este ha generado diversas interpretaciones, lo que ha hecho que para el análisis exérgico el punto muerto pueda considerarse en base a 5 modelos ([Dincer y Rosen, 2007](#)): El primer modelo es el subsistema natural ambiental en el que principalmente se toma aire o agua a  $25^{\circ}\text{C}$  y 1 atm; el segundo modelo es en referencia a la sustancia, en el cual se toma como punto de exergía cero a los elementos con menor exergía de los más abundantes en el medio ambiente según [Szargut \(1967\)](#), también dentro de estos modelos se puede considerar de manera arbitraria la sustancia de referencia según [Sussman \(1981\)](#); el tercero es el modelo de equilibrio en el cual se toman todos los materiales presentes en la atmósfera, océanos y capa de la corteza de la tierra y se agrupan como una composición de equilibrio a  $25^{\circ}\text{C}$  este modelo es propuesto por [Ahrendts \(1980\)](#), dicho modelo es poco aplicado y no recomendando; el cuarto modelo es el de equilibrio restringido, también propuesto por [Ahrendts \(1980\)](#) y es una modificación del tercer modelo, en este no se considera la formación de ácidos nítricos; el quinto modelo es el dependiente del proceso en el cual sólo se consideran los componentes que intervienen en el proceso cuando es evaluado en estado estable y a temperatura y presión ambiente, este modelo es propuesto por [Bosnjakovic \(1963\)](#).

En el presente estudio se considera el primer modelo el cual es el más común y permite, al utilizar una sustancia como el agua o el aire, poderse comparar contra otro sistema que utilice el mismo criterio de punto muerto. Es importante una buena elección del modelo de

Tabla B.2: Dinámica de cambios de exergía y energía para sistemas que cruzan el punto muerto.

CASOS	CONSIDERACIONES	CAMBIOS DE EXERGÍA Y ENERGÍA
$T > T_0$	Si T se aleja del punto muerto Si T se aproxima al punto muerto	$\Delta\psi \uparrow \Rightarrow \Delta E \uparrow$ $\Delta\psi \downarrow \Rightarrow \Delta E \downarrow$
$T < T_0$	Si T se aleja del punto muerto Si T se aproxima al punto muerto	$\Delta\psi \uparrow \Rightarrow \Delta E \downarrow$ $\Delta\psi \downarrow \Rightarrow \Delta E \uparrow$
<b>Condición inicial</b> $T > T_0$ <b>y condición final</b> $T < T_0$	Si T se aleja del punto muerto  Si T se aproxima al punto muerto	$\Delta\psi \uparrow \Rightarrow \Delta E \downarrow$  $\Delta\psi \downarrow \Rightarrow \Delta E \downarrow$
<b>Condición inicial</b> $T < T_0$ <b>y condición final</b> $T > T_0$	Si T se aleja del punto muerto  Si T se aproxima al punto muerto	$\Delta\psi \uparrow \Rightarrow \Delta E \uparrow$  $\Delta\psi \downarrow \Rightarrow \Delta E \uparrow$

estado muerto pues se quiere mejorar un proceso y se toma un punto de referencia ilógico o no adecuado, los resultados de la MAE podrían indicar que un proceso tiene mucho o poco potencial de mejoramiento cuando realmente no sería así para las condiciones naturales del proceso.

Como se mencionó antes, el estado muerto tiene un gran impacto en la dinámica de los cambios de exergía que sufren las corrientes de un sistema y el sistema mismo, estas dinámicas se muestran de manera resumida en la Tabla B.2. Cuando  $T > T_0$ , la transferencia de calor hacia un sistema aumenta la exergía de éste y la transferencia de calor desde un sistema lo disminuye. Pero lo opuesto se cumple cuando  $T < T_0$ . La exergía transferida debido al calor es cero cuando  $T = T_0$  en el punto de transferencia. Cuando presenta un medio con una temperatura más baja que el estado muerto es posible hacer funcionar una máquina térmica entre el estado muerto y el medio frío, por lo tanto un medio frío ofrece una oportunidad de producir trabajo; sin embargo, esta vez el ambiente o estado muerto sirve como la fuente de calor y el medio frío como el sumidero de calor. En este caso la relación anterior proporciona el negativo  $\chi_Q$ . Cuando  $T > T_0$ , la exergía y la transferencia de energía están en la misma dirección, pues cuando aumenta el contenido de energía también incrementa la exergía, el caso contrario sucede cuando  $T < T_0$ .

## Validación del modelado matemático

El modelo matemático de la máquina antes descrito es resuelto mediante el software EES (Engineering Equation Solver) el cual internamente utiliza las ecuaciones de Patek and Komflar para calcular las propiedades termodinámicas de las corrientes. Para validar el programa realizado en EES se hace una comparación con los resultados teóricos de un estudio de diseño y construcción de una máquina de enfriamiento por absorción LiBr-agua en donde a partir de los resultados obtenidos se diseñaron intercambiadores de calor de tubos

verticales para ser usados como absorvedor y evaporador, mientras que para el generador y condensador se diseñaron intercambiadores de calor de tubos horizontales (Florides, 2003). En la siguiente Tabla B.3 se muestran los parámetros de entrada utilizados en este estudio.

Tabla B.3: Parámetros de entrada de la máquina de absorción (Florides, 2003).

PARÁMETRO	SÍMBOLO	VALOR
Capacidad	$Q_e$	10kW
Temp. Evaporador	$T_{10}$	6°C
Tsal. Generador	$T_4$	90°C
Solución diluida	$X_1$	55 % LiBr
Solución concentrada	$X_2$	60 % LiBr
Temp. salida HX	$T_3$	65°C
Temp. vapor Generador	$T_7$	85°C
Flujo chiller	$m_{11}$	0.025 $m_{10}$

En la siguiente Tabla B.4 se presentan los resultados obtenidos con el modelo matemático propuesto y los resultados reportados por Florides (2003). Se puede ver que el error más grande es del 7.5 % que corresponde al flujo saliente del absorvedor y que es bombeado hacia el recuperador de calor, este error se debe principalmente a las correlaciones utilizadas para determinar las propiedades termodinámicas de las corrientes puesto que Florides (2003) utiliza las propiedades de la ASHRAE, (1997) y Lee (1990), sin embargo el error es aceptable y se puede considerar adecuado el modelo matemático expuesto anteriormente.

Tabla B.4: Comparación de resultados para validación

DESCRIPCIÓN	SÍMBOLO	kW		ERROR
		(Florides, 2003)	Teorico	%
Capacidad de frío	$Q_e$	10	10.04	0.39
Flujo l	$m_1$	0.053	0.049	7.5
Absorvedor	$Q_a$	13.42	13.28	1.04
Generador	$Q_d$	14.2	13.86	2.39
Condesador	$Q_c$	10.78	11.24	4.09
Ceficiente de rendimiento	COP	0.704	0.7244	2.82

Las características termodinámicas de las corrientes internas y externas de la máquina de enfriamiento por absorción "LUCY" proporcionadas por el fabricante, se muestran en negrita en la siguiente Tabla B.5 los demás parámetros son consideraciones tomadas para efectos de conocer el comportamiento termodinámico de la máquina. Se puede apreciar que el fabricante considera como condición de diseño una temperatura ambiente de 36 C y una temperatura del agua de enfriamiento de 25 C siendo parámetros que no se pueden considerar para el estudio de la máquina cuando se encuentre funcionando en la ciudad de Mexicali, debido a las condiciones climáticas. Por lo anterior vale la pena analizar el comportamiento de la máquina en condiciones de diseño del fabricante y bajo las condiciones reales de operación en Mexicali con la finalidad de determinar los cambios en los parámetros de operación de la máquina para que funcione adecuadamente en Mexicali. Los parámetros de

entrada considerados para las condiciones de operación en Mexicali se enlistan en las Tabla B.6.

Tabla B.5: Parámetros de entrada del fabricante para el sistema de absorción LUCY.

PARÁMETROS	VALOR	UNIDAD	PARÁMETRO	VALOR	UNIDAD
$Q_{ev}$	23	kW	$T_{16}$	32.2	C
$Eff_{Hx}$	0.64	%	$T_{17}$	15	C
$Eff_B$	0.5	%	$T_{18}$	10	C
$T_{amb}$	36	C	$Q_{10}$	vap. sat.	
$T_{11}$	90	C	$\dot{m}_{11}$	1.611	kg/s
$T_{12}$	85	C	$\dot{m}_{13}$	1.814	kg/s
$T_{13}$	25	C	$\dot{m}_{15}$	1.814	kg/s
$T_{14}$	29	C	$\dot{m}_{17}$	1.111	kg/s
$T_{15}$	29	C	$\dot{m}_1$	0.135	kg/s

Tabla B.6: Parámetros de entrada para las condiciones de Mexicali del sistema de absorción LUCY.

PARÁMETROS	VALOR	UNIDAD	PARÁMETRO	VALOR	UNIDAD
$Q_{ev}$	23	kW	$T_{16}$	34.23	C
$Eff_{Hx}$	0.632	%	$T_{17}$	14	C
$Eff_B$	0.5	%	$T_{18}$	7	C
$T_{condensacion}$	40	C	$Q_{10}$	vap. sat.	
$T_{11}$	100	C	$\dot{m}_{11}$	1.611	kg/s
$T_{12}$	95.4	C	$\dot{m}_{13}$	1.8	kg/s
$T_{13}$	27	C	$\dot{m}_{15}$	1.8	kg/s
$T_{14}$	31	C	$\dot{m}_{17}$	1.111	kg/s
$T_{15}$	$T_{14}$	C	$\dot{m}_1$	0.0909	kg/s

## Resultados por primera ley de la termodinámica

A manera de resumen en la Tabla B.7, se muestran los resultados obtenidos al aplicar un estudio en primera ley de la termodinámica en el sistema de enfriamiento por absorción  $BrLi/H_2O$  "LUCY". Es importante resaltar de dicha Tabla B.7 que el calor suministrado al sistema por medio del generador, evaporador y bomba de solución es igual a la energía que se está desechando en los dispositivos absorbedor y condensador; se puede ver que la integración energética interna del recuperador de calor es de 7.268 kW. En la Tabla B.8 se presentan los resultados generados por los balances en primera ley de la termodinámica para las condiciones de operación de la máquina LUCY trabajando en Mexicali, se puede apreciar claramente que las entradas de calor y las salidas de calor también están en equilibrio y la integración energética del recuperador de calor es de

Los indicadores sirven para poder comparar un proceso contra otro o una máquina térmica contra otra, uno de los indicadores que más se utilizan es el COP, en la Tabla B.7 se puede ver que la máquina bajo las condiciones de diseño que plantea el fabricante presenta un COP térmico de 0.7298, un COP de enfriamiento de 0.7298 y el coeficiente de calentamiento para esta máquina de simple efecto es de 1.7298, mientras que para las

Tabla B.7: Resumen de resultados del análisis energético por primera ley fabricante.

COMPONENTES (MÓDULOS)	FÓRMULAS UTILIZADAS	GANANCIAS (kW)	PÉRDIDAS (kW)	INTEGRACIÓN ENERGÉTICA(kW)
GENERADOR	$Q_{gen} = m_7 h_7 + (m_3 - m_7) h_4 - m_3 h_3$	<b>31.58</b>		
CONDENSADOR	$Q_{con} = m_{15} (h_{16} - h_{15}) = m_7 (h_7 - h_8)$		24.28	
ABSORVEDOR	$Q_{abs} = m_{10} h_{10} + m_6 h_6 - m_1 h_1 = m_{13} (h_{14} - h_{13})$		30.35	
EVAPORADOR	$Q_{ev} = m_{17} (h_{17} - h_{18}) = m_9 (h_{10} - h_9)$	<b>23.04</b>		
PRE CALENTADOR	$Q_{hx} = m_2 (h_3 - h_2) = m_4 (h_4 - h_5)$			<b>7.268</b>
BOMBA	$W_b = \frac{m_1 (1/P_1) \cdot (P_2 - P_1)}{Eff_{B1}}$	<b>0.0008634</b>		
<b>TOTAL</b>	<b>CICLO</b>	<b>54.62</b>	<b>54.63</b>	<b>7.268</b>
<b>INDICADORES DEL COMPORTAMIENTO ENERGÉTICO</b>	$COP_E = Q_{ev}/Q_{gen}$ $COP_{E,T} = Q_{ev}/(Q_{gen} + W_b)$ $COP_C = (Q_{con} + Q_{abs})/Q_{gen}$	0.7298 0.7295 1.7298		<b>ENFRIAMIENTO ENFRIAMIENTO CON BOMBA COMO CALENTADOR</b>

Tabla B.8: Resumen de resultados del análisis energético por primera ley caso Mexicali.

COMPONENTES (MÓDULOS)	FÓRMULAS UTILIZADAS	GANANCIAS (kW)	PÉRDIDAS (kW)	INTEGRACIÓN ENERGÉTICA(kW)
GENERADOR	$Q_{gen} = m_7 h_7 + (m_3 - m_7) h_4 - m_3 h_3$	<b>31.25</b>		
CONDENSADOR	$Q_{con} = m_{15} (h_{16} - h_{15}) = m_7 (h_7 - h_8)$		24.33	
ABSORVEDOR	$Q_{abs} = m_{10} h_{10} + m_6 h_6 - m_1 h_1 = m_{13} (h_{14} - h_{13})$		29.93	
EVAPORADOR	$Q_{ev} = m_{17} (h_{17} - h_{18}) = m_9 (h_{10} - h_9)$	<b>23.01</b>		
PRE CALENTADOR	$Q_{hx} = m_2 (h_3 - h_2) = m_4 (h_4 - h_5)$			<b>5.446</b>
BOMBA	$W_b = \frac{m_1 (1/P_1) \cdot (P_2 - P_1)}{Eff_{B1}}$	<b>0.0007426</b>		
<b>TOTAL</b>	<b>CICLO</b>	<b>54.26</b>	<b>54.26</b>	<b>5.446</b>
<b>INDICADORES DEL COMPORTAMIENTO ENERGÉTICO</b>	$COP_E = Q_{ev}/Q_{gen}$ $COP_{E,T} = Q_{ev}/(Q_{gen} + W_b)$ $COP_C = (Q_{con} + Q_{abs})/Q_{gen}$	0.7363 0.7363 1.7363		<b>ENFRIAMIENTO ENFRIAMIENTO CON BOMBA COMO CALENTADOR</b>

condiciones de Mexicali la máquina presenta un COP de enfriamiento de 0.7363 y un COP de calentamiento de 1.7363; es importante notar que para poder lograr que la máquina trabaje de manera adecuada, en MEXicali, se tuvieron que mover las temperaturas de activación de la máquina 10 C arriba de lo planteado por el fabricante y mover el flujo interno del punto 1 de 0.135 kg/s a 0.0909 kg/s. En la Tabla B.9 se muestran todas las propiedades termodinámicas para cada corriente que interviene en el sistema de enfriamiento tanto para las condiciones de diseño del fabricante y las propuestas para su funcionamiento en Mexicali. Todas las propiedades fueron calculadas mediante el software Engineering Equation Solver (EES) el cual internamente utiliza las ecuaciones de Patek and Komflar, la exergía es una propiedad calculada en base a una metodología que se detallará en la siguiente sección, donde para calcularla se tomó como referencia de punto muerto  $T_0 = 25C$  y  $P_0 = 1atm$ .

## Análisis y resultados de la MAE

En la Tabla B.10 se presenta de manera resumida el comportamiento exérgico de la máquina de absorción de simple efecto únicamente para las condiciones de Mexicali. Las irreversibilidades en cada dispositivo del sistema son calculadas utilizando las ecuaciones de la Tabla B.1. En primera instancia se observa claramente la distribución de las pérdidas

APÉNDICE B. ESTUDIO EXÉRGICO DEL CICLO BÁSICO DE ENFRIAMIENTO POR ABSORCIÓN  
TERMOSOLAR

Tabla B.9: Propiedades termodinámicas de las corrientes del sistema de absorción  $BrLi/H_2O$  LUCY. Nota:  $*\psi = h - h_0 - T_0(s - s_0)$

Puntos	$P_i$ [kPa]	$Q_i$ [-]	$T_i$ [C]	$h_i$ [kJ/kg]	$m_i$ [kg/sec]	$x_i$ [LiBr]	$P_i$ [kPa]	$Q_i$ [-]	$T_i$ [C]	$h_i$ [kJ/kg]	$m_i$ [kg/sec]	$x_i$ [LiBr]	$s_i$ [kJ/kg - K]	$\psi_i$ [kJ/kg]
	CONDICIONES FABRICANTE						CONDICIONES MEXICALI							
1	0.7581	-100	33	81.85	0.135	0.5543	0.7581	-100	33	81.85	0.0909	0.5543	0.1974	27.65
2	5.945		33	81.86	0.135	0.5543	7.381		33	81.86	0.0909	0.5543	0.1974	27.65
3	5.945		59.56	135.7	0.135	0.5543	7.381		62.51	141.8	0.0909	0.5543	0.3846	31.77
4	5.945		80	193.3	0.1252	0.5975	7.381		90	224.4	0.08108	0.6215	0.4917	82.44
5	5.945		49.92	135.3	0.1252	0.5975	7.381		53.98	157.2	0.08108	0.6215	0.2968	73.4
6	0.7581	0.005185	42.27	135.3	0.1252	0.5975	0.7581	0.004416	47.1	157.2	0.08108	0.6215	0.3037	71.34
7	5.945	100	70.79	2632	0.009759	0	7.381	100	75.37	2641	0.009823	0	8.458	123.3
8	5.945		34.55	144.7	0.009759	0	7.381		39.02	163.4	0.009823	0	0.5592	1.341
9	0.7581	0.05298	3	144.7	0.009759	0	0.7581	0.06047	3	163.4	0.009823	0	0.5922	-8.508
10	0.7581	1	3	2506	0.009759	0	0.7581	1	3	2506	0.009823	0	9.075	-195.1
11	200	-100	90	377	1.611		200	-100	100	419.1	1.611		1.307	34.09
12	200	-100	85	357.4	1.611		200	-100	95.4	399.7	1.611		1.255	30.37
13	200		25	104.9	1.814		200		27	113.3	1.8		0.3949	0.2253
14	200		29	121.7	1.814		200		31	129.9	1.8		0.4505	0.252
15	200		29	121.7	1.814		200		31	130	1.8		0.4502	0.4466
16	200		32.2	135.1	1.814		200		34.23	143.6	1.8		0.4945	0.7832
17	200		15	63.11	1.111		200		14	58.92	1.111		0.2103	0.8615
18	200		10	42.37	1.111		200		9.052	38.21	1.111		0.1369	2.049

de exergía así como su magnitud, tipo y localización permitiendo con esto analizar las alternativas para reducir las irreversibilidades diciendo si estas se pueden reducir por medio de cambios en las condiciones de operación o por modificaciones en el diseño del proceso y de esta manera eficientar la máquina. También se puede ver claramente que el balance exérgico mostrado es correcto ya que la suma de las exergías de las corrientes externas e internas son iguales a la suma de las exergías totales de cada componente.

Tabla B.10: Resultado del análisis por segunda ley para el ciclo de absorción.

COMPONENTES MÓDULOS	$\Delta EX_{dest}$ [kW] AC. TÉRMICO AGUA DE ENF. AGUA FRÍA	$\chi_{dest}$ [kW] IRR. EXTERNAS	$\chi_{dest}$ [kW] IRR. REFRIGERANTE SOLUCIÓN	$\chi_{dest}$ [kW] IRREVERSIBILIDADES TOTALES	PÉRDIDAS TOTALES (%)
CONDENSADOR	-0.6059	1.766	-1.173	0.5926	14.74
GENERADOR	5.992	-0.1328	1.118	0.9848	24.5
ABSORBEDOR	-0.0479	0.3483	0.9587	1.307	32.51
EVAPORADOR	-1.319	-0.2297	0.7434	0.5137	12.78
BOMBA	-0.00001898		0.0007234	0.0007234	0.018
V. EXPANSIÓN REF.			0.09676	0.09676	2.4
V. EXPANSIÓN SOL.			0.1665	0.1665	4.14
PRE CALENTADOR			0.3582	0.3582	8.91
<b>TOTAL</b>		<b>1.751</b>	<b>2.269</b>	<b>4.02</b>	<b>100</b>
<b>EXERGÍA DE ENTRADA</b>			<b>EXERGÍA DE SALIDA</b>		
$\Delta\psi$ FLUIDO CALIENTE		5.992	IRREVERSIBILIDADES EXTERNAS AL CICLO		1.751
$\Delta\psi$ AGUA ENFRIADA		-1.319	IRREVERSIBILIDADES INTERNAS AL CICLO		2.269
$\Delta\psi$ BOMBA SOLUCIÓN		-0.00001898	TOTAL DE $\psi$ SERVICIOS DE ENFRIAMIENTO		0.6538
<b>TOTAL</b>		<b>4.67</b>	<b>TOTAL</b>		<b>4.67</b>

En la Tabla B.10 se puede apreciar que el equipo que tiene las mayores irreversibilidades es el absorbedor con 1307 W de un total 4.02 kW que presenta todo el sistema; el absorbedor

representa el 32.51 % de las pérdidas del sistema. Posteriormente se tiene al generador con 984.8 W representando un 24.5 % de las pérdidas totales por irreversibilidades, el siguiente equipo es el condensador que representa el 14.74 % de las irreversibilidades que equivalen a 592.6 W.

Se puede apreciar que la mayoría de las pérdidas se tienen en las corrientes externas representando el 56.44 % equivalentes a 2.269 kW. Es importante mencionar que las irreversibilidades de las corrientes externas en el condensador y absorbedor no se están considerando como efluentes pues estas corrientes pertenecen a la torre de enfriamiento, sin embargo, el calor desechado al ambiente por la torre de enfriamiento es un efluente. En el estudio por segunda ley de los sistemas de enfriamiento por absorción, se utilizan indicadores para poder representar que tan bueno es el funcionamiento de la máquina, el indicador más utilizado es el  $COP_{\psi}$  que representa el cociente de la exergía del calor de enfriamiento entre la exergía que se aporta al sistema. En este sistema se tiene un  $COP_{\psi} = 0.1778$ .

# APÉNDICE C

---

## Eyectores

---

El principio operativo básico de un eyector es convertir la presión en velocidad. Esto ocurre mediante una expansión adiabática de fluido motriz a través de una tobera convergente / divergente para los eyectores supersónicos o convergente para eyectores con fluido motriz líquido desde la presión motriz hasta la presión de aspiración. Presenta a su gran versatilidad en sus modos de operación al poder trabajar con fluidos en fase líquida, vapor e inclusive con sólidos razón por la que los eyectores son utilizados para diversas aplicaciones lo que ha conseguido que adopten diferentes nombres en el mercado, sin embargo, en todos los casos el modo de operación se rige bajo los mismos principios convirtiendo la presión en velocidad. En la siguiente Tabla C.1 se muestran algunas aplicaciones de los eyectores y los nombres que toman dependiendo de estas.

Los eyectores que trabajan vapor y aire como fluido motriz presentan un gran número de aplicaciones ya que el vapor tiene un comportamiento especial al ser compresible, presenta una gran capacidad de ser aprovechado para efectos de calentamiento, también se puede presentar en diferentes condiciones de presión dependiendo de la planta de proceso del cual se esté usando; por lo tanto, el vapor es el fluido más versátil de los fluidos motrices y se utiliza para bombear todo tipo de gases, líquidos y sólidos granulares. Es por esto que es importante analizar las principales configuraciones y modos de operación que tienen los eyectores que utilizan vapor como fluido motriz y así poder encontrarles su aplicación en plantas de proceso.

Tabla C.1: Tipos de eyectores y sus aplicaciones.

<b>APLICACIONES</b>	<b>CARACTERÍSTICAS</b>	<b>TIPOS DE EYECTORES</b>
<b>Bombeo y elevación de líquidos</b>	Usan vapor como fluido de trabajo Aire como fluido motriz Líquido como fluido motriz	Sifones de vapor de chorro, Extractores de vapor de chorro, Bombas de vacío de una etapa. Sifones chorro de aire, Extractores de chorro de aire Eductores de chorro de agua, Exahustores de chorro de agua
<b>Calentamiento de líquidos (contacto directo)</b>	Calentamiento de agua en tanques Calentamiento de agua en tanques Calentadores abiertos	Calentadores de vapor de chorro Calentadores de vapor de chorro de gran capacidad, sifones de vapor de chorro Calentadores de vapor de chorro de gran capacidad
<b>Succión de aire y gases</b>	Vapor como fluido motriz Aire como fluido motriz Gas como fluido motriz Líquido como fluido motriz	Sopladores, Exahustores y termocompresores de chorro; Bombas de vacío de una y doble etapa Sopladores de chorro de aire, Extractores de chorro de aire, Bombas de vacío de una etapa, Compresores de inyección de aire. Compresores de chorro de gas. Extractores de chorro de agua, Condensadores barométricos, Condensadores de bajo nivel, Eductores de chorro de agua (capacidades pequeñas)
<b>Manejo de lodos y sólidos granulares</b>	Vapor como fluido motriz Aire como fluido motriz Líquido como fluido motriz	Sifones de vapor de chorro, Calentador de vapor de suspensión de chorro, Bombas de vacío de una etapa Exahustores de chorro de aire Eductores de chorro de aire

## Eyector de vapor

Los eyectores de vapor son dispositivos que no tienen partes móviles y son capaces de incrementar la presión de un fluido en su estado gaseoso o líquido, mediante el arrastre de éste, por un fluido motriz a alta velocidad que pasa a través de una boquilla. Los eyectores no tienen piezas móviles, pero resultan menos eficientes que los compresores y bombas. Se usan cuando se dispone de grandes cantidades de vapor o gas como fluidos motrices a bajo costo, con la finalidad de hacer vacío.

Los eyectores pueden clasificarse según las condiciones de operación de la zona de mezcla; existen principalmente dos tipos de eyectores de vapor, los que trabajan con la zona de mezcla de área constante y los que operan con la sección de mezclado a presión constante. Un ejemplo de estos eyectores se puede ver en la Figura C.1, además se puede ver claramente las variaciones de la presión y la velocidad. Este proceso se explica enseguida:

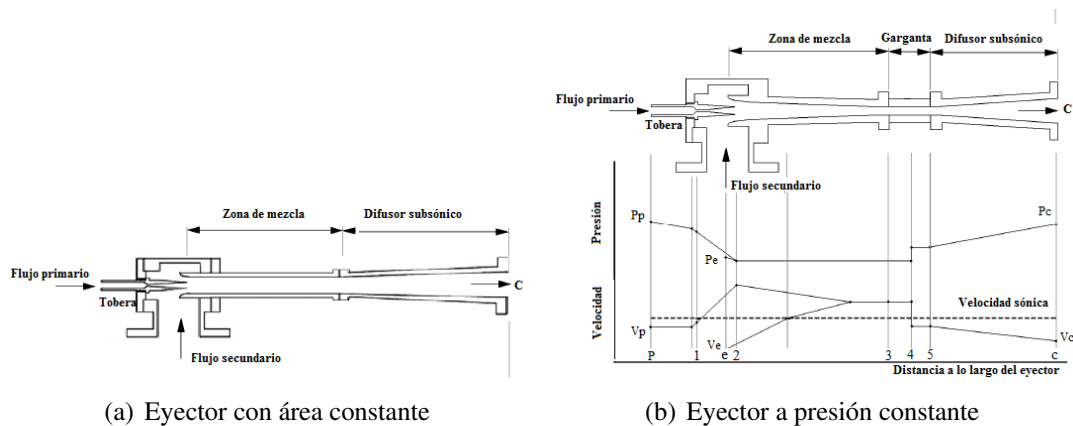


Figura C.1: Sección transversal de un a) eyector de área constante y b) eyector de presión constante. Líneas de presión y velocidad para el eyector a presión constante.

- En el punto (P), se tiene la entrada del fluido primario del eyector, el cual fluye con alta presión y velocidad subsónica ( $Ma < 1$ ).
- El fluido primario va perdiendo presión al pasar por la parte convergente de la tobera convergente-divergente y al mismo tiempo va incrementando su velocidad hasta alcanzar la velocidad del sonido ( $Ma = 1$ ) en la garganta de la tobera.
- Con el incremento del área en la parte divergente de la tobera se produce un *bloqueo* que origina más pérdidas de la presión y un aumento de la velocidad hasta alcanzar un valor supersónico ( $Ma > 1$ ).
- El flujo primario al salir de la tobera convergente-divergente (2) ha disminuido su presión a un punto tal, que su valor es menor que la presión del flujo secundario

originando un vacío. Esta situación combinada con la alta velocidad que lleva el flujo primario permite que se de la condición de arrastre con el flujo secundario.

- e) El flujo secundario entra al eyector (e) y sufre un incremento de la velocidad e iguala la presión con el flujo primario.
- f) Durante los puntos (2) y (3) los fluidos se empiezan a mezclar hasta llegar a un estado de equilibrio entre sus velocidad. En ocasiones los fluidos terminan de mezclarse totalmente durante la zona de área constante (3)-(5).
- g) Cualquiera de los dos casos mencionados, en la zona de sección transversal de área constante se presenta una onda de choque. Este es un fenómeno es muy importante pues, permite que la presión del fluido mezclado se incremente y sobre todo que la velocidad cambie a una velocidad subsónica (4). El choque se produce debido a la resistencia a la baja presión del condensador. Esto se puede apreciar claramente en la Figura C.1.
- h) A medida que el flujo avanza por el difusor del eyector, parte de su energía cinética se convierte en presión. La presión de salida ( $P_c$ ) es ligeramente mayor que la presión del condensador.

Por otra parte las condiciones de operación en diversos puntos (generador, condensador y evaporador) son parámetros importantes que afectan el rendimiento de trabajo del eyector. Estas condiciones hacen que pueda trabajar en tres modos distintos como se puede apreciar en la Figura C.2. El primer modo es el de *doble bloqueo* en el cual la presión de salida del eyector es igual o menor a la presión crítica; en este modo de trabajo tanto el fluido primario como el secundario presentan una onda de choque normal en la zona de mezcla logrando así que el COP y la capacidad de refrigeración permanecen constantes.

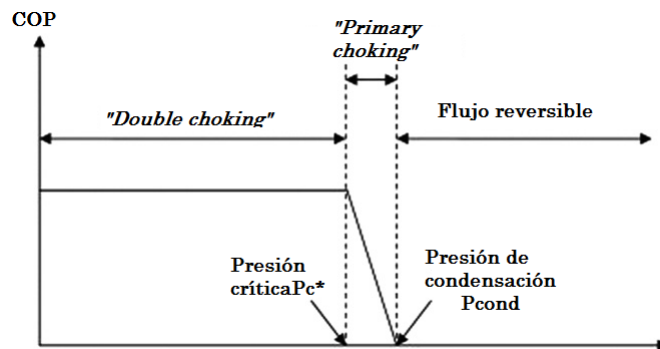


Figura C.2: Modos de operación del eyector supersónico a presión constante. (Xiaoli, Wei, Omer, y Riffat, 2010)

El aumento adicional en la presión del condensador por encima de la presión crítica de condensación mueve la onda de choque termodinámica dentro de la cámara de mezcla y evita

que el flujo secundario alcance la velocidad sónica originando el segundo modo de trabajo del eyector llamada *bloqueo primario*; debido a que sólo el fluido primario presenta onda de choque normal; en este modo de trabajo el COP y el flujo secundario van disminuyendo. Finalmente cuando la presión de salida del eyector queda por encima de la presión de condensación el flujo secundario cae a cero, originando que el eyector deje de hacer su función debido a que el flujo primario se regresa, este es el modo de flujo reversible.

Uno de los análisis más significativos en el diseño de eyectores que trabajan a presión constante es el propuesto por Keenan y Neuman <sup>?</sup>, ellos suponen que la mezcla del fluido primario y secundario se presenta a presión constante antes de la onda de choque y de manera uniforme desde la salida de la tobera hasta la entrada de la sección de área constante. Sin embargo, antes de mezclarse los dos fluidos, el flujo primario a la salida de la tobera, lleva una velocidad supersónica y genera una zona dentro del eyector que se conoce como *área efectiva*  $A_e$ . Alrededor de esta zona se encuentra el flujo secundario el cual es arrastrado debido a la velocidad supersónica que lleva el fluido primario dentro del área efectiva. Según lo dicho por Huang et al. <sup>?</sup> en esta zona el fluido secundario opera en condiciones críticas. En la Figura C.3 se puede ver claramente el área efectiva, la zona de mezcla de los fluidos y toda la geometría del eyector.

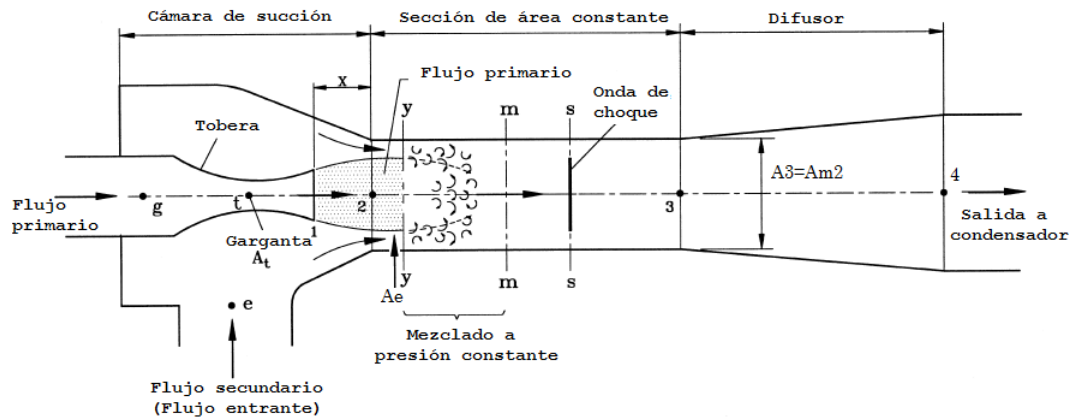


Figura C.3: Esquema del desarrollo del fluido de un eyector a presión constante. (Huang, et al., 1999)

Se puede decir que todos los estudios posteriores se basan principalmente en la metodología de Keenan et al. <sup>?</sup>, como lo hizo Eames et al. <sup>1995</sup> donde se consideraron las irreversibilidades que se presentan en la tobera primaria, en la zona de mezcla y en el difusor. Este estudio se realizó para un eyector que opera a presión constante en el proceso de mezclado, pero sólo se consideró que el fluido primario presentaría bloqueo.

Un estudio posterior <sup>?</sup> consideró el proceso de *doble bloqueo* y realizó un estudio unidimensional del eyector considerando que el *doble bloqueo* se presentaría en la zona

de mezcla del eyector y a presión uniforme. Este modelo se verificó experimentalmente con 11 diferentes eyectores y utilizó R141b como fluido de trabajo. En estos modelos, las propiedades termo físicas y de transporte necesitan ser obtenidas a partir de una base de datos, lo que limita su aplicación; sin embargo los resultados fueron buenos.

Con la finalidad de analizar lo que sucede internamente en la zona de mezcla del eyector ? desarrollaron un modelo matemático diseñado para un eyector que funciona con R134a y con variaciones en su relación de flujo. Compararon su metodología con la de Eames et al. 1995 y obtuvieron resultados con diferencias del 6 %. Sin embargo utiliza valores arbitrarios de las eficiencias de la tobera primaria, de la zona de mezcla y del difusor del eyector; esto deja la incertidumbre del efecto que producen las eficiencias en el desempeño del eyector.

Todos los modelos anteriores se basan en la hipótesis de que el fluido se comporta como gas ideal y esto no refleja el proceso real que ocurre en el eyector. Por esta razón ? (?) tratando de hacer más real el estudio incluyeron en su análisis las pérdidas por fricción y le asignaron valores constantes. Como era de suponer la velocidad estaba ligada a las pérdidas por fricción lo que hizo que la velocidad bajara considerablemente.

Recientemente un modelo 1-D que considera el comportamiento como gas real fue propuesto ?, en este estudio se comparó el rendimiento del eyector con diferentes refrigerantes, sin embargo no pudieron hacer una validación experimental; la validación la hicieron realizando otro modelo con el concepto de estado metaestable y para establecer la frontera para región metaestable, introdujeron una curva espinodal. Finalmente compararon con datos experimentales concluyendo que su metodología presenta resultados muy cercanos a los de gas ideal. El aporte más importante en este estudio es que se demostró que no es necesario considerar al fluido refrigerante como gas real, pues es un análisis muy complicado y al final los resultados son muy similares a los de gas ideal.

## Metodología del eyector de vapor

En el presente análisis se asume que todo el proceso del área efectiva se presenta en la zona de área constante del eyector, de igual manera la mezcla de los fluidos se da a presión constante. A continuación se presentan las consideraciones tomadas para el diseño del eyector según ? (?). Las consideraciones presentadas a continuación son en referencia a la Figura C.3

- El fluido de trabajo es considerado un gas ideal con propiedades constantes de calor específico  $C_p$  y la relación de calores específicos  $\gamma = C_p/C_v$ . Una vez mezclados los dos fluidos estas propiedades se mantienen constantes.
- El flujo del eyector es estacionario y se considera unidimensional.
- La energía cinética y potencial antes de entrar al eyector y a la salida del difusor del eyector son despreciables.
- Para simplicidad del análisis, se considera que el flujo es isoentrópico, pero sabiendo que este no es un proceso ideal, se consideran los efectos de las pérdidas por fricción

en la zona de mezcla mediante el uso de algunos coeficientes introducidos en las relaciones isoentrópicas. Estos coeficientes están relacionados con el rendimiento isoentrópico.

- Los fluidos se mezclan en la zona de área constante y-y, lo que da como resultado que  $P_{p1} = P_{s1} = P_{m2} = P_1$  antes de que se presente la onda de choque en el punto s-s.
- Todo el proceso sufrido por los fluidos se da manera adiabática en las paredes del eyector.

Para realizar el análisis matemático se toma como referencia el eyector de la Figura C.3 donde se tiene una entrada de flujo primario en condiciones de estancamiento  $P_g = P_{g0}$  (presión de generación) y  $T_g = T_{g0}$  (temperatura de generación). Aplicando la ley de continuidad en la tobera de flujo supersónico y haciendo uso de las relaciones isoentrópicas y de gas ideal, se cumple la siguiente ecuación dinámica para determinar el flujo másico primario  $\dot{m}_p$  de la tobera.

$$\dot{m}_p = \frac{P_{g0} A_t}{\sqrt{T_{g0}}} \sqrt{\frac{\gamma_p}{R_p} \left( \frac{2}{\gamma_p + 1} \right)^{\frac{\gamma_p + 1}{\gamma_p - 1}} \sqrt{\eta_n}} \quad (C.1)$$

Donde  $\eta_n$  es un coeficiente de eficiencia isoentrópica para la tobera de flujo compresible,  $A_t$  es el área de la garganta de la tobera,  $\gamma_p$  es la relación de calores específicos para el fluido primario,  $R_p$  es la constante universal de gas ideal para el fluido primario.

Realizando un balance de energía en la tobera del eyector se puede conocer el número de mach del fluido primario en la salida de la tobera y utilizando las relaciones isoentrópicas para flujos compresibles, la ecuación (C.1) puede ser expresada en función del número de mach a la salida de la tobera,  $M_{p1}$ .

$$M_{p1} = \sqrt{\frac{2}{\gamma_p - 1} \frac{\eta_n \left[ 1 - \left( \frac{P_1}{P_{g0}} \right)^{\frac{\gamma_p - 1}{\gamma_p}} \right]}{1 - \eta_n \left[ 1 - \left( \frac{P_1}{P_{g0}} \right)^{\frac{\gamma_p - 1}{\gamma_p}} \right]}} \quad (C.2)$$

Donde  $P_1$  es la presión del fluido primario a la salida de la tobera supersónica. El flujo primario  $\dot{m}_p$  en función del número de mach  $M_{p1}$  se puede expresar como se muestra enseguida.

$$f_1(\gamma, M) = M \sqrt{\left( 1 + \frac{\gamma - 1}{2} M^2 \right)} \quad (C.3)$$

$$\dot{m}_p = \frac{P_{g0} A_t}{\sqrt{R_p T_{g0}}} f_1(\gamma_p, M_{p1}) \quad (C.4)$$

Se sabe que el flujo de la tobera debe de ser supersónico, por lo que  $M_{p1} > 1$ . El fluido secundario o de baja presión, a la entrada del eyector, se considera en condiciones de estancamiento  $P_e = P_{e0}$  y  $T_e = T_{e0}$ . Haciendo un balance de energía en la sección  $e-1$  y utilizando las relaciones isoentrópicas para flujo compresible; la velocidad que lleva el fluido secundario en términos del número de mach  $M_{s1}$  para el punto 1 de la Figura C.3 se muestra enseguida.

$$M_{s1} = \sqrt{\frac{2}{\gamma_s - 1} \left[ \left( \frac{P_1}{P_{e0}} \right)^{-\frac{\gamma_s - 1}{\gamma_s}} - 1 \right]} \quad (\text{C.5})$$

Donde  $\gamma_s$  es la relación de calores específicos del fluido secundario a la temperatura de estancamiento  $\gamma_s = C_{p_s}/C_{v_s}$ . En la sección  $m-m$  de la Figura C.3 se considera que los fluidos se encuentran perfectamente mezclados y ambos fluidos presentarán una onda de choque en el punto  $s$ .

Aplicando un balance de energía en la zona  $m-s$  del eyector, la ecuación de momentum y la ecuación de continuidad, es posible determinar la velocidad del fluido expresado en la zona  $2-m$  en términos del número de mach  $M_{m2}$  y se muestra enseguida. Sabiendo que  $\gamma_m$  es la relación de calores específicos para los fluidos mezclados,  $T_{p1}$  y  $T_{s1}$  son la temperaturas del fluidos primario y secundario, respectivamente, en el punto 1 del eyector. La constante universal de gas ideal para el fluido secundario y para la mezcla de los fluidos se representa por  $R_s$  y  $R_m$  respectivamente. En la sección  $m-m$  de la zona de área constante del eyector, el flujo aún no experimenta la onda de choque normal por lo que  $M_{m2} > 1$ .

$$M_{m2} = \frac{\xi}{\psi} \sqrt{1 - \frac{\gamma_m - 1}{2} \left( \frac{\xi}{\psi} \right)^2} \quad (\text{C.6})$$

Donde:

$$\xi = M_{p1} + \omega M_{s1} \left( \frac{\gamma_s}{\gamma_p} \right)^{1/2} \left( \frac{R_s}{R_p} \right)^{1/2} \left( \frac{T_{s1}}{T_{p1}} \right)^{1/2} \quad (\text{C.7})$$

$$\psi = (1 + \omega) \left( \frac{\gamma_m}{\gamma_p} \right)^{1/2} \left( \frac{R_m}{R_p} \right)^{1/2} \left( \frac{T_{m0}}{T_{p0}} \right)^{1/2} \left( \frac{P_{p0}}{P_1} \right)^{\frac{\gamma_p - 1}{2\gamma_p}} \quad (\text{C.8})$$

Haciendo uso de las relaciones isoentrópicas de flujo compresible, que se muestran enseguida, es posible determinar la relación de calores específicos para la mezcla de los fluidos  $\gamma_m$  y las relaciones de temperatura siguientes.

$$\gamma_m = \frac{\frac{\gamma_p}{\gamma_p - 1} + \frac{\gamma_s}{\gamma_s - 1} \frac{R_s}{R_p} \omega}{\frac{1}{\gamma_p - 1} + \frac{1}{\gamma_s - 1} \frac{R_s}{R_p} \omega} \quad (\text{C.9})$$

$$\frac{T_{m0}}{T_{p0}} = \frac{\frac{\gamma_p}{\gamma_p - 1} + \frac{\gamma_s}{\gamma_s - 1} \frac{R_s}{R_p} \frac{T_{s0}}{T_{p0}} \omega}{\frac{\gamma_p}{\gamma_p - 1} + \frac{\gamma_s}{\gamma_s - 1} \frac{R_s}{R_p} \omega} \quad (\text{C.10})$$

$$\frac{T_{s1}}{T_{p1}} = \frac{T_{s0}}{T_{p0}} \left( \frac{P_{p0}}{P_1} \right)^{\frac{\gamma_p-1}{\gamma_p}} \left( \frac{P_{s0}}{P_1} \right)^{-\frac{\gamma_s-1}{\gamma_s}} \quad (C.11)$$

Entre los puntos  $m-3$  se presentará la onda de choque normal, lo que hace que se pierda velocidad hasta llegar a una velocidad subsónica ocasionando así un incremento en la presión del fluido, esto condiciona a que  $M_3 < 1$ . Realizando un balance de energía en el el zona  $m-3$  y haciendo uso de las relaciones isoentrópicas de la teoría de flujo compresible  $M_3$  se expresa de la siguiente manera:

$$M_3^2 = \frac{M_{m2}^2 + \frac{2}{\gamma_m-1}}{\frac{2\gamma_m}{\gamma_m-1} M_{m2}^2 - 1} \quad (C.12)$$

Para un difusor subsónico se puede calcular la relación de compresión aplicando la teoría de flujo compresible y utilizando las relaciones isoentrópicas donde  $P_{40}$  es la presión de salida del eyector,  $\eta_d$  es la eficiencia isoentrópica del difusor del eyector y  $P_{m3}$  es la presión del fluido en la zona  $m-3$ ; se puede determinar la  $P_{40}$ .

$$\frac{P_{40}}{P_{m3}} = \left[ 1 + \eta_d \frac{\gamma_m - 1}{2} M_3^2 \right]^{\frac{\gamma_m}{\gamma_m-1}} \quad (C.13)$$

De modo similar aplicando la teoría de flujo compresible y utilizando las relaciones isoentrópicas se puede determinar la relación de presiones  $\frac{P_{m3}}{P_{m2}}$  de la zona  $2-m$  y  $m-3$  del eyector esta relación de presiones nos indica si efectivamente se desarrolló la onda de choque en la zona de mezcla del eyector. Donde  $P_{m2}$  es la presión en la zona  $2-m$ .

$$\frac{P_{m3}}{P_{m2}} = \frac{2\gamma_m}{\gamma_m + 1} M_{m2}^2 - \frac{\gamma_m - 1}{\gamma_m + 1} \quad (C.14)$$

Haciendo uso de la ecuación de continuidad se puede calcular el flujo total de la mezcla a la salida del difusor del eyector  $m_m$  y la relación de fluido secundario respecto al flujo primario,  $\omega$ , se muestran enseguida.

$$m_s + m_p = m_m \quad (C.15)$$

$$\omega = \frac{m_s}{m_p} \quad (C.16)$$

Ahora, utilizando la ecuación de conservación de masa a través de la tobera y relacionando el área de la garganta de la tobera con el área del difusor de la tobera en el punto 1, se puede expresar la ecuación (C.4) según ? de la forma en que se muestra en la siguiente ecuación:

$$\frac{A_{1p}}{A_t} = \frac{\left( \frac{2}{\gamma_p+1} \right)^{\gamma_p+1/2(\gamma_p-1)}}{M_{1,p}} \left[ 1 - \frac{1}{\eta_p} + \frac{1}{\eta_p \left( 1 + \frac{\gamma_p-1}{2} M_{1,p}^2 \right)} \right]^{-(\gamma_p+1)/2(\gamma_p-1)} \quad (C.17)$$

Después de realizar los balances de energía en el punto 1 del eyector y aplicando las relaciones isoentrópicas según Chang *et al.*, Chang, se puede conocer la relación del área de flujo secundario respecto al área de flujo primario  $\frac{A_{1s}}{A_{1p}}$  y la relación de área constante con el área de flujo primario  $\frac{A_{m2}}{A_{1p}}$  como se puede ver en seguida.

$$\frac{A_{1s}}{A_{1p}} = \omega \sqrt{\frac{T_{1s} f_1(\gamma_p, M_p)}{T_{1p} f_1(\gamma_s, M_s)}} \quad (\text{C.18})$$

$$\frac{A_{m2}}{A_{1p}} = \sqrt{\frac{T_{1s} R_m f_1(\gamma_p, M_p)}{T_{1p} R_p f_1(\gamma_m, M_m)}} (1 + \omega) \quad (\text{C.19})$$

Haciendo uso de las relaciones de áreas mostradas en las ecuaciones (C.18) y (C.19) se puede conseguir la relación que existe entre el área de sección constante del eyector con el área de la garganta de la tobera  $\frac{A_{m2}}{A_t}$  como se muestra en seguida. Conociendo el área de la tobera se puede determinar finalmente el área de la zona de mezcla como se detalla a continuación.

$$\frac{A_{m2}}{A_t} = \frac{A_{m2}}{A_{p1}} \left( \frac{A_{p1}}{A_t} \right) \quad (\text{C.20})$$

$$A_{m2} = \frac{A_{m2}}{A_t} A_t \quad (\text{C.21})$$

Conociendo las relaciones anteriores, el área de la zona de mezcla y el área de la garganta de la tobera del eyector se pueden conocer las áreas  $A_{p1}$  y  $A_{s1}$ . Definiendo de buena manera la geometría del eyector.

En el presente estudio, la metodología propuesta para diseñar eyectores que trabajan a presión constante en la zona de mezcla es muy similar a la propuesta por ? (?) y ? (?); aquí se realiza un proceso iterativo en el cual se debe de proponer una presión  $P_1$  y realizar el siguiente diagrama de programación que se muestra en la Figura C.4. El diagrama de explica en seguida:

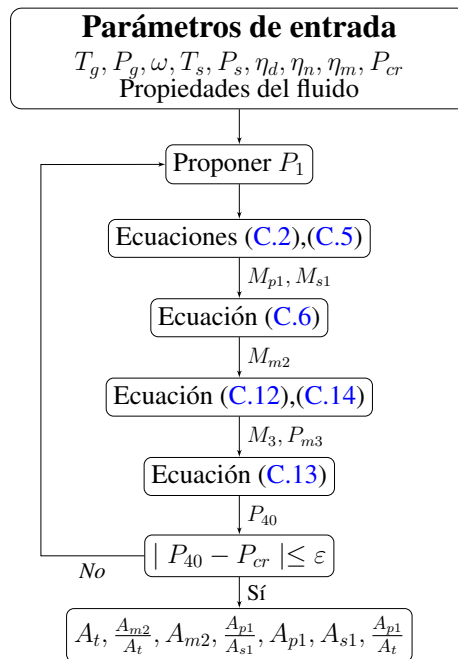


Figura C.4: Diagrama de programación para la determinación de  $P_{40}$  y las relaciones de área de un eyector.

- Debido a que el comportamiento del eyector depende de las características de cada tipo de fluido que se esté utilizando, es necesario ingresar éstas; así como las eficiencias, la relación de flujo y la presión crítica de condensación.
- Se determina el número de mach a la salida de la tobera primaria  $M_{p1}$  y la velocidad en términos del número de Mach  $M_{s1}$  para el fluido secundario en el punto 1 de la figura C.3. Para esto se utilizan las ecuaciones (C.2) y (C.5) respectivamente.
- Se calcula el número de Mach  $M_{m2}$ , antes de producirse la onda de choque, mediante la ecuación (C.6) y se obtiene  $M_{m3}$ , después de la onda de choque normal, haciendo uso de la ecuación (C.12). Ahora con la ecuación (C.14) se puede conocer la presión  $P_{m3}$  producida después de la onda de choque. Recordando que al tener un eyector que trabaja presión constante en la zona de mezcla  $P_{m2} = P_1$  donde  $P_1$  se propone en un principio.
- Finalmente se encuentra la presión a la salida del difusor del eyector con la ecuación (C.13). Ahora se compara ésta con la presión crítica de condensación  $P_{cr}$  donde se busca que sean iguales. Una vez determinada la presión  $P_{40}$  se encuentran las relaciones de áreas que nos indiquen la geometría del eyector.
- Es importante señalar que se busca que el eyector trabaje en el modo de "doble bloqueo" es por esta razón que  $P_{40} = P_{cr}$ , esta parte se explica claramente en la página 215 y en la Figura C.2. Otra consideración importante es que la presión  $P_1$  no puede ser menor que la presión  $P_s$ .

Tabla C.2: Comparación de resultados del eyector.

A3/At	A3/At (teórico)	error %	$P_g$ (kPa)	$P_e$ (kPa)	$P_c$ (kPa)	$\omega$
90	94.10	4.36	198.7	1.23	3.8	0.41
	93.45	3.70	232.3	1.23	4.2	0.31
	94.53	4.79	270.3	1.23	4.7	0.26
	93.52	3.76	313.3	1.23	5.3	0.2
	93.13	3.36	361.6	1.23	6	0.31

La metodología antes descrita se realizó utilizando el software MATLAB<sup>®</sup> versión 7.10.0.499. Se utilizó un método numérico por aproximaciones sucesivas el cual nos permite encontrar un valor de  $P_1$  de modo tal que  $P_{40} = P_{cr}$ . El método por aproximaciones sucesivas es de fácil programación además de ser un método que encuentra muy rápido la solución.

### Validación del modelado matemático

La validación de la metodología propuesta se llevó a cabo con los resultados experimentales de Eames et al. 1995. La comparación de los resultados se puede ver en la Tabla C.2, en donde se tiene una presión de evaporación fija  $P_e = 1.23$  [kPa] y se varían la relación de flujos, la presión de generación y la presión crítica de condensación para un eyector cuya relación de áreas del difusor respecto al área de la tobera es  $\frac{A_3}{A_t} = 90$ .

### Eyectores bifásicos

Una de las aplicaciones que tienen los eyectores es la de condensar un vapor que se encuentra a baja presión con la finalidad de llevarlo a un nivel superior de presión, el principio de funcionamiento nuevamente se basa en la conversión de la presión en velocidad. En la siguiente Figura C.5 se tiene la configuración de un eyector líquido-vapor típico, sin embargo, en el ámbito industrial es más común que se les llame exahustores.

### Metodología del eyector líquido-vapor

Haciendo uso de la Figura C.5 se tiene una corriente líquida entrante en el punto 19, se puede notar también que la forma de la tobera tiene diferencias con la de un eyector supersónico de vapor descrito con anterioridad. En los eyectores que utilizan líquido como fluido motriz la tobera es convergente. El fluido líquido entrante en el punto 19 pasa por la tobera convergente y es acelerado hasta una velocidad que puede llegar a los  $35$  m/s con lo que su presión va decreciendo. Esto se puede notar haciendo uso de la ecuación de la energía de Bernoulli (C.22), una vez que se le hacen las simplificaciones correspondientes y despreciando el efecto de la gravedad. Para calcular la entalpía y área de la corriente motriz en la salida de la tobera se hace uso de las siguientes ecuaciones C.23 y C.24 respectivamente.

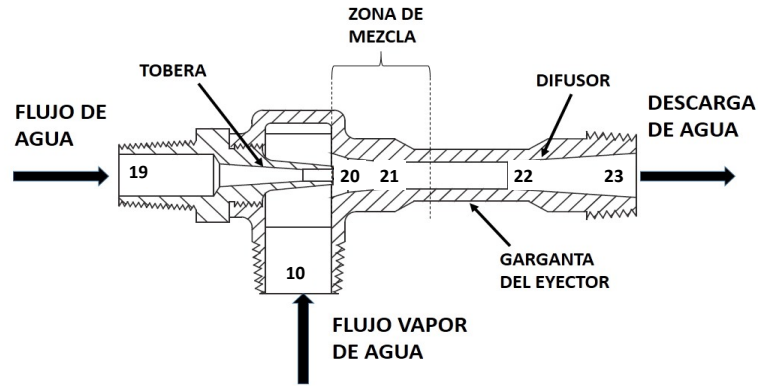


Figura C.5: Esquema del desarrollo del fluido de un eyector a presión constante.

$$1000 \cdot \eta_N (P_{19} - P_{20}) = \left( \frac{\rho_{19}}{2} \right) (V_{20}^2 - V_{19}^2) \quad (C.22)$$

$$m_{20} = \rho_{20} A_{20} V_{20} \quad (C.23)$$

$$h_{19} + \frac{V_{19}^2}{2} = h_{20} + \frac{V_{20}^2}{2} \quad (C.24)$$

El flujo secundario al ser un vapor puede considerarse como gas ideal ? con propiedades de  $C_p$  y  $\gamma$  constantes, donde  $R$  es la constante del gas.

$$\gamma = \frac{C_p}{C_v} \quad (C.25)$$

$$R = C_p - C_v \quad (C.26)$$

Aplicando la ley de gas ideal para el fluido secundario del eyector y haciendo uso de relaciones isoentrópicas es posible calcular la velocidad en términos del número de Mach de la corriente secundaria al pasar el punto 10 al 20 (C.27) y la temperatura en el punto 20 expresada en función del número de Mach (C.28). El área del flujo másico secundario mediante la siguiente ecuación (C.29). Se plantea  $\eta_s$  para considerar las pérdidas por fricción que presenta el fluido desde la entrada hasta la zona de mezcla.

$$\frac{P_{10}}{P_{20}} = \left( 1 + \left( \frac{\gamma - 1}{2} \right) M_{s20}^2 \right)^{\frac{\gamma}{\gamma - 1}} \quad (C.27)$$

$$\frac{T_{10}}{T_{s20}} = 1 + \left( \frac{\gamma - 1}{2} \right) M_{s20}^2 \quad (C.28)$$

$$m_{10} = \frac{P_{10}A_{10sy}}{\sqrt{T_{s20}}} \sqrt{\frac{\gamma}{R_{10}} \left(\frac{2}{\gamma-1}\right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma-1}} \sqrt{(\eta_s)}} \quad (\text{C.29})$$

El área que tendrán los dos fluidos un vez que se mezclen en la zona de mezcla del exahustor se plantea como se muestra en (C.30). En la zona de mezcla suceden dos fenómenos, el primero consiste en que el fluido primario puede llegar a bajar súbitamente su presión haciendo que se presente una evaporación parcial lo implica una disminución de la temperatura la cual puede llegar a ser inferior a la del flujo secundario; originando con esto que en el mezclado se presente una condensación del fluido secundario total o parcial. Las ecuaciones que rigen el mezclado se basan en los balances de masa (C.31), de cantidad de movimiento (C.34), (C.35) y de energía (C.36). Donde  $\eta_m$  representa la eficiencia isoentrópica de la sección de zona de mezclado.

$$A_{10sy} + A_{20} = A_{22} \quad (\text{C.30})$$

$$m_{20} + m_{10} = m_{22} \quad (\text{C.31})$$

$$a_{sy} = \sqrt{\gamma R T_{s20}} \quad (\text{C.32})$$

$$v_{s20} = M_{sy} a_{sy} \quad (\text{C.33})$$

$$\eta_m (m_{20} V_{20} + m_{10} V_{s20}) = (m_{20} + m_{10}) V_{22} \quad (\text{C.34})$$

$$m_{10} \left( h_{s20} + \frac{V_{s20}^2}{2} \right) + m_{20} \left( h_{20} + \frac{V_{20}^2}{2} \right) = m_{22} \left( h_{22} + \frac{V_{22}^2}{2} \right) \quad (\text{C.35})$$

$$m_{10} \left( C p_{s20} T_{s20} + \frac{V_{s20}^2}{2} \right) + m_{20} \left( C p_{20} T_{20} + \frac{V_{20}^2}{2} \right) = m_{22} \left( C p_{22} T_{22} + \frac{V_{22}^2}{2} \right) \quad (\text{C.36})$$

El fluido completamente mezclado atraviesa la zona de área constante o garganta del eyector donde sufrirá un pequeño bloqueo de la corriente produciendo una disminución en la velocidad y un aumento de la presión. Haciendo uso de la ecuación de la energía de Bernoulli se puede conocer el aumento de presión (C.37), donde  $\eta_m$  representa la eficiencia isoentrópica de la garganta del eyector.

$$P_{22} = P_{21} + \eta_m \frac{m_{20} V_{20} - m_{22} V_{22}}{2A_{22}} \quad (\text{C.37})$$

Una vez que el fluido ha sufrido una disminución en la velocidad, producida por el bloqueo, entra al difusor en donde al pasar de una sección de área pequeña a una más grande de manera súbita el fluido perderá velocidad obedeciendo a la ley de continuidad (C.38) y aumentará su presión según el principio de Bernoulli C.41. Haciendo uso de balances de

energía es posible determinar la temperatura y entalpía de la corrien total saliente del difusor del eyector como se puede ver en las ecuaciones (C.39) (C.40).

$$m_{23} = \rho_{22} A_{23} V_{23} \quad (C.38)$$

$$h_{22} + \frac{V_{22}^2}{2} = h_{23} + \frac{V_{23}^2}{2} \quad (C.39)$$

$$Cp_{22}T_{22} + \frac{V_{22}^2}{2} = Cp_{23}T_{23} + \frac{V_{23}^2}{2} \quad (C.40)$$

$$P_{23} = P_{22} + \eta_d 0.5 \rho_{22} (V_{22}^2 - V_{23}^2) \quad (C.41)$$

El procedimiento y orden al momento de resolver el modelado matemático es determinante para llegar a un buen resultado. En la siguiente figura C.6 se presenta el algoritmo de programación para resolver el modelado matemático de los eyectores bifásicos. En dicho diagrama, para un mejor entendimiento, se incluyeron en los procedimientos cuales ecuaciones deben de usarse y cuál es la variable que se espera obtener. También la estructura que presenta el diagrama permite hacer la programación del método numérico que presente mejor convergencia. Es recomendable utilizar el método numérico de Newton-Rapson para la resolución de los bloques de convergencia.

Consideraciones del modelo matemático:

- El fluido de trabajo es considerado un gas ideal con propiedades constantes de  $C_p$  y  $\gamma$ .
- El flujo del eyector es estacionario y en una dimensión.
- La energía cinética y potencial antes de entrar al eyector y a la salida del difusor del eyector son despreciables.
- Para simplicidad del análisis, se considera que el flujo es isoentrópico; pero sabiendo que éste no es un proceso ideal, se consideran los efectos de las pérdidas por fricción en la zona de mezcla mediante el uso de algunos coeficientes introducidos en las relaciones isoentrópicas. Estos coeficientes están relacionados con el rendimiento isoentrópico y debe ser determinado experimentalmente.
- Los fluidos se mezclan termianan de mezclarse en la zona de área constante, lo que da como resultado que  $P_{secundario} = P_{motriz}$  antes de que se presente el bloque.
- Todo el proceso sufrido por los fluidos se da manera adiabática en las paredes del eyector.

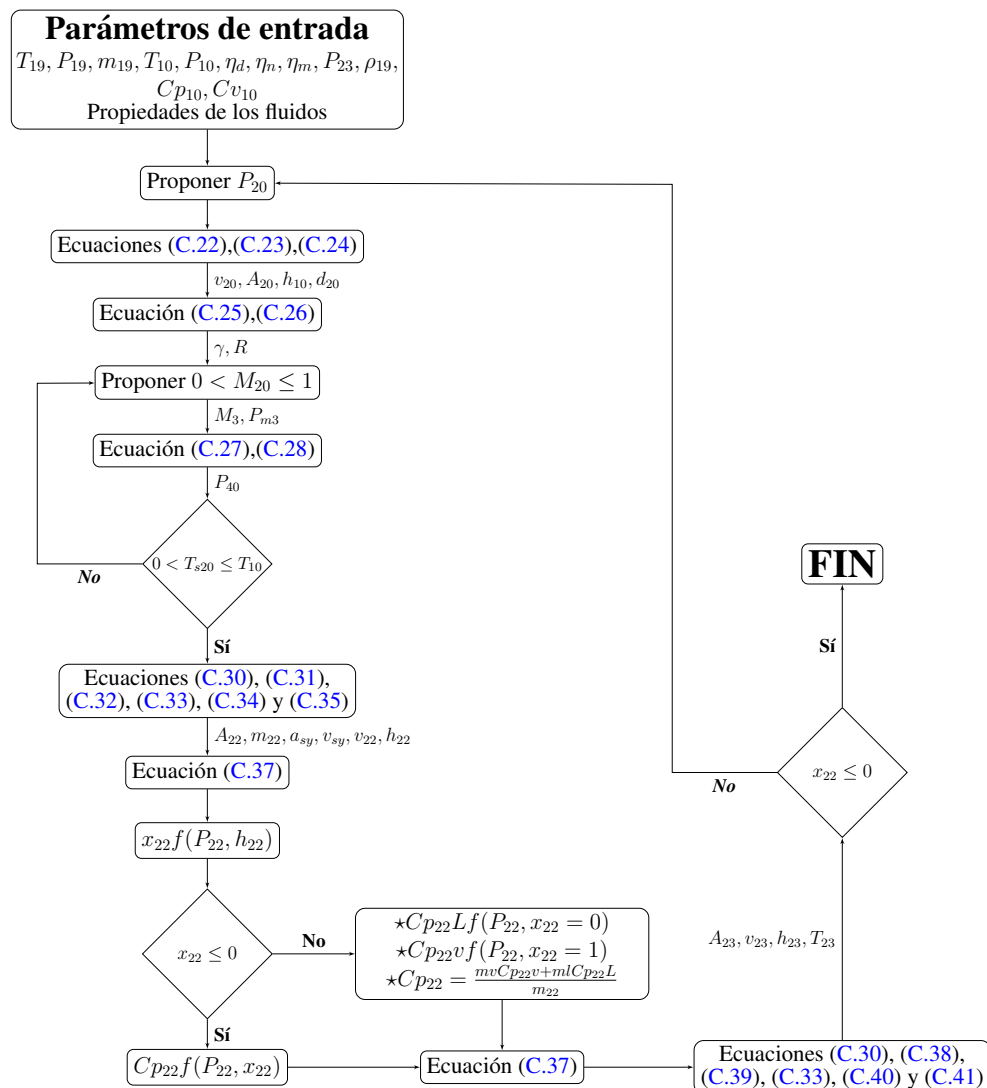


Figura C.6: Diagrama de programación para la determinación de  $P_{40}$  y las relaciones de área de un eyector.

## Resultados del modelo matemático del eyector líquido-vapor

El modelo matemático del exahustor (eyector líquido-vapor) se resuelve haciendo uso del software EES para el cálculo de propiedades termodinámicas. Se considera que el fluido motriz es agua y que el fluido secundario es vapor de agua. En la Tabla C.3 se muestran los resultados del modelo matemático, considerando que el fluido motriz tiene una temperatura de 33 °C y una presión de 160 kPa absolutos, mientras que el fluido secundario se encuentra con una temperatura 3.3 °C y una presión de 0.774. Resulta evidente que se demuestra teóricamente que con este tipo de eyectores es posible succionar un vapor frío en alto vacío y condensarlo con una corriente líquida, que aunque tiene mayor temperatura, los cambios de presión que sufre el fluido provoca la condensación del vapor frío. Con esta metodología es posible dimensionar el exahustor en cuanto a geometría se refiere, además de conocer las

principales propiedades termodinámicas en cada punto del eyector. Sin embargo, se debe hacer la experimentación correspondiente para validar el fenómeno.

Tabla C.3: Resultados del modelo matemático del eyector.

Puntos	$h_i$ [kJ/kg]	$P_i$ [kPa]	$T_i$ [C]	$x_i$	$d_i$ [m]	$m_i$ [kg/sec]	$v_i$ [m/s]
10	2507	0.774	3.3	100		0.0069	
19	138.4	160	33	-100	0.0254	0.0138	0
20	2.273	0.74	0.5477	-100	0.001035	0.0138	16.5
21	0.9451	0.74	0.2334	-100	0.01452	0.0069	3.386
22	41.34	37.23	6.72	0.005271	0.01456	0.0207	10.31
23	69.41	71.65	11.28	-100	0.0508	0.0207	7.079