

**DIMENSIONAMIENTO Y SIMULACIÓN DE UN SISTEMA SOLAR TÉRMICO
TIPO FRESNEL PARA LA DESALINIZACIÓN DE AGUA DE MAR UBICADO EN
EL DEPARTAMENTO DE LA GUAJIRA.**

**HERNÁN DARÍO PEDRAZA CORZO
DIANA MARCELA VESGA GÓMEZ**

**UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE BUCARAMANGA
PROGRAMA DE INGENIERÍA EN ENERGÍA
FACULTAD DE INGENIERÍAS
BUCARAMANGA
2019**

**DIMENSIONAMIENTO Y SIMULACIÓN DE UN SISTEMA SOLAR TÉRMICO
TIPO FRESNEL PARA LA DESALINIZACIÓN DE AGUA DE MAR UBICADO EN
EL DEPARTAMENTO DE LA GUAJIRA.**

**HERNÁN DARÍO PEDRAZA CORZO
DIANA MARCELA VESGA GÓMEZ**

**Trabajo de grado presentado como requisito para optar al título de
INGENIEROS EN ENERGÍA**

**Director: Dr. LUIS SEBASTIÁN MENDOZA CASTELLANOS
Codirectores: Dr. ANA LISBETH GALINDO NOGUERA
Dr. ALEXANDER MENESES JÁCOME**

**UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE BUCARAMANGA
PROGRAMA DE INGENIERÍA EN ENERGÍA
FACULTAD DE INGENIERÍAS
BUCARAMANGA**

2019

Nota de aceptación:

Firma del Director

Firma del Calificador

Firma del Calificador

Bucaramanga, 9 de diciembre de 2019.

AGRADECIMIENTOS

En primer lugar, agradezco a Dios, por darme la paciencia y sabiduría para culminar este proyecto.

A mi compañero y amigo Hernán Darío Pedraza por emprender y desarrollar este proyecto conmigo, por su paciencia y dedicación para conmigo.

Al Ph.D Luis Sebastián Mendoza por brindarnos su tiempo y conocimiento para poder cumplir con el desarrollo de la tesis.

A la Ph.D Ana Lisbeth Galindo por brindarnos su apoyo colaboración y conocimientos.

Y a todos los profesores que participaron en mi formación.

DIANA MARCELA VESGA GOMEZ

Gracias al creador, por darme paciencia y serenidad para culminar este proyecto.

Agradezco al Ph.D Luis Sebastián Mendoza y Ana Lisbeth Galindo por la dedicación y tiempo que nos dieron para culminar el proyecto.

A mis amigos por vivir esta etapa conmigo y apoyarme.

HERNAN DARJO PEDRAZA CORZO

DEDICATORIA

A mi madre quiero dedicarle esta meta y darle las gracias desde mi alma por no dejar de apoyarme ni un solo segundo en mi vida, todo esto es gracias a ti y para ti, a mi hermano por brindarme su apoyo y su compañía, y a toda mi familia por estar presente en este proceso.

A mi novio por acompañarme siempre y brindarme su cariño y comprensión.

DIANA MARCELA VESGA GOMEZ

A mis padres por acompañarme cada día y por ser un ejemplo a seguir, a mis hermanos por alegrar mi vida y brindarme su amor.

HERNAN DARIO PEDRAZA CORZO

CONTENIDO

INTRODUCCIÓN	12
JUSTIFICACIÓN	12
1. MARCO REFERENCIAL	13
1.1 MARCO CONCEPTUAL.....	13
1.1.1 MAR CARIBE.....	13
1.1.2 DESALINIZACIÓN	14
1.1.3 EVAPORACIÓN INSTANTÁNEA DE MÚLTIPLES ETAPAS (MSF)	15
1.1.4 RECURSO SOLAR.....	19
1.1.5 CICLO RANKINE	20
1.1.6 COLECTOR SOLAR FRESNEL	21
1.1.6.1 Componentes de los CLF	22
1.1.6.2 Descripción General del Proceso	23
1.2 ESTADO DEL ARTE	24
1.3 MARCO LEGAL.....	26
2. OBJETIVOS.....	27
2.1 OBJETIVO GENERAL	27
2.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS	27
3. METODOLOGÍA.....	28
3.1. FASE UNO: CARACTERIZACIÓN DE LAS TECNOLOGÍAS	28
3.2. FASE DOS: CÁLCULOS TERMODINÁMICOS Y ÓPTICOS	28
3.3. FASE TRES: VALIDACIÓN Y SIMULACIÓN	28
3.4. FASE CUATRO: DETERMINACIÓN DE LA VIABILIDAD TÉCNICA DEL SISTEMA.....	28
4. DESARROLLO	29
4.1. SISTEMA DE DESALINIZACIÓN MSF	29
4.1.1. Balance general de masa	31
4.1.2. Perfil de temperatura para las etapas y tubos condensadores	32
4.1.3. Balance de masa y sal para cada etapa	34
4.1.4. Dimensiones de la etapa flash	37

4.1.5.	Área de transferencia de calor en los condensadores	39
4.1.6.	Parámetros de rendimiento de la planta MSF	40
4.1.7.	Calculo potencia de la bomba	40
4.2.	CICLO RANKINE	42
4.2.1.	Análisis de energía en ciclo Rankine sencillo	42
4.2.2.	Análisis de energía en ciclo Rankine con cogeneración	44
4.3.	CAMPO SOLAR FRESNEL	47
4.3.1.	Ángulos Solares.....	47
4.3.2.	Separación de los Espejos.....	48
4.3.3.	Efecto Sombra	51
4.3.4.	Modelo térmico del campo solar Fresnel	53
4.4.	Cálculo del costo del agua destilada TWP	58
5.	RESULTADOS	59
6.	CONCLUSIONES	68
7.	RECOMENDACIONES.....	69
	REFERENCIAS.....	69
	ANEXOS	74
	Anexo A. PROPIEDADES TERMOFÍSICAS DEL THERMINOL VP-1.....	74
	Anexo B. CATALOGO DEL TUBO RECEPTO SCHOTT PTR-70	78
	Anexo C. RESULTADOS DE LAS SIMULACIONES	80

LISTA DE ILUSTRACIONES

Ilustración 1. Variabilidad estacional de la temperatura superficial del mar caribe.	13
Ilustración 2. Variabilidad estacional de la salinidad del mar Caribe	14
Ilustración 3. Categorías de la desalinización	15
Ilustración 4. Participación de plantas desaladoras operacionales	16
Ilustración 5. Componentes de un sistema MSF con una etapa flash.....	17
Ilustración 6. Configuración de los tubos; a) Configuración tubo transversal; b) Configuración de tubo largo.	19
Ilustración 7. Potencial solar de La Guajira	20
Ilustración 8. Brillo solar para La Guajira.....	20
Ilustración 9. Planta de cogeneración con cargas	21
Ilustración 10. Planta termosolar Fresnel puerto errado 2, España.....	22
Ilustración 11. Componentes de un colector solar Fresnel.....	23
Ilustración 12. Sistema propuesto	29
Ilustración 13. Esquema MSF con mezcla de salmuera.....	31
Ilustración 14. Cámara de mezclado	33
Ilustración 15. Perfil de temperatura en el condensador	36
Ilustración 16. Altura de la compuerta	38
Ilustración 17. Diagrama de flujo del modelo de la MSF.	41
Ilustración 18. Ciclo Rankine sencillo, a) elementos del ciclo, b) diagrama T-s	42
Ilustración 19. Ciclo Rankine con cogeneración, a) elementos del ciclo, b) diagrama T-s	44
Ilustración 20. Perfil de temperatura en el evaporador.....	46
Ilustración 21. Distancia entre espejos en función del ángulo de perfil.	50
Ilustración 22. Sombra proyectada sobre los espejos.	51
Ilustración 23. Ángulo modificador de incidencia.....	52
Ilustración 24. Diagrama de flujo.	53
Ilustración 25. Diagrama de flujo.	57
Ilustración 26. Comportamiento de sA en función de T_o	59
Ilustración 27. Comportamiento de PR en función de T_o	59
Ilustración 28. Comportamiento de la potencia de la turbina y PR en función de T_o	60
Ilustración 29. comportamiento del calor en el evaporador en función de T_o	61
Ilustración 30. Comportamiento de las eficiencias del ciclo.	62
Ilustración 31. Área del campo Fresnel y calor en el evaporador en función de T_o	62

LISTA DE TABLAS

Tabla 1. Propiedades de los tubos en el condensador.....	17
Tabla 2. Comparación entre las tecnologías colector lineal Fresnel (CLF) y colector cilindro parabólico (CCP)	24
Tabla 3. Información de una planta MSF con capacidad de 6 MIGP	25
Tabla 4. Resultados de la simulación.....	25
Tabla 5. Variables del sistema de desalinización MSF	31
Tabla 6. Parámetros de diseño del colector.	47
El modelo térmico se desarrolló para evaluar el comportamiento energético en el tubo receptor, para esto se deben realizar balances de energía y masa que describan dicho comportamiento, hallando las ganancias y pérdidas de calor en el sistema. El modelo necesita parámetros de diseño mostrados en la tabla 7.	53
Tabla 8. Parámetros de diseño	54
Tabla 9. Parámetros para el cálculo del TWP	58
Tabla 10. Ecuaciones del cálculo del TWP	58
Tabla 11. Porcentaje de destilado en la primera y última etapa.....	60
Tabla 12. Simulación variando T_f para caso de estudio y caso 1, 2 y 3.....	63
Tabla 13. Simulación variando H para caso de estudio y caso 1, 2 y 3.	65
<i>Tabla 14. Validación del modelo Fresnel</i>	66
Tabla 15. Validación del modelo MSF.....	66
Tabla 16. Costo del agua desalinizada y carrotanque.....	67

NOMENCLATURA

δ	Declinación [°]	\dot{m}	Flujo másico [kg/s]
ω	Ángulo horario [°]	t	Temperatura de salida en los condensadores
H_s	Hora solar	y	Relación de calor sensible y latente
L_C	Corrección de longitud	λ	Calor latente
ET	Ecuación del tiempo [min]	W	Potencia [kW]
θ_Z	Ángulo cenital [°]	L	Longitud [m]
α_s	Ángulo de altitud solar [°]	BPE	Elevación del punto de ebullición
γ_s	Ángulo de azimut solar [°]	NEA	Delta de temperatura de la salmuera en cada etapa
θ_p	Ángulo de perfil solar [°]	PR	Rendimiento de la planta
θ_T	Ángulo transversal [°]	H	Perdidas
θ_L	Ángulo longitudinal [°]	f	Factor de fricción
h	Altura del receptor [m]		
Q_n	Distancia del primer espejo [m]		
P_n	Distancia centro a centro entre los espejos [m]		
A	Área [m ²]		
η_{sombra}	Factor sombra	Subíndices	
IAM	Modificador del ángulo de incidencia	oil	Fluido de transferencia de calor
η	Eficiencia	$Loss$	Perdidas
C_p	Calor específico [kJ/kg·K]	in	Entrada
ν	Viscosidad cinemática [m ² /s]	out	salida
k	Conductividad térmica [W/m·C]	avg	Promedio entre entrada y salida ambiente
μ	Viscosidad dinámica	a	ambiente
Pr	Número Prandtl	r	Reciclado
V	Velocidad [m ² /s]	d	Destilado
Re	Número de Reynolds	opt	Óptica
Nu	Número Nusselt	$term$	Térmica
h_{fi}	Coefficiente de transferencia	f_t	Turbina
U	Coefficiente de pérdidas	f	mar
T	Temperatura [°C]	b	salmuera
DNI	Radiación directa [W/m ²]	eta	etapas
Q	Calor [Kw]	app	Punto pinch en el aceite
S	Salinidad [ppm]	opp	Punto pinch en el agua
HG	Altura de compuerta [m]	A	Área específica
		B	Bomba

RESUMEN

El presente trabajo tiene como objetivo dimensionar y simular una planta solar térmica para desalinizar agua de mar. El sistema que se desarrolló está basado en tres tecnologías, destilación con múltiples etapas (MSF), ciclo Rankine con cogeneración y un sistema solar térmico tipo Fresnel. Los modelos matemáticos del sistema solar térmico, del ciclo Rankine con cogeneración y del proceso de desalinización fueron modelados matemáticamente, para cumplir con el parámetro de diseño más importante el cual es que la planta desalinice 1285,2 [m³/día], este valor fue determinado por la población objetivo que es la mitad de la población indígena de la Guajira, Colombia. La MSF fue el sistema de partida para el dimensionamiento del campo solar y del sistema en general. Los modelos matemáticos del sistema acoplados resuelven las ecuaciones óptico geométricas, balance de masa y energía, con el fin de caracterizar y analizar el comportamiento con parámetros de diseño establecidos. La simulación de la planta se realizó en el software MATLAB para determinar las variables críticas del sistema, los modelos fueron validados con artículos científicos encontrados en la revisión bibliográfica. Se examinó el modelo acoplado mediante un estudio paramétrico en donde se variaron varios aspectos tales como temperatura, salinidad y hora del día.

Finalmente, los resultados obtenidos bajo los parámetros de diseño fueron un área de campo solar de 56496,5 m² equivalente a 5,23 campo de futbol FIFA, eficiencia óptica y térmica de 65, 3 y 37,1 % respectivamente, la potencia de la bomba en el sistema Fresnel es de 36,6 kW, en la MSF se obtuvo un rendimiento de planta de 13,087%, un flujo másico de agua de mar de 147,6318 kg/s, el trabajo de la bomba en la MSF es de 68,27 kW y en cuanto al ciclo Rankine la potencia de las bombas es 4,575 kW, la potencia neta del sistema es de 1833,4 kW y una eficiencia eléctrica y térmica del 13,6 y 78,1% respectivamente, en cuanto al costo de agua destilada se obtuvo un valor de 2,1339 \$/m³.

INTRODUCCIÓN

En las últimas décadas el aumento de la demanda mundial de agua ha producido el agotamiento de este recurso hídrico, esto ha causado preocupaciones sociales y ambientales, por lo tanto, se considera un problema importante en muchas partes del mundo, el cual ha generado enormes tensiones tanto en la calidad como en la cantidad de los recursos hídricos naturales [1], esto ha llevado a que se planteen proyectos que den solución a esta problemática, para ello es crucial tener en cuenta la variedad de tecnologías que se han desarrollado en el mundo para dar solución a este problema, una estrategia efectiva es la desalinización de agua de mar acoplada a otros sistemas, como pueden ser las energías renovables. La desalinización térmica, incluye las tecnologías de múltiples etapas flash (MSF), destilación de múltiples efectos (MED) y MED con compresión de vapor térmico (MED-TVC) son las tecnologías que dominan la industria de la desalinización en los países del Medio oriente. Además, el mercado de tecnología de membrana de ósmosis inversa (RO) también está creciendo, debido a su alta eficiencia energética [2]. La MSF se basa en el principio de la destilación, a través de cámaras de varias etapas donde la presión se reduce repentinamente en cada etapa, esta tecnología requiere un alto consumo de energía térmica [3]. Esta tecnología ha experimentado mejoras en las últimas décadas que resultaron en un aumento masivo de su uso con alrededor del 60% de la desalinización global y casi el 80% de la desalinización en la región del Medio Oriente, la MSF se caracteriza por su alta confiabilidad y facilidad de operación [4].

La demanda de agua dulce aumenta proporcional al crecimiento de la población y esto afecta directamente el problema de la escasez, consecuentemente, el uso y construcción de plantas de desalinización es necesario para sostener la demanda del recurso, lo que a su vez incrementa el uso de energía y combustible, estos factores conducirán a acoplar sistemas de desalinización impulsada por energía solar como una posible solución a este problema [5]. El empleo de energía solar concentrada (CSP) para impulsar los sistemas de desalinización se ha considerado como una opción altamente viable y atractiva para suministrar de manera sostenible la energía requerida. Las plantas de CSP generan calor a alta temperatura que puede utilizarse para producir electricidad a través de ciclos de energía o para cumplir con los requisitos de calor para diferentes aplicaciones, como los sistemas de desalinización de agua [6].

La energía solar concentrada (CSP) es la que se genera al calentar un fluido utilizando concentradores y espejos. España y Estados Unidos son los mayores productores de CSP con más de 4 GW instalados [7]. Los Colectores lineales Fresnel (CLF) está compuesto por largas filas de espejos planos o ligeramente curvados para reflejar los rayos solares en un receptor lineal orientado hacia abajo. El receptor es una estructura fija montada sobre una torre encima y a lo largo de los reflectores lineales. Los reflectores son espejos que pueden seguir al sol en un régimen de eje único o doble. La principal ventaja de los sistemas CLF es su diseño simple de espejos y receptores fijos, los cuales requieren menores costos de inversión y facilita la generación directa de vapor. Sin embargo, las plantas LFR son menos eficientes que PTC y SPT para convertir la energía solar en electricidad. Además, es más difícil incorporar capacidad de almacenamiento en su diseño [8].

En esta tesis se desarrollarán modelos matemáticos para dimensionar y simular una planta de desalinización, que está compuesta por tres tecnologías las cuales son: una MSF, un ciclo Rankine con cogeneración y un sistema solar térmico tipo Fresnel.

JUSTIFICACIÓN

La escasez de agua afecta a más del 40 por ciento de la población mundial, una cifra alarmante que probablemente crecerá con el aumento de las temperaturas globales producto del cambio climático [9].

Con el fin de darle solución a este problema, hemos desarrollado una propuesta para desalinizar agua de mar acoplándola a un sistema solar térmico tipo Fresnel con un ciclo Rankine de cogeneración. Teniendo en cuenta el artículo 366 que establece que *“El bienestar general y el mejoramiento de la calidad de vida de la población son finalidades sociales del Estado. Será objetivo fundamental de su actividad la solución de las necesidades insatisfechas de salud, de educación, de saneamiento ambiental y de agua potable”* y el artículo 31, el cual decreta que las corporaciones autónomas regionales (CAR) tienen que *“Promover y ejecutar programas de abastecimiento de agua a las comunidades indígenas y negras tradicionalmente asentadas en el área de su jurisdicción en coordinación con las autoridades competentes”*, dicho esto, es claro que las políticas del país están priorizando el suministro de agua potable, porque es un recurso primordial para la vida y es importante desarrollar proyectos que garanticen una solución [10].

Este proyecto está alineado con el sexto objetivo de desarrollo sostenible (ODS) que busca *“garantizar el acceso universal al agua potable segura y asequible para todos en 2030, es necesario realizar inversiones adecuadas en infraestructura, proporcionar instalaciones sanitarias y fomentar prácticas de higiene”* [11], en base a todo lo mencionado podemos afirmar que el proyecto es fundamental para mejorar la calidad de vida de la población objetivo y aporta bases ingenieriles para proyectos futuros, además está alineado con los criterios de la constitución política de Colombia y alcanza políticas internacionales.

1. MARCO REFERENCIAL

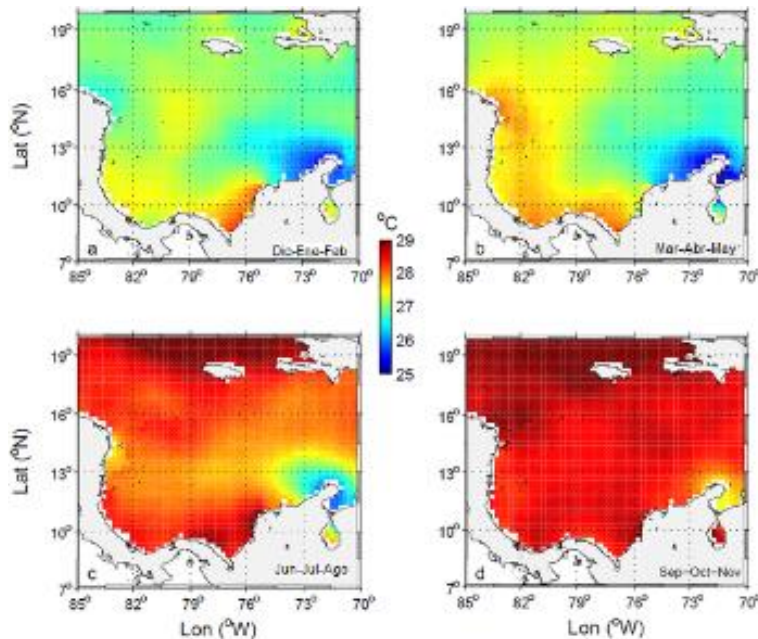
1.1 MARCO CONCEPTUAL

Los términos necesarios para comprender el desarrollo de este trabajo se presentan a continuación.

1.1.1 MAR CARIBE

Las características fisicoquímicas del mar caribe como: la temperatura superficial del agua y la salinidad, varían de acuerdo a las estaciones y cambios del clima; estas variables son utilizadas como parámetros de diseño en las tecnologías de desalinización. La ilustración 1, presenta el perfil de la temperatura superficial del agua de mar, para este trabajo se toma el promedio anual de la temperatura superficial para la península de La Guajira establecida en 26°C.

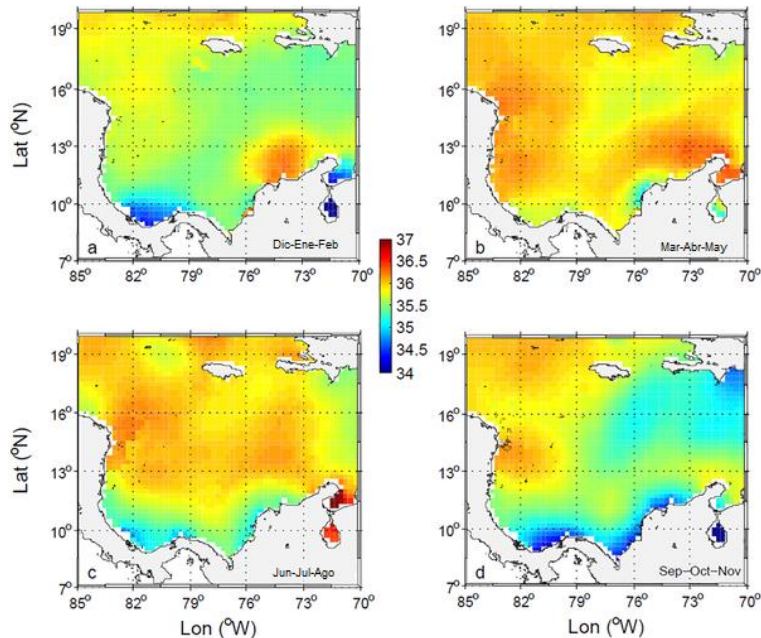
Ilustración 1. Variabilidad estacional de la temperatura superficial del mar caribe



Fuente: Datos climatológicos de WOA13 [12].

La ilustración 2, presenta el perfil anual de la salinidad del agua para el mar caribe, para efectos de cálculo en el modelo matemático propuesto se toma como referencia una salinidad 36 g/kg o 36000 ppm.

Ilustración 2. Variabilidad estacional de la salinidad del mar Caribe



Fuente: Datos climatológicos de WOA13 [12].

1.1.2 DESALINIZACIÓN

“El proceso de separar las sales del agua se llama desalinización y a las aguas continentales con sales disueltas en general se les llama salobres. El nombre de desalación se aplica al proceso de separar las sales del agua, tanto del mar como de las aguas salobres” [13].

“La desalación es el proceso de separación de minerales disueltos (sales) y otras sustancias indeseables contenidas en las aguas salobres o marinas, para convertirlas en agua adecuada para el consumo humano, agua apta para uso industrial o agrícola” [14]. La ilustración 3, muestra las categorías y métodos para la desalinización de agua de mar, la ruta que se aprecia de diferente color muestra la tecnología a utilizar en este trabajo.

Ilustración 3. Categorías de la desalinización



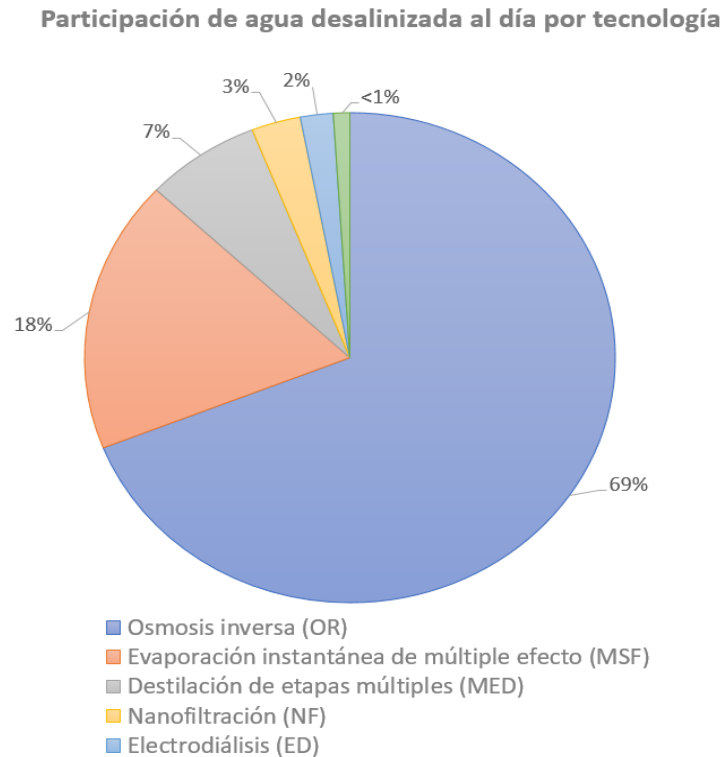
Fuente: Alsaman, Askalany, 2016 [15].

1.1.3 EVAPORACIÓN INSTANTÁNEA DE MÚLTIPLES ETAPAS (MSF)

La tecnología de desalinización de agua de mar MSF, por sus siglas en inglés: *Multi-Stage Flash*. Fue implementada en la década de 1960, desde ese entonces es la tecnología del subgrupo térmico más implementada para retirar las sales del agua de mar. En 1997, la capacidad instalada total de las plantas de MSF en los países del Consejo de Cooperación del Golfo (CCG) alcanzó casi el 81% de la capacidad instalada total en el mundo [16].

En el 2018 el número de plantas operativas de desalinización por ósmosis inversa fueron de 13.446 y de MSF de 343, sin embargo, las plantas MSF poseen una mayor capacidad de suministrar agua fresca. Como se puede ver en la ilustración cuatro la participación de la tecnología MSF es de un 18%, esto equivale a más de 17 millones de metros cúbicos desalados por día de los 95,37 millones m³/día a nivel mundial [16].

Ilustración 4. Participación de plantas desaladoras operacionales



Fuente: Jones, Qadir, 2019 [16].

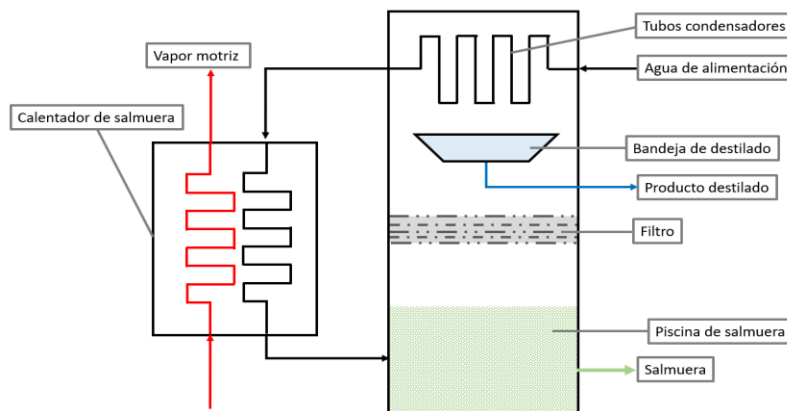
La evaporación instantánea de múltiples etapas (*Multi-Stage Flash*, MSF) consiste en evaporar agua de mar o salobre a través de cámaras flash, que se encuentran a una presión menor que la presión de saturación correspondiente a la temperatura de operación [17].

A continuación, es descrito el proceso de desalinización en una etapa MSF mostrada en la ilustración 5 [17]:

- Inicialmente el agua a desalinizar es ingresada por la sección de recuperación de calor, (precalentador/condensador).
- Los tubos de los condensadores absorben el calor latente del vapor formado en la cámara, por lo tanto, el vapor se condensa y es recolectado en las bandejas de destilado.
- La sección de calentamiento (calentador de salmuera), produce un aumento de temperatura debido al aprovechamiento del calor residual de algún proceso térmico.
- El agua al entrar en la primera etapa, (que se encuentra en una presión menor) se expande súbitamente, evaporándose y por efecto de la gravedad el agua con mayor concentración de sales denominada salmuera, queda en el depósito de la cámara (piscina de salmuera).
- El proceso es continuo por el número de cámaras dispuestas en el sistema MFS.

- f. La función del filtro es evitar que el vapor arrastre sales o microgotas producidas en el burbujeo de la piscina de salmuera ocasionado por el proceso flash.
- g. La pureza final del agua dulce depende de la relación del peso del vapor formado que alcanza el filtro y la eficiencia de separación del desempañador.
- h. Una pequeña variación de eficiencia puede tener una gran influencia en la pureza final del agua dulce.

Ilustración 5. Componentes de un sistema MSF con una etapa flash.



Fuente: Autores.

Uno de los principales problemas de tratar el agua de mar o el agua salobre, es la corrosión que genera en las cámaras de vacío y demás equipos auxiliares. El material que se usa en los tubos del precalentador/condensador, depende de la temperatura de la etapa, la tabla uno muestra el material y sus respectivas propiedades.

Tabla 1. Propiedades de los tubos en el condensador

Material	Temperatura	Conductividad térmica kW/m°C	Velocidad de la salmuera m/s	Espesor de la pared mm
Cu/Ni 70/30	Mayor a 80 °C	29x10 ⁻³	2-4	1,2
Aluminio Latón	Menor a 80 °C	32x10 ⁻³	1,5-2,5	1,2
Titanio	Menor a 80 °C	16,5x10 ⁻³	3-20	0,5
Cu/Ni 90/10	Menor a 80 °C	44x10 ⁻³	2-4	1,2
Aleación rica en acero	Por debajo de 80 °C	19,9x10 ⁻³	3-10	0,7

Fuente: El-Dessouky, Ettouney (2002) [17].

La implementación de aleaciones con contenido de cobre, resulta más económico, sin embargo, el cobre se disuelve en el agua de mar lo cual tiene un impacto adverso en los cuerpos de agua receptores. Por otro lado el titanio, aunque más costoso que las aleaciones de cobre, no se disuelve en el agua de mar [17].

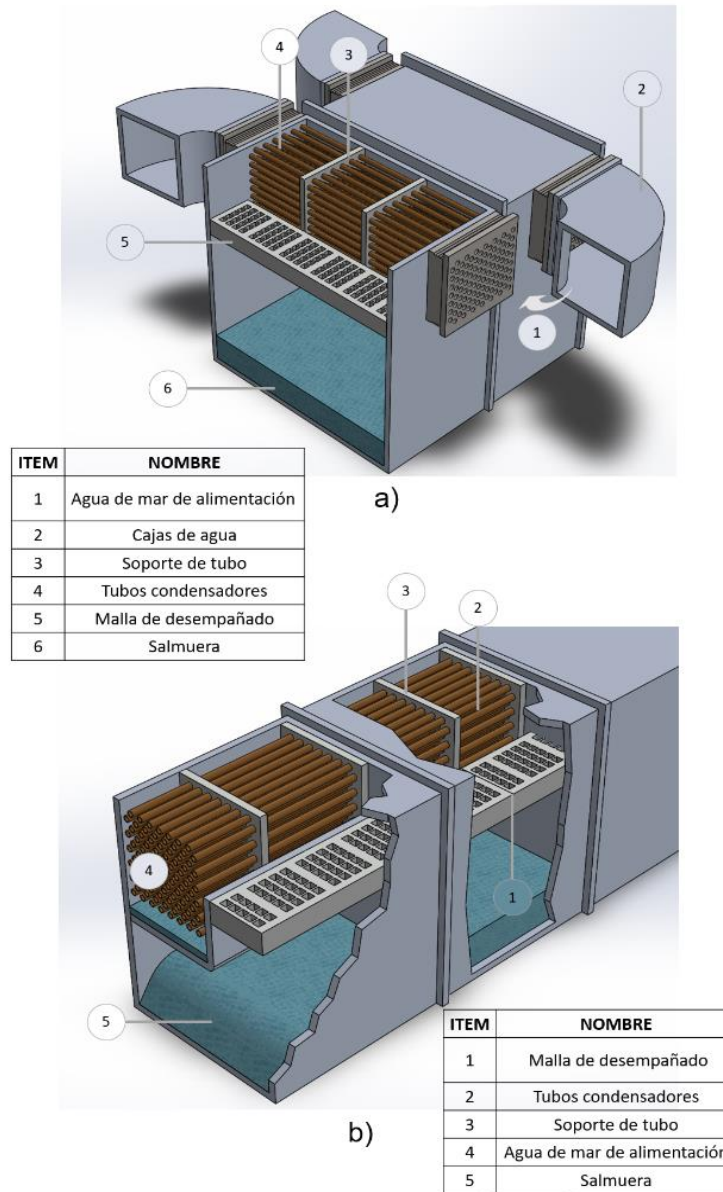
Existen dos tipos de configuraciones para los tubos del condensador, la primera configuración es tubo transversal, esta se caracteriza porque los tubos están dispuestos en dirección perpendicular al flujo de salmuera, mostrado en la ilustración 6 a). Una de las principales ventajas de esta configuración es que la expansión térmica del tubo en esta configuración no representa un problema en el diseño y construcción. La principal desventaja es la instalación de cajas de agua en ambos extremos de los tubos para transferir la salmuera o alimentar el agua de mar entre las etapas, lo que aumenta la caída de presión y la potencia de bombeo [17].

En la ilustración 6 b) muestra la segunda configuración, donde los tubos se ponen en una disposición larga, es decir los tubos están alineados en la misma dirección que fluye la salmuera. Dependiendo de la longitud del tubo puede abarcar de 8 a 10 etapas flash. La longitud de los tubos depende de las limitaciones que tienen las empresas en su fabricación.

Características de la configuración de tubo largo, de acuerdo a *El-Dessouky, Ettouney (2002)* [17] :

- ♦ La transferencia de calor en las etapas o cámaras flash es afectada por el daño en tubo del condensador, ya que este abarca de 8 a 10 etapas.
- ♦ El mantenimiento, limpieza y la extracción del tubo es una tarea compleja, debido a que requiere un equipo de limpieza especialmente diseñado.
- ♦ La principal ventaja de la configuración de tubo largo es la reducción de la caída de presión entre 25 y 30% en el sistema, porque no requiere de cajas de agua.
- ♦ La configuración de tubo largo puede considerarse la opción óptima para plantas con capacidades superiores a 50.000 m³/día.
- ♦ La configuración de tubo largo elimina las cajas de agua en ambos lados de la cámara de tapajuntas, que se encuentra en la configuración de tubo transversal.

Ilustración 6. Configuración de los tubos; a) Configuración tubo transversal; b) Configuración de tubo largo.

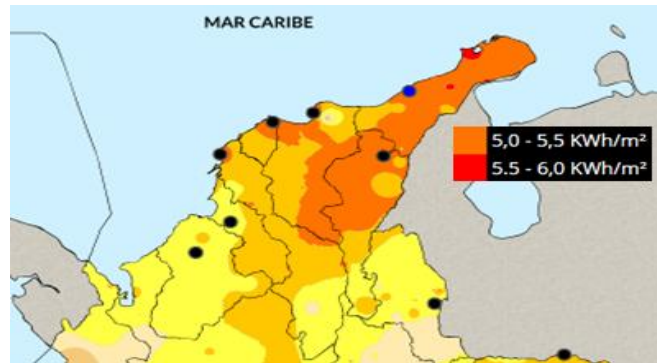


Fuente: Autores.

1.1.4 RECURSO SOLAR

Colombia tiene un potencial energético solar promedio diario multianual cercano a 4,5 kWh/m²;destacándose la península de La Guajira el cual oscila entre 5 y 6 kWh/m² (ver ilustración 7) con un valor promedio de 6,0 kWh/m², propicio para un adecuado aprovechamiento de este recurso [18].

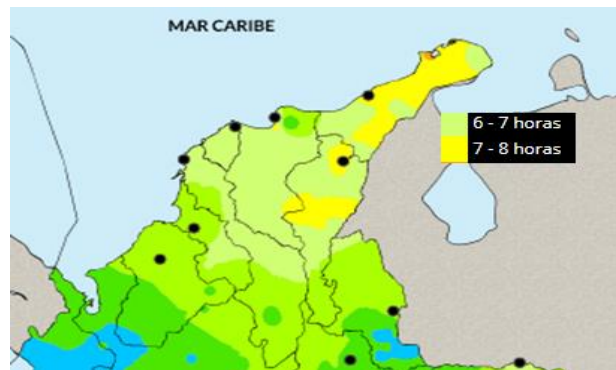
Ilustración 7. Potencial solar de La Guajira



Fuente: Atlas de radiación solar de Colombia [18].

El brillo solar representa el tiempo total durante el cual incide luz solar directa sobre alguna localidad. De acuerdo con la ilustración 8, el rango de brillo solar está entre 6 y 8 horas para La Guajira; este departamento es el que cuenta con mayor brillo solar en el país, con un promedio de 7 horas de sol al día [18].

Ilustración 8. Brillo solar para La Guajira



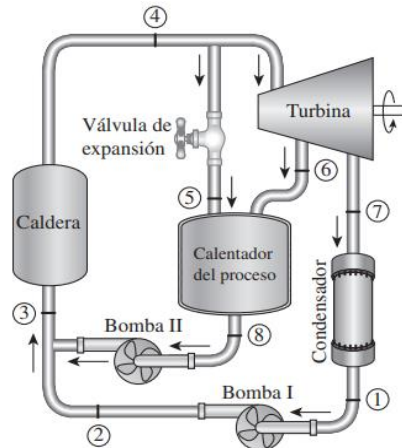
Fuente: Atlas de radiación solar de Colombia [18].

1.1.5 CICLO RANKINE

El ciclo Rankine es un sistema que permite transformar la energía térmica en energía mecánica y posteriormente en energía eléctrica. Estos ciclos tienen la capacidad de generar dos tipos de energías, la eléctrica y térmica, esta última puede cubrir los requisitos térmicos de un determinado proceso industrial, este requerimiento se conoce también como calor de proceso [19]. Una planta de este tipo se conoce como planta de cogeneración. Çengel (2011) describe la cogeneración como: "...la producción de más de una forma útil de energía (como calor de proceso y energía eléctrica) a partir de la misma fuente de energía." La

ilustración 9, presenta los elementos de una central de cogeneración de carga variable. En condiciones normales de operación una parte del vapor se extrae de la turbina a cierta presión o temperatura predeterminada en el punto seis, el resto de vapor se enfría a presión y temperatura constante en el punto siete.

Ilustración 9. Planta de cogeneración con cargas



Fuente: Çengel (2011) [19].

Cuando se requiere altos valores de demanda de calor de proceso todo el vapor se envía a las unidades de calentamiento de proceso, es decir, no se produce trabajo en la turbina.

1.1.6 COLECTOR SOLAR FRESNEL

Augustin-Jean Fresnel (1778-1827) físico francés que trabajó como ingeniero de puentes hasta que Napoleón, a su regreso de la Isla de Elba, lo destituyó. Se retiró a Normandía donde inició estudios sobre óptica, completando las investigaciones de Young sobre las interferencias luminosas. Existe un experimento para estudiar la interferencia de la luz en el que se usan los espejos de Fresnel, que son dos espejos a diferente ángulo para que la luz llegue al mismo tiempo a una pantalla [20].

Giorgio Francia, matemático italiano y diseñador de reflectores Fresnel de seguimiento lineal y de dos ejes, aplicó la tecnología por primera vez en 1961 en la Universidad de Genova. La ilustración 10, muestra la planta Puerto Errado 2 que se encuentra en operación desde el 2012, la cual cuenta con una potencia nominal de 30MW eléctricos y los reflectores cuentan con una superficie neta de 302000 m² [21].

Un colector Fresnel es un sistema conformado por espejos planos largos en ejes separados que siguen el movimiento del sol. Los espejos funcionan como receptores y reflectores de la radiación solar, estos direccionan los rayos provenientes del sol a un tubo receptor ubicado encima de los mismos.

Ilustración 10. Planta termosolar Fresnel puerto errado 2, España



Fuente: Google.

Los sistemas de colectores lineales Fresnel son una tecnología relativamente nueva para la producción de energía a partir de la radiación solar concentrada, en comparación con los captadores solares parabólicos, torres solares y sistemas de platos parabólicos. Esta tecnología promete reducir los costes de la producción de energía ya que su construcción y mantenimiento son menores que las tecnologías mencionadas anteriormente [22].

Los sistemas reflectores lineales Fresnel pueden concentrar aproximadamente la energía solar 30 veces su intensidad normal, cuando se desarrolla para producir energía a gran escala. No obstante, cuando se trabaja a mediana y pequeña escala se reduce su concentración energética, alcanzando temperaturas medias (70-250°C) las cuales podrían ser usadas en aplicaciones como limpieza, secado, evaporación, destilación, pasteurización, esterilización, cocción, así como aplicaciones con baja demanda de temperatura como agua caliente sanitaria, calefacción de espacios y calefacción de piscinas, accionadas por calor refrigeración y enfriamiento [23].

1.1.6.1 Componentes de los CLF

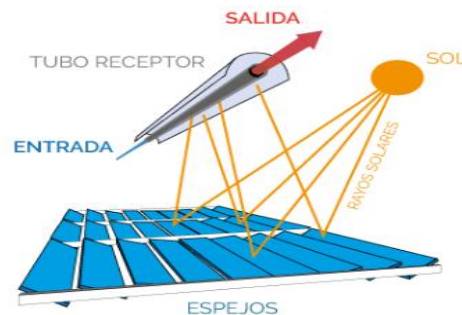
Generalmente los Colectores Lineales Fresnel (CLF) están compuestos de tres componentes principales: campo espejo, receptor y sistema de seguimiento [24]. Estos componentes son mostrados en la ilustración 11. A continuación, se presenta una descripción de los componentes para los CLF [25].

- ♦ **Campo de espejos:** El campo está compuesto por espejos planos y largos que reflejan y concentran la luz solar hacia el receptor. Típicamente, estos espejos están hechos de vidrio, vidrio laminado u hojas de aluminio, y cuentan con una estructura trasera de acero o aluminio. Los espejos deben tener propiedades

ópticas tales como alta reflectancia y durabilidad porque están expuestos a la contaminación.

- ♦ Receptor: El receptor consiste en un tubo de acero, montado en la línea de foco de la luz solar, su función es convertir la radiación solar en energía térmica, estos requieren un buen aislamiento térmico y algunos diseños utilizan reflector secundario. Dentro del tubo va un fluido caloportador que puede ser agua presurizada, vapor o aceite térmico. Este componente es primordial en el sistema pues de él depende en gran medida el rendimiento global del concentrador.
- ♦ Sistema de Seguimiento: El sistema de seguimiento es el encargado de posicionar y orientar cada espejo para que los rayos sean reflejados óptimamente al receptor y así el sistema pueda obtener la máxima radiación posible. Para el funcionamiento se requiere un sistema que puede ser eléctrico, motor-reductor o hidráulico, que es el más común.

Ilustración 11. Componentes de un colector solar Fresnel



Fuente: Frasquet 2016 [26].

1.1.6.2 Descripción General del Proceso

En general la radiación solar directa incide sobre el arreglo de espejos planos, dispuestos de forma que el rayo incidente sea reflejado hacia el punto focal o receptor, el ángulo de inclinación de los espejos cambia con la posición del sol. El tubo receptor absorbe los rayos focalizados por los espejos, recibiendo así la energía para calentar el fluido de trabajo o para producir vapor para uso industrial.

En comparación con los colectores parabólicos, las principales ventajas y desventajas de los colectores lineales Fresnel son:

VENTAJAS:

- ♦ La construcción y mantenimiento de los reflectores Fresnel es simple y económica, debido a su forma geométrica y a la disposición del campo de espejos.

- ♦ La estructura es menos propensa a daños y la carga eólica en la estructura es baja, debido a la distribución de los espejos, ya que cada línea de espejos está separada por ende el aire puede fluir fácilmente y no necesita uniones móviles que sufren dilatación térmica por la radiación solar.
- ♦ La limpieza de los sistemas Fresnel es sencilla, debido a que los espejos son planos, están posicionados de manera horizontal a nivel del suelo y se tiene fácil acceso a la superficie de los mismos.

DESVENTAJAS:

- ♦ El factor de concentración geométrica de estos sistemas es bajo respecto a los colectores cilindro parabólico, para los CLF Y CCP se encuentra entre 10 - 40 y 30 - 80 respectivamente.
- ♦ La eficiencia óptica cambia a lo largo del día y es baja, porque los espejos están sometidos a rotaciones esto hace que el ángulo de inclinación cambie durante el día, lo cual genera variabilidad en la eficiencia.
- ♦ El sistema es sensible a errores ópticos y de seguimiento, debido a las largas distancia entre los espejos y el receptor.

Tabla 2. Comparación entre las tecnologías colector lineal Fresnel (CLF) y colector cilindro parabólico (CCP)

COMPONENTES	CLF	CCP
Espejos	Forma plana	Forma Parabólica
Receptor	Fija y separada del sistema reflector	Se mueve con todo el sistema de canales
Estructura de soporte	Ligera	Pesada
Sistema de tuberías	No necesita	Necesita conexiones flexibles
Instalación in-situ	Rápido y fácil	Toma mucho tiempo
Cargas de viento en el colector	Baja	Alta
Superficie del espejo por receptor	Más alta que en CCP	Más bajo que en CFL
Eficiencia óptica	Baja	Alta
Uso del suelo	Baja	Alta

Fuente: Baharoon, Rahman & Omar, 2015 [21].

1.2 ESTADO DEL ARTE

A continuación, se presenta la revisión bibliográfica realizada para el desarrollo de nuestro proyecto.

El-Dessouky y Bingulac (1996) [27] en su artículo “*Solving equations simulating the steady-state behavior of the multi-stage flash desalination process*” desarrollaron un algoritmo utilizando el método de iteración de punto fijo para resolver las ecuaciones en estado estable de una planta con capacidad de desalinizar 6 MIGD (27.276,54

m³/día) sin tener en cuenta los gases no condensables. En la tabla 3, se muestra la información de esta planta que funciona con una temperatura T_o=90,54°C.

Tabla 3. Información de una planta MSF con capacidad de 6 MIGP

Parámetro de diseño	Calentador de salmuera	Etapas de recuperación de calor		Etapas de rechazo de calor
		1° y 2° etapas	Demás etapas	
Coefficiente de transferencia de calor, kW/m ² C	2,07	2,33	2,83	2,25
Factor de incrustación, kW/m ² C	0,000263	0,000149	0,000149	0,000194
LMTD, C	12,05	3,41	3,16	3,99
Velocidad de la salmuera, m/s	2,13	1,98	1,98	2,08
Material	70/30 Cu-Ni	70/30 Cu-Ni	Latón	70/30 Cu-Ni
Área, m ² /etapa	3594	3676,5	3676	3148
Numero de tubos en la etapa	1367	1451	1451	1588
Dimensiones de los tubos				
Do, mm	43,8	43,8	43,8	3,42
Largo, m	18,84	18,84	18,84	18,84

Fuente: El-Dessouky y Bingulac (1996).

La desviación del modelo matemático respecto a lo reportado por la planta es aproximadamente del ±0,05%.

Nannarone y Toro (2017) [28] en su artículo “Multi-Stage Flash Desalination Process: Modeling and Simulation” desarrollan un modelo matemático para el proceso flash, teniendo en cuenta los gases no condensables presentes en la cámara o etapa flash, la temperatura de estos gases y el NEA (equilibrio termodinámico) en el destilado; este modelo es exportado al software de simulación Camel-Pro™ Process Simulator. En la tabla 4, se observa el error de la simulación del modelo en Camel-Pro™ con respecto a los valores reportados por una planta.

Tabla 4. Resultados de la simulación

Variable	Descripción	Und	El-Dessouky	CAMEL-Pro™	Error
m _{ins} bh	Flujo de vapor en el calentador de salmuera	kg/s	95,49	95,531	0,042%
Surface bh	Área del calentador de calor	m ²	6481,68	6235,849	-0,038%
m _{FSbrine stage 10}	Flujo de vapor etapa 10	kg/s	15,97	15,971	0,007%
OrificeH stage 10	Altura de compuerta etapa 10	m	0,110	0,109	0,528%
m _{Co stage 24}	Flujo destilado por la planta	kg/s	378,8	378,799	-0,002%

Fuente: Nannarone y Toro (2017).

En el artículo Alhaj (2019) [29] propone un proceso de destilación multiefectos (MED) acoplado a un colector lineal Fresnel, el objetivo de la integración de estos sistemas es reducir la energía consumida por el proceso de la MED. El modelo fue desarrollado en EES para resolver las ecuaciones de balances de masa y energía

del sistema. La configuración de la planta cuenta con 14 etapas del sistema MED, colectores de placa plana, y cuenta con un sistema de almacenamiento térmico, con el cual facilito la operación las 24 h. El estudio utilizo aceite como fluido de transferencia de calor, con temperaturas de entrada y salida de 100°C y 300°C respectivamente y la eficiencia óptica máxima obtuvo un valor del 67%, los resultados obtenidos fueron que 1m² de colector solar Fresnel produce 8,6 m³ de agua dulce por año, la producción de destilado fue de 120 m³/día, y el costo del agua fue de 7-10 \$ por m³.

Nixón (2012) [30] en el artículo desarrolla un método de optimización para determinar la separación de los espejos y la temperatura de operación de los reflectores Fresnel, el método se describe en detalle y se compara con un método de diseño existente prominente en la literatura “el método de Mathur”. Este método calcula el valor el desplazamiento óptimo, el sombreado y bloqueo de rayos reflejados. El resultado obtenido en el artículo muestra que para inicio de sombreado en un ángulo transversal de 45° se aumentan las horas operativas por año, por lo cual se determina que este es un parámetro importante para la optimización de estos sistemas. El método para optimizar las disposiciones de los espejos se puede aplicar a otras ubicaciones y se espera que proporcione mejoras igualmente significativas en el valor del CLF para su uso en una variedad de aplicaciones.

1.3 MARCO LEGAL

El programa de las Naciones Unidas para el desarrollo implementó en el 2015 los Objetivos de Desarrollo Sostenible u Objetivos Mundiales; que fueron acogidos por todos los Estados Miembros, como un llamado universal para acabar con la pobreza, proteger el planeta y que la personas gocen de paz y prosperidad para el 2030 [31]. Los Objetivos de Desarrollo Sostenible (ODS) son 17 y están integrados ya que las intervenciones en un área pueden afectar los resultados de otra, y estos deben apuntar a la sostenibilidad del medio ambiente, económica y social [31].

Este trabajo esta acobijado por el objetivo número 6: Agua limpia y saneamiento, el cual vela por el acceso universal al agua potable y asequible para el 2030, para esto es necesario realizar inversiones en infraestructura, esto implica llegar a más 800 millones de personas, las cuales carecen de servicios básicos [11]. En el contexto nacional, La constitución política de Colombia de 1991 reza en el Artículo 366. “El bienestar general y el mejoramiento de la calidad de vida de la población son finalidades sociales del Estado. Será objetivo fundamental de su actividad la solución de las necesidades insatisfechas de salud, de educación, de saneamiento ambiental y de agua potable” [10]. Para el presente trabajo se tiene en cuenta la resolución 2115 de 2007 “Por medio de la cual se señalan características, instrumentos básicos y frecuencias del sistema de control y vigilancia para la calidad del agua para consumo humano” [32].

2. OBJETIVOS

2.1 OBJETIVO GENERAL

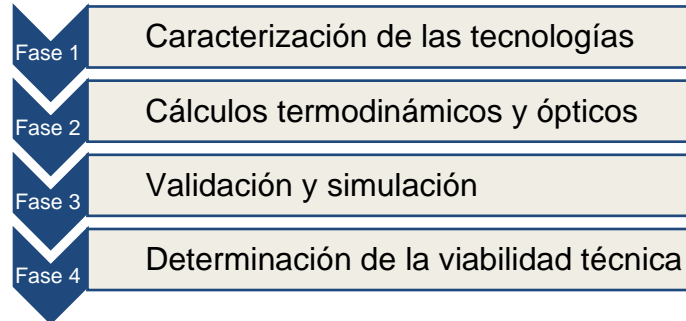
Dimensionar y simular un sistema solar térmico con tecnología Fresnel para la desalinización de agua de mar basado en la Evaporación Instantánea de Múltiple Efecto (EIME) sujeto a las condiciones climáticas de La Guajira.

2.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

1. Modelar el sistema solar térmico implementando tecnología Fresnel para acoplarlo al sistema desalinizador.
2. Modelar el sistema desalinizador para la producción de agua potable.
3. Simular el sistema solar térmico acoplado al sistema desalinizador para determinar las variables críticas del sistema.
4. Validar los modelos matemáticos con la literatura para determinar la confiabilidad del modelo.
5. Analizar la viabilidad técnica de implementar un sistema térmico solar para la desalinización de agua de mar.

3. METODOLOGÍA

Para cumplir con los objetivos se siguieron cuatro fases, contenidos en la siguiente metodología:



3.1. FASE UNO: CARACTERIZACIÓN DE LAS TECNOLOGÍAS

- A. Revisión bibliográfica relacionada con las tecnologías para la realización de los modelos matemáticos.
- B. Búsqueda en la base de datos del Departamento Administrativo Nacional de Estadística, para definir el tamaño de la población objetivo y determinar la cantidad (m^3) del agua de mar a desalinizar.

3.2. FASE DOS: CÁLCULOS TERMODINÁMICOS Y ÓPTICOS

- C. Calcular los requerimientos térmicos y demás parámetros para la obtención del modelo del proceso de desalinización.
- D. Calcular la disposición opto-geométrica y térmica para la obtención del modelo del proceso de captación termo-solar.

3.3. FASE TRES: VALIDACIÓN Y SIMULACIÓN

- E. Validación de los modelos obtenidos con la literatura encontrada en la fase uno.
- F. Simulación de los modelos acoplados en MATLAB, sujeto al flujo de agua a desalinizar, variando la temperatura de captación, salinidad del agua de alimentación e irradiancia, para determinar las variables críticas del sistema.

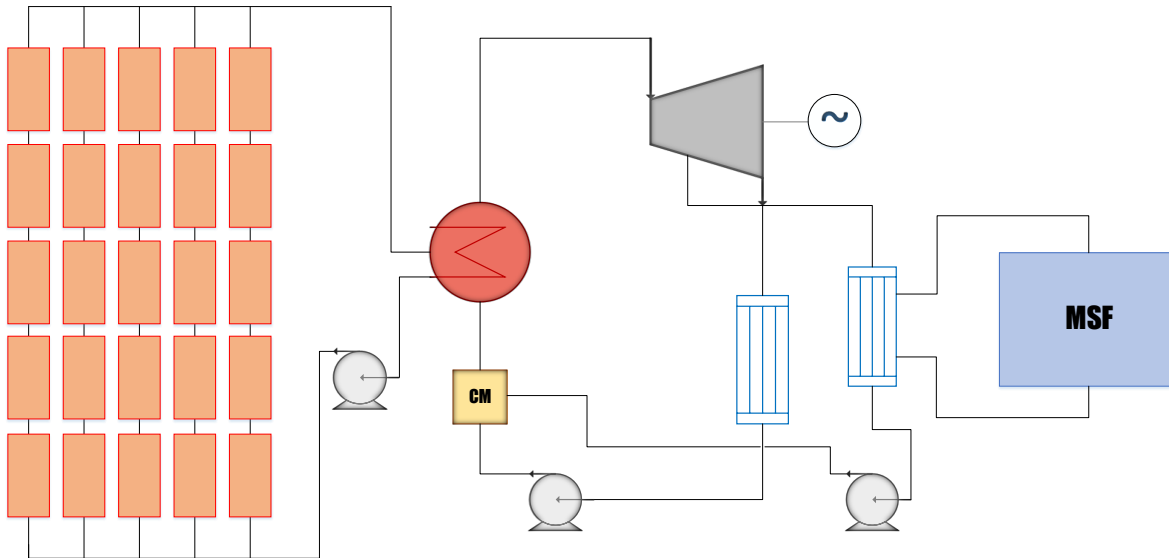
3.4. FASE CUATRO: DETERMINACIÓN DE LA VIABILIDAD TÉCNICA DEL SISTEMA

- G. Determinación de la viabilidad técnica comparando el TWP (el costo de agua destilada) con el costo de obtención de agua de forma convencional.

4. DESARROLLO

En este capítulo se explicarán los modelos matemáticos que se utilizaron para modelar el sistema. En la ilustración 12, se muestra la configuración de la planta, la cual está compuesta por tres tecnologías, las cuales son: una planta solar térmica tipo Fresnel, un ciclo Rankine con cogeneración y una planta de desalinización MSF.

Ilustración 12. Sistema propuesto



Fuente: Autores.

4.1. SISTEMA DE DESALINIZACIÓN MSF

Para dimensionar el sistema de desalinización con la tecnología MSF, es importante determinar la cantidad de agua a desalar, para esto se eligió una comunidad objetivo, en este caso es la mitad de la comunidad indígena colombiana Wayú del departamento de La Guajira. El total de la comunidad reportado por el DANE para el 2018 es de 394.683 [33]. De igual forma es importante conocer el consumo metabólico del agua en el ser humano, *Shaffer & Thomson (1992)*, determinaron este consumo en 6,5 L/día [34]. Con estos datos es posible calcular la cantidad de agua desalinizada que se requiere, a continuación, se muestra el cálculo del flujo masico de agua a desalinizar:

$$\dot{m}_d = n_{per} * C_{agua} \quad (1)$$

Donde n_{per} , C_{agua} , son el número de personas y cantidad de agua metabolizada al día, respectivamente.

El valor promedio de operación del sistema de desalinización está acorde con las horas promedio de brillo solar para la región de la Guajira, determinada en la sección (1.1.4) definida en 7 horas promedio anual. Finalmente, el flujo másico es calculado a partir de la ecuación 2.

$$\dot{m}_d = n_{per} * C_{agua} * \left(\frac{1 \text{ día}}{3600 \text{ s} * 7} \right) \quad (2)$$

Para desarrollar el modelo matemático, se definieron límites y restricciones, además de definir parámetros de diseño. Esto con la finalidad de tener una representación del sistema de desalinización acorde con datos de literatura especializada. Las consideraciones son enunciadas a continuación:

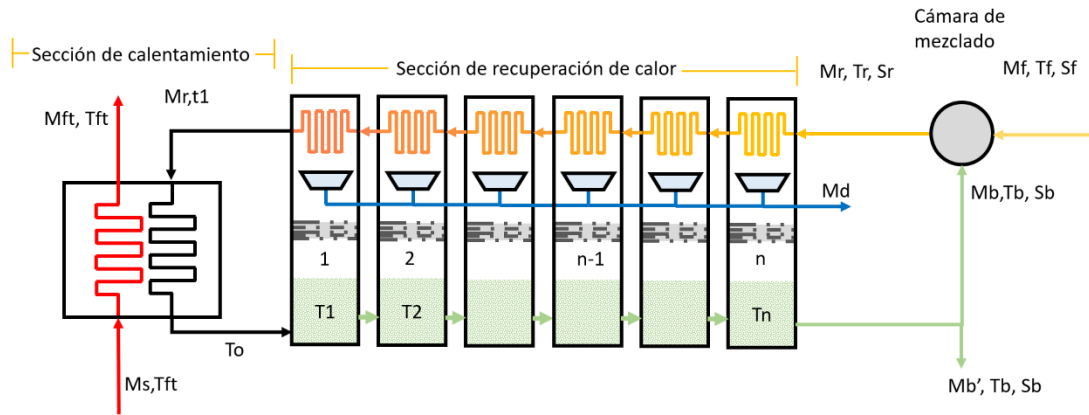
- ♦ El destilado es libre de sal. Esta suposición es válida debido a que el punto de ebullición del agua es más bajo que la sal.
- ♦ Se determina constante el valor del calor específico a presión constante para las corrientes líquidas del sistema, salmuera de reciclaje, salmuera en la piscina, destilado y es igual a 4,18 kJ/kg°C.
- ♦ El coeficiente global de transferencia de calor en el calentador de salmuera y precalentadores es constante e igual a 2 kW/m² °C.
- ♦ Las pérdidas de calor en las etapas no serán tenidas en cuenta, es decir, el proceso es adiabático.
- ♦ Las propiedades termofísicas del agua de mar, son calculadas con la librería *SeaWater* del MIT para Matlab.

Parámetros de diseño:

- ♦ Temperatura máxima de la salmuera, $T_o = 105 \text{ °C}$
- ♦ Temperatura de la salmuera en la última etapa, $T_n = 40 \text{ °C}$
- ♦ Temperatura en la entrada del calentador de salmuera, $T_{ft} = T_o + 10 \text{ °C}$
- ♦ Temperatura en la entrada de agua de alimentación, $T_f = 26 \text{ °C}$
- ♦ Salinidad del agua de alimentación, $S_f = 36000 \text{ ppm}$
- ♦ Salinidad máxima permisible en la última etapa, $S_n = 55000 \text{ ppm}$
- ♦ Velocidad del vapor en la última etapa, $V_{vn} = 6 \frac{\text{m}}{\text{s}}$
- ♦ Flujo másico de salmuera por ancho de etapa, $V_b = 180 \frac{\text{kg}}{\text{m s}}$
- ♦ Coeficiente de fricción del vertedero, $C_d = 0,5$
- ♦ Número de etapas, $n_{eta} = 24$

El diagrama de proceso de la MSF es mostrado en la ilustración 13, donde se puede ver la sección de calentamiento y la sección de recuperación de calor. Para realizar el modelo matemático se implementó una cámara de mezclado, con el fin de reciclar la salmuera de la última etapa, para disminuir el flujo masico de alimentación de agua de mar.

Ilustración 13. Esquema MSF con mezcla de salmuera



Fuente: Autores.

La tabla 5, muestra las variables del sistema de desalinización MSF con su respectivo significado.

Tabla 5. Variables del sistema de desalinización MSF

Sección de calentamiento		Sección de recuperación de calor		Cámara de mezclado	
Variable		Variable		Variable	
M_{ft}	Flujo masico de extracción en la turbina	M_r	Salmuera de alimentación	$T_r,$ S_r	Temperatura y salinidad de salmuera reciclada
T_{ft}	Temperatura del vapor extraído de la turbina	$T_{1,2,3}$	Temperatura de la etapa	$M_f,$ $T_f,$ S_f	Flujo masico, temperatura y Salinidad del agua de mar de alimentación
		n	Número de etapa		
t_1	Temperatura en la salida del condensador	M_d	Agua destilada	$M_b,$ $T_b,$ S_b	Flujo masico, temperatura y Salinidad de salmuera a reciclar
		T_n	Temperatura de la última etapa		
T_o	Máxima temperatura de la salmuera	M_b'	Salmuera de rechazo		

Fuente: Autores.

4.1.1. Balance general de masa

La ilustración 13, muestra dos corrientes de entrada, \dot{m}_f , agua de mar de alimentación y \dot{m}_f , el flujo másico del vapor motriz; y dos corrientes salida del sistema, \dot{m}_d , el producto destilado (que es libre sal) y la salmuera de rechazo, \dot{m}_b . El balance general de masa, está dado por:

$$\dot{m}_f = \dot{m}_d + \dot{m}_b \quad (3)$$

Donde \dot{m} es el flujo masico y los subíndices d, b y f, son el destilado, la salmuera y la alimentación, respectivamente. El balance de sales se define de la siguiente manera:

$$S_f \dot{m}_f = S_b \dot{m}_b \quad (4)$$

Donde S es la concentración de sal respectiva de cada corriente. La ecuación 4 asume que el destilado es libre de sal, es decir, S_d es igual cero.

4.1.2. Perfil de temperatura para las etapas y tubos condensadores

La distribución de temperaturas en el sistema MSF es determinado por cuatro temperaturas, que son: la temperatura del fluido caloportador en la entrada del calentador de la salmuera, T_{ft} ; la salmuera que sale del calentador, T_o ; salmuera de alimentación, T_r ; y la temperatura de la piscina de salmuera en la última etapa, T_n . Se asume un perfil de temperatura lineal para la salmuera que fluye de una etapa a otra y la salmuera que fluye dentro de los tubos condensadores, proveniente de la cámara de mezclado. La caída de temperatura por cada etapa se obtiene de la siguiente forma:

$$\Delta T_{etapas} = \frac{T_o - T_n}{n_{eta}} \quad (5)$$

Donde n_{eta} es número de etapas, entonces la temperatura de la primera etapa se calcula de la siguiente forma:

$$T_1 = T_o - \Delta T_{etapas} \quad (6)$$

La temperatura de la segunda etapa se calcula de forma similar, de la siguiente manera:

$$T_2 = T_1 - \Delta T_{etapas} \quad (7)$$

Sustituyendo T_1 en la ecuación 7, y se obtiene:

$$T_2 = T_o - \Delta T_{etapas} - \Delta T_{etapas} = T_o - 2\Delta T_{etapas} \quad (8)$$

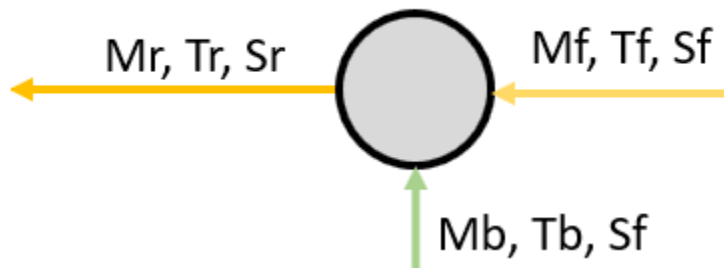
Este proceso es repetitivo para cada una de las temperaturas de las etapas, por lo cual se puede generar una ecuación general para cada etapa i :

$$T_i = T_o - i \Delta T_{etapas} \quad (9)$$

En la ilustración 14, muestra las corrientes de entrada y salida de la cámara de mezclado, el balance de sal en la cámara, está dado por:

$$S_f \dot{m}_f + (\dot{m}_r - \dot{m}_f) S_b = S_r \dot{m}_r \quad (10)$$

Ilustración 14. Cámara de mezclado



Fuente: Autores.

Simplificando la ecuación 10 obtenemos:

$$S_r = S_b - \frac{\dot{m}_f}{\dot{m}_r} (S_b - S_f) \quad (11)$$

El balance de energía en la cámara de mezclado queda de la siguiente manera:

$$(\dot{m}_r - \dot{m}_f) C_p (T_b - T_f) = \dot{m}_r C_p (T_r - T_f) \quad (12)$$

Despejando la temperatura de la mezcla, T_r , de la ecuación 12:

$$T_r = T_b - \frac{\dot{m}_f}{\dot{m}_r} (T_b - T_f) \quad (13)$$

Es importante resaltar que la temperatura T_n es igual a la temperatura T_b .

La temperatura de la salmuera de alimentación (\dot{m}_r) que fluye dentro de los tubos del condensador, incrementa su temperatura en Δt en el condensador de cada etapa, este aumento de temperatura es igual a la disminución de temperatura ΔT_{etapas} . Este resultado es obtenido al realizar un balance de energía en la etapa i :

$$D_i C_p T_{vi} + B_i C_p T_i - D_{i+1} C_p T_{vi+1} - B_{i+1} C_p T_{i+1} = \dot{m}_r C_p (t_i - t_{i+1}) \quad (14)$$

Asumiendo que la diferencia de temperatura $T_i - T_{vi}$, es pequeña y no tiene ningún efecto en el balance de energía de la etapa, la ecuación 14 se puede reducir a:

$$(D_i + B_i) C_p T_i - (D_{i+1} + B_{i+1}) C_p T_{i+1} = \dot{m}_r C_p (t_i - t_{i+1}) \quad (15)$$

Donde D_i y B_i son el destilado y salmuera de cada etapa, respectivamente. C_p , es el calor específico del agua de mar o la salmuera a presión constante. La suma de estos dos es igual a \dot{m}_r , de la ecuación 15, se obtiene:

$$\dot{m}_r C_p T_i - \dot{m}_r C_p T_{i+1} = \dot{m}_r C_p (t_i - t_{i+1}) \quad (16)$$

Eliminado los términos semejantes de la expresión 16 se tiene que:

$$T_i - T_{i+1} = t_i - t_{i+1} \Rightarrow \Delta T_{etapas} = \Delta t \quad (17)$$

La temperatura de la salmuera de alimentación que sale del condensador de la primera etapa se define de la siguiente forma:

$$t_1 = T_r + n \Delta t \quad (18)$$

La temperatura de la salmuera que deja el condensador de la segunda etapa es menor que t_1 , entonces:

$$t_2 = t_1 - \Delta t \quad (19)$$

Sustituyendo la ecuación 18 en la 19 se tiene:

$$t_2 = T_r + (n - 1) \Delta t \quad (20)$$

De igual forma que con la ecuación 9 es posible obtener una ecuación general para la temperatura del condensador de la etapa i :

$$t_i = T_r + (n - (i - 1)) \Delta T_{etapas} \quad (21)$$

4.1.3. Balance de masa y sal para cada etapa

La cantidad de vapor flash formado en cada etapa, es obtenido por la conservación de energía dentro de la etapa, donde el calor latente consumido por el vapor flash es igual a la disminución del calor sensible de la salmuera; la siguiente expresión muestra el vapor formado vía flash en la primera etapa:

$$D_1 = y\dot{m}_r \quad (22)$$

Donde D_1 es el flujo masico de vapor formado en la primera etapa, \dot{m}_r es el flujo de la salmuera de alimentación y y es la relación del calor sensible y el calor latente, y es igual a:

$$y = \frac{C_p \Delta T_{etapas}}{\lambda_{prom}} \quad (23)$$

λ_{prom} es el calor latente promedio, calculado con la temperatura promedio del sistema, de la siguiente manera:

$$T_{prom} = \frac{T_o + T_n}{2} \quad (24)$$

El flujo másico del vapor formado en la segunda etapa es:

$$D_2 = y(\dot{m}_r - D_1) \quad (25)$$

El flujo másico del vapor formado en la tercera etapa es:

$$D_3 = y(\dot{m}_r - D_1 - D_2) \quad (26)$$

Simplificando la ecuación 26:

$$D_3 = \dot{m}_r y(1 - y)^2 \quad (27)$$

Si se sigue realizando el proceso anterior para cada etapa, se obtiene la siguiente expresión general para D_i :

$$D_i = \dot{m}_r y(1 - y)^{(i-1)} \quad (28)$$

Al realizar la sumatoria del vapor formado de cada etapa, se obtiene la formula general, donde \dot{m}_d es igual a la sumatoria del vapor formado de todas las etapas y es dado por:

$$\dot{m}_d = \dot{m}_r(1 - (1 - y)^n) \quad (29)$$

La ecuación 29 se utiliza para calcular el valor de \dot{m}_r dependiendo de \dot{m}_d , que es un parámetro de diseño dado por la ecuación dos.

El flujo masico de la salmuera que abandona la etapa i es dado por:

$$B_i = \dot{m}_r - \sum_{k=1}^i D_k \quad (30)$$

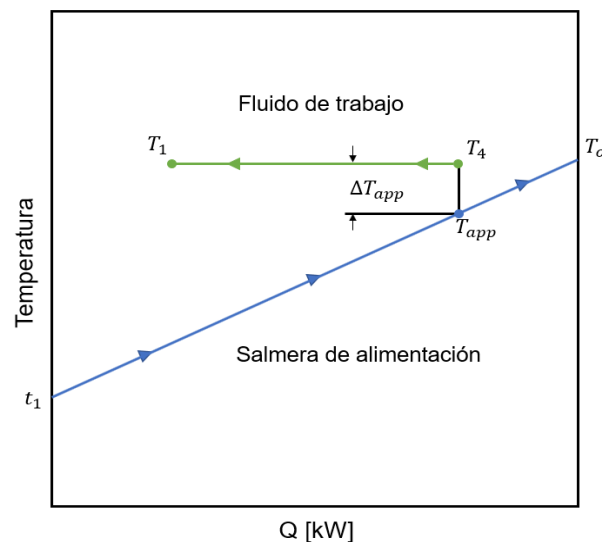
La concentración de sal en la salmuera que abandona la etapa i se calcula de la siguiente manera:

$$S_i = \frac{\dot{m}_r S_r}{B_i} \quad (31)$$

Se realiza el balance de energía en el calentador de salmuera de alimentación, para determinar el flujo masico del vapor motriz. Este calentador es un condensador de vapor a temperatura constante, el vapor proviene de un ciclo Rankine. Para el balance energético del condensador se realiza un análisis pinch, como existe un cambio de fase en el fluido de trabajo del ciclo, es necesario garantizar que la temperatura del fluido de trabajo no se acerque a la temperatura del fluido de enfriamiento (salmuera de alimentación), según *Bonamico (2016)*, es necesario garantizar una diferencia de temperatura mínima de 5 °C en el punto pinch (ΔT_{pp}) en este caso se toma la misma diferencia de temperatura mínima entre el fluido de trabajo y la salmuera de alimentación.

El punto pinch corresponde a la diferencia entre la temperatura del fluido de trabajo del ciclo Rankine en estado vapor saturado y la temperatura de la salmuera en ese instante [35].

Ilustración 15. Perfil de temperatura en el condensador



Fuente: Autores.

La ilustración 15, muestra la temperatura T_1 y T_4 , son las temperaturas de líquido y vapor saturado, respectivamente; la t_1 , es la temperatura de salida de los

condensadores de la MSF; la temperatura T_o , es la temperatura de salida de la salmuera de alimentación del condensador y T_{opp} está dado por:

$$T_{opp} = T_4 - \Delta T_{app} \quad (32)$$

Para calcular el flujo masico del fluido de trabajo del ciclo se realiza un balance de energía entre 1-4 y $T_{app} - t_1$ (ver ilustración 15) obteniendo:

$$\dot{m}_{ft} = \frac{\dot{m}_r C_p (T_{app} - t_1)}{h_4 - h_1} \quad (33)$$

Donde \dot{m}_{ft} es el fluido de trabajo, las entalpias h_4 y h_1 son calculadas con la librería XSteam de Matlab.

Se realiza un segundo balance de energía entre 1-4 y $t_1 - T_o$, para determinar la temperatura de salida del condensador, T_o :

$$T'_o = t_1 + \frac{\dot{m}_{ft}(h_4 - h_1)}{\dot{m}_r C_p} \quad (34)$$

Si la temperatura T'_o calculada con la ecuación 34 es mayor que la temperatura de diseño T_o se debe realizar un proceso iterativo para recalculer la masa del fluido de trabajo \dot{m}_{ft} .

El área de transferencia de calor del condensador de vapor o calentador de la salmuera se puede calcular como:

$$A_b = \frac{\dot{m}_{ft}(h_4 - h_1)}{U_b(LMTD_b)} \quad (35)$$

Donde el $LMTD_b$ es la diferencia de temperatura media logarítmica, U_b es el coeficiente global de transferencia de calor en el calentador de la salmuera. El $LMTD_b$ se obtiene de la siguiente forma:

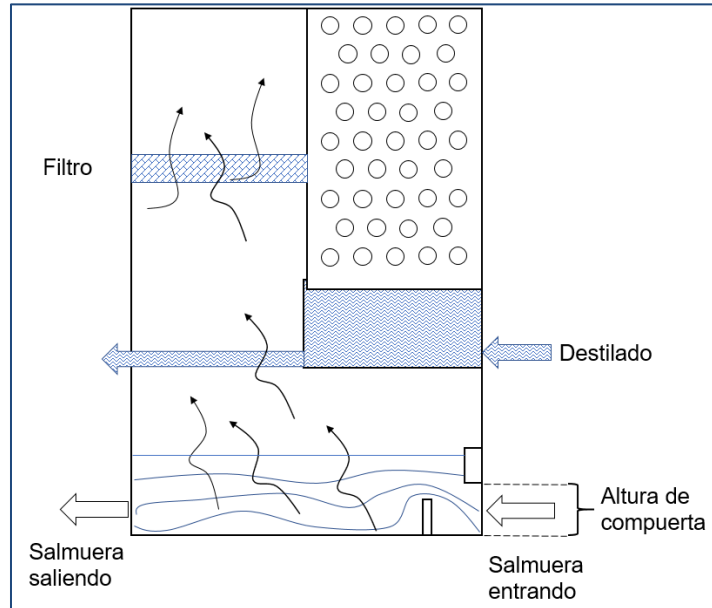
$$LMTD_b = \frac{(T_{ft} - T_o) - (T_{ft} - t_1)}{\ln\left(\frac{T_{ft} - T_o}{T_{ft} - t_1}\right)} \quad (36)$$

4.1.4. Dimensiones de la etapa flash

Para dimensionar la etapa flash es necesario tener en cuenta la altura de la compuerta, la altura del estanque o piscina de salmuera el ancho y largo de cada etapa, necesarios para permitir el paso de la salmuera de una etapa a otra. El largo de todas las etapas es igual al largo de la última etapa, y el ancho de todas las

etapas es igual al ancho de la primera etapa. La ilustración 16, muestra la altura de la piscina de salmuera debe estar por encima de la altura de la compuerta, esto se hace con el fin de tener un sello hidráulico, para no permitir el paso de los vapores formados de una etapa a otra.

Ilustración 16. Altura de la compuerta



Fuente: El-Dessouky, Ettouney (2002) [17].

La altura de la compuerta GH (ver ilustración 16) es calculada en términos de la caída de presión de la etapa ΔP , la densidad de la salmuera que fluye en la piscina ρ_B , el coeficiente de fricción del vertedero C_d , el ancho de la etapa W y el flujo másico de la salmuera de alimentación \dot{m}_r . Para cada etapa i la altura de la compuerta es:

$$GH_i = \left(\dot{m}_r - \sum_{k=1}^{i-1} D_k \right) (2\rho_{Bi}\Delta P_i)^{\frac{0.5}{C_d W}} \quad (37)$$

La altura del estanque de la salmuera se establece 20 centímetros más arriba de la altura de la compuerta:

$$H_i = 0.2 + GH_i \quad (38)$$

Donde:

$$\Delta P_i = P_i - P_{i+1} \quad (39)$$

$$W = \frac{\dot{m}_r}{V_b} \quad (40)$$

La longitud de la última etapa está en función del destilado o el vapor formado de la última etapa D_n , la densidad de este vapor ρ_{vn} , la velocidad del vapor V_{vn} y el ancho de la etapa W :

$$L = \frac{D_n}{\rho_{vn} V_{vn} W} \quad (41)$$

4.1.5. Área de transferencia de calor en los condensadores

El área de transferencia de calor se asume que es igual en todas las etapas, entonces se calcula el área de transferencia de calor en la primera etapa, esta es usada para calcular el área de transferencia de toda la planta. El área de transferencia de calor del condensador de la primera etapa es calculada de la siguiente forma:

$$A_c = \frac{\dot{m}_r C_p (t_1 - t_2)}{U_c (LMTD_c)} \quad (42)$$

Donde $LMTD_c$ esta dado por:

$$LMTD_c = \frac{(T_{v1} - t_1) - (T_{v1} - t_2)}{\ln \left(\frac{T_{v1} - t_1}{T_{v1} - t_2} \right)} \quad (43)$$

Donde T_{v1} es la temperatura del vapor formado vía flash y se calcula con la siguiente expresión:

$$T_{v1} = T_1 - BPE_1 - NEA_1 \quad (44)$$

Donde BPE y NEA , son la elevación del punto de ebullición y el margen de no equilibrio, respectivamente. El NEA representa la diferencia entre la temperatura real de la salmuera que sale de la etapa y la temperatura correspondiente al equilibrio termodinámico con la presión predominante de vacío [36]. Para el cálculo del BPE se utiliza la librería XSteam de Matlab y para el NEA Lior (1986) desarrollo correlaciones para calcular este valor, la siguiente ecuación es válida para etapas con largo de 10 pies:

$$NEA_{10} = 0,9784^{T_i} * 15,7378^H * 1,377^{V_b * 10^{-6}} \quad (45)$$

Donde T_i es la temperatura de la etapa en °C, H es la altura del estanque de salmuera en m y V_b es la velocidad de la salmuera por unidad de longitud del ancho

de la cámara flash en kg/ (m s). A continuación, se presenta otra correlación para calcular el NEA dependiendo de la longitud de la cámara o etapa.

$$NEA = \left(\frac{NEA_{10}}{0,5\Delta T + NEA_{10}} \right)^{0,3281L} * (0,5\Delta T + NEA_{10}) \quad (46)$$

Donde ΔT es la caída de temperatura de una etapa a otra y L es el largo de la etapa.

El área total de transferencia de calor de la planta:

$$A = A_b + nA_c \quad (47)$$

4.1.6. Parámetros de rendimiento de la planta MSF

Rendimiento de la planta:

$$PR = \frac{\dot{m}_d}{\dot{m}_{ft}} \quad (48)$$

El área específica de transferencia de calor:

$$s_A = \frac{A}{\dot{m}_d} \quad (49)$$

4.1.7. Calculo potencia de la bomba

Para el cálculo de la potencia de la bomba de captación del agua de mar, se asume una eficiencia en la bomba de 60% y se puede calcular como:

$$W_{B,MSF} = \frac{\rho_{SW} * \dot{m}_f * g * H_{per}}{\eta_{B,MSF}} \quad (50)$$

Donde ρ_{SW} , es la densidad del agua de mar, \dot{m}_f es el agua de mar de alimentación (o captación); g es la aceleración de la gravedad en la tierra; $\eta_{B,MSF}$, es la eficiencia de la bomba y H_{per} , es la perdida asociada al sistema de conducción del agua de mar, y es calculado con la ecuación de pérdidas de *Fanning*:

$$H_{per} = f * \frac{L}{D_{in}} * \frac{V^2}{2 * g} * n_{eta} \quad (51)$$

Donde L es la longitud de los tubos en el condensador de la etapa flash, V es la velocidad del fluido, D_{in} es el diámetro interno de los tubos del condensador, n_{eta} , es el número de etapas en la MSF; Y f es el factor de fricción, y es calculado con la ecuación de *Colebrook*:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 * \log \left(\frac{\frac{\varepsilon}{D_{in}}}{3,71} + \frac{2,51}{R_e * \sqrt{f}} \right) \quad (52)$$

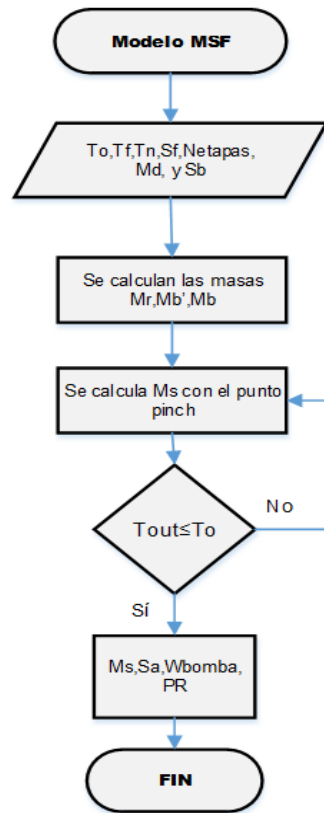
Donde ε , es la rugosidad de la tubería y R_e , es el número de Reynolds y está dado por:

$$R_e = \frac{\rho_{SW} * D_{in} * V}{\mu_{SW}} \quad (53)$$

Donde μ_{SW} , es la viscosidad dinámica del agua de mar.

A continuación, se observa la ilustración 17 el diagrama de flujo del modelo matemático de la MSF.

Ilustración 17. Diagrama de flujo del modelo de la MSF.



Fuente: Autores.

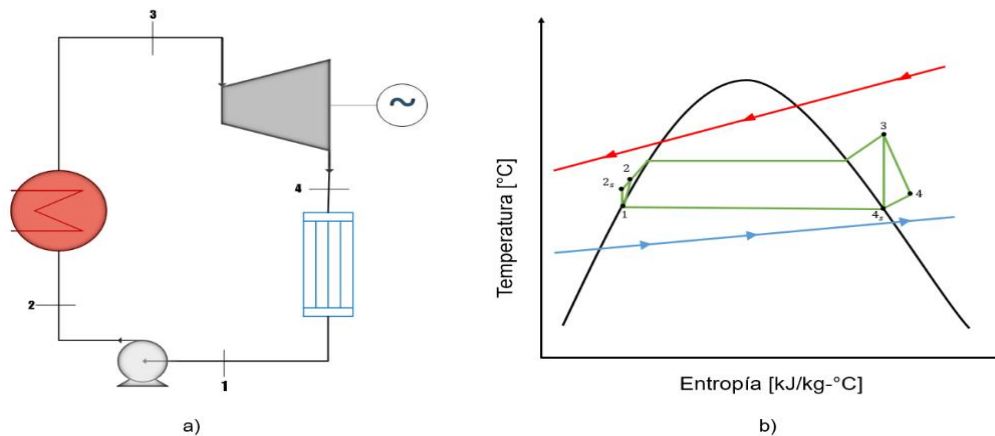
4.2. CICLO RANKINE

En el análisis del ciclo Rankine simple y con cogeneración se tuvieron en cuenta las siguientes consideraciones:

- ♦ Se analiza el ciclo de potencia en estado estable.
- ♦ Todos los equipos donde ocurren procesos térmicos se suponen como adiabáticos.
- ♦ Se desprecian las pérdidas en las tuberías conductoras del fluido de trabajo.
- ♦ Se supone una eficiencia isoentrópica en la turbina y bombas del sistema en 80% y 85% respectivamente [37],[38].
- ♦ Se asume una eficiencia del generador eléctrico de 93% [39].

La ilustración 18, muestra los componentes y el diagrama T-s del ciclo de potencia para un Rankine sencillo. La turbina (estado 3) trabaja a una presión de 10 bares y el condensador (estado 4) trabaja a una temperatura de 115°C (ver ilustración 18 b), se establece esta temperatura debido a que esta es el parámetro de diseño T_o de la tecnología de desalinización MSF descrito en numeral anterior. El flujo masico del ciclo de potencia fue hallado en el análisis pinch del condensador o calentador de la salmuera de alimentación. Teniendo estas condiciones y partiendo de la ilustración 18 b) se determinan los estados termodinámicos faltantes del ciclo. Todos los cálculos son realizados con la librería *XSteam* para Matlab.

Ilustración 18. Ciclo Rankine sencillo, a) elementos del ciclo, b) diagrama T-s



Fuente: Autores.

4.2.1. Análisis de energía en ciclo Rankine sencillo

Siguiendo los anteriores lineamientos y teniendo en cuenta que los cambios en la energía cinética y potencial son mínimos en relación al trabajo y a la transferencia de

calor, se consideran insignificantes. Entonces la ecuación de la energía en estado estable es:

$$(Q_{in} - Q_{out}) + (\dot{W}_{in} - \dot{W}_{out}) = (\lambda_{out} - \lambda_{in})\dot{m}_{ft} \quad (54)$$

El evaporador y el condensador no tienen asociado ningún trabajo, entonces la conservación de la energía para la caldera está dada por:

$$Q_{in} = (\lambda_3 - \lambda_2)\dot{m}_{ft} \quad (55)$$

Para el condensador:

$$Q_{out} = (\lambda_4 - \lambda_1)\dot{m}_{ft} \quad (56)$$

Donde la diferencia $\lambda_4 - \lambda_1$ corresponde al calor latente del fluido de trabajo a la temperatura T_4 .

Para la bomba y la turbina, se supone que estos dos dispositivos son isoentrópicos; la potencia de la bomba está dada por:

$$\dot{W}_B = (\lambda_2 - \lambda_1)\dot{m}_{ft} \quad (57)$$

Donde λ_1 es λ_f a la presión P_4 que corresponde a la presión de saturación a la temperatura de condensación, en este caso 115°C (ver ilustración 18 b) y λ_2 es calculada a la presión P_2 y s_2 que es igual a la entropía en la entrada de la bomba (punto 1).

Para la turbina:

$$\dot{W}_T = (\lambda_3 - \lambda_4)\dot{m}_{ft} \quad (58)$$

Donde λ_3 es calculado a la presión P_3 y con la entropía en el punto 3 que es igual a la del punto 4 (porque ocurre una expansión isoentrópica, ver ilustración 18 b).

La eficiencia del ciclo Rankine sencillo es la relación entre el trabajo neto (la diferencia entre el trabajo producido por la turbina y el trabajo consumido por la bomba) y calor de entrada en el evaporador:

$$\eta_{ciclo} = \frac{\dot{W}_T - \dot{W}_B}{Q_{in}} = \frac{\dot{W}_{Neto}}{Q_{in}} \quad (59)$$

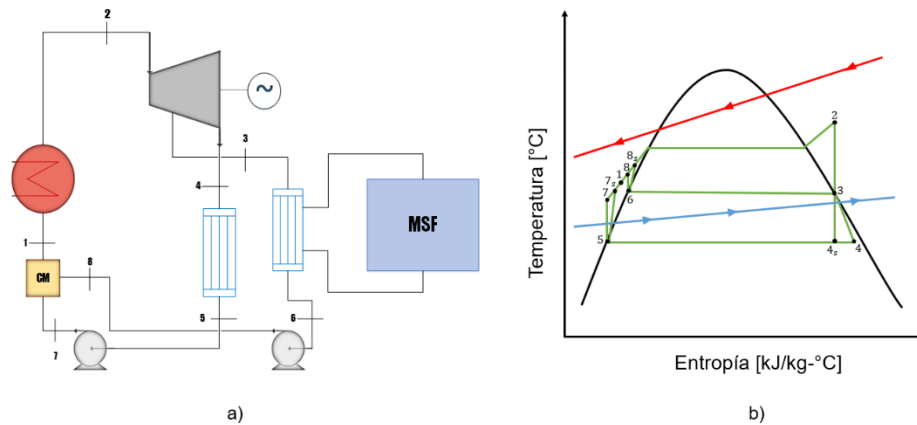
Como muestra la ilustración 18 b) la expansión que ocurre entre los puntos o estados 3 y 4 es "pequeña", debido a que la condensación del vapor saliente de la turbina se hace a una temperatura de 115°C, esto restringe la diferencia de entalpia

y por consiguiente el trabajo producido por la turbina, afectando negativamente la eficiencia del ciclo. Debido a esto se utiliza un ciclo Rankine con cogeneración, donde se realiza una extracción de vapor (a la temperatura requerida) y la condensación del vapor se hace a una presión menor respecto a P_4 .

4.2.2. Análisis de energía en ciclo Rankine con cogeneración

Para el análisis de energía del ciclo Rankine con cogeneración, se tienen en cuenta las restricciones o suposiciones dichas en el numeral anterior. En este ciclo se tienen tres elementos adicionales con respecto al Rankine sencillo (ver ilustración 19 a), que son: un condensador (para el calor de proceso), una bomba de retorno de condensados asociada a este proceso y una cámara de mezclado.

Ilustración 19. Ciclo Rankine con cogeneración, a) elementos del ciclo, b) diagrama T-s



Fuente: Autores.

La ecuación de energía en estado estable es igual a la ecuación 50.

El calor en el evaporador (calor de entrada) está dado por:

$$Q_{in} = (\lambda_2 - \lambda_1)\dot{m}_{ft1} \quad (60)$$

Para el condensador 1 (entre los puntos 3 y 6) el cual es calor de proceso utilizado para la MSF, es calculado de la siguiente forma:

$$Q_{proc} = (\lambda_3 - \lambda_6)\dot{m}_{ft3} \quad (61)$$

Donde la diferencia $\lambda_3 - \lambda_6$ es el calor latente a la temperatura de extracción de 115°C y \dot{m}_{ft3} es el flujo masico de vapor que debe pasar por el condensador, calculado en el análisis pinch del numeral 4.1.3.

El trabajo de la turbina está dado por:

$$\dot{W}_T = (\lambda_2 - \lambda_3)\dot{m}_{ft3} + (\lambda_3 - \lambda_4)\dot{m}_{ft4} \quad (62)$$

El trabajo consumido por la bomba 1 (entre 5 y 7) es calculado por:

$$\dot{W}_{B1} = (\lambda_7 - \lambda_5)\dot{m}_{ft5} \quad (63)$$

Donde el flujo másico \dot{m}_{ft4} y \dot{m}_{ft5} son iguales.

El trabajo consumido por la bomba 2 (entre 6 y 8) es calculado por:

$$\dot{W}_{B2} = (\lambda_8 - \lambda_6)\dot{m}_{ft6} \quad (64)$$

Donde el flujo másico \dot{m}_{ft3} y \dot{m}_{ft6} son iguales.

El balance de masa del ciclo de potencia sigue la siguiente expresión:

$$\dot{m}_{ft1} = \dot{m}_{ft3} + \dot{m}_{ft4} \quad (65)$$

Para determinar λ_1 (la entalpia en la entrada del evaporador) se debe realizar un balance de energía en la cámara de mezclado y es dado por:

$$\dot{m}_{ft1}\lambda_1 = \dot{m}_{ft7}\lambda_7 + \dot{m}_{ft8}\lambda_8 \quad (66)$$

La eficiencia del ciclo es calculada con el trabajo neto más calor de proceso, sobre el calor de entrada:

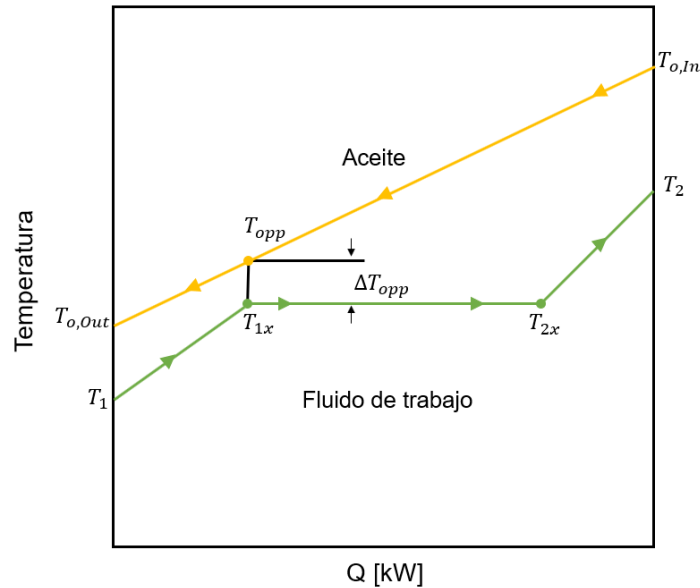
$$\eta_{ciclo} = \frac{\dot{W}_T - (\dot{W}_{B1} + \dot{W}_{B2}) + Q_{proc}}{Q_{in}} = \frac{\dot{W}_{Neto} + Q_{proc}}{Q_{in}} \quad (67)$$

Para el evaporador se realiza un análisis pinch con el fin encontrar la razón de flujo masico necesario para llevar el agua a las condiciones del punto 2. De acuerdo a *Shu* [37], *Tian* [40], *Vaja* [41] y *Galindo* [39], es necesario asegurar una diferencia mínima de temperatura en el punto pinch Δ_{pp} de 30°C. La ilustración 20, muestra

el perfil de temperatura en el evaporador, se realiza el balance de energía aguas arriba del punto pinch, donde T_{opp} es la temperatura del aceite cuando el agua se encuentra en liquido saturado, es decir, que está a punto de iniciar la evaporación, y es calculado por:

$$T_{opp} = T_{1x} + \Delta_{pp} \quad (68)$$

Ilustración 20. Perfil de temperatura en el evaporador



Fuente: Autores.

Para calcular el flujo masico se realiza el primer balance de energía entre 1x y 2, referente a la evaporación y sobrecalentamiento del fluido, el flujo masico es calculado como:

$$\dot{m}_{oil} = \frac{\dot{m}_{ft}(h_2 - h_{1x})}{C_{p,oil}(T_{o,in} - T_{opp})} \quad (69)$$

Donde \dot{m}_{oil} es el flujo masico del aceite, $C_{p,oil}$ es el calor especifico del aceite a presión constante, h_2 y h_{1x} son las entalpias de salida y liquido saturado del fluido de trabajo (agua), respectivamente. $T_{o,in}$ es la temperatura de entrada del aceite al evaporador.

Se realiza un segundo balance de energía para determinar la temperatura de salida del aceite, quedando:

$$T_{o,Out} = T_{opp} - \frac{\dot{m}_{ft}(h_{1x} - h_1)}{C_{p,oil}\dot{m}_{oil}} \quad (70)$$

Si la temperatura $T_{o,Out}$ calculada con la ecuación anterior, es menor que la temperatura de entrada permitida en el campo solar Fresnel, en este caso 205°C, se debe recalcular el flujo masico \dot{m}_{oil} para que se cumpla este parámetro.

4.3. CAMPO SOLAR FRESNEL

En este capítulo se va a desarrollar el modelo óptico, y un parámetro importante son coordenadas del lugar donde se plantea ubicar la planta, que para este proyecto es la Guajira, Colombia, con una latitud de 11.533 y una longitud de -72,907.

Modelo Óptico-Geométrico

Para el desarrollo del modelo óptico-geométrico se deben tener conocimientos previos con base en la geometría sol-tierra, por consiguiente, se deben realizar los cálculos correspondientes, para los cuales se hallarán los ángulos solares, separación de los espejos y el efecto sombra. También es importante definir la orientación de los espejos, que para este proyecto es de norte-sur respecto a su largo, ya que le sol se mueve de este a oeste.

El modelo desarrollado está sujeto a parámetros de diseño, los cuales se muestran a continuación en la tabla 6.

Tabla 6. Parámetros de diseño del colector.

Ancho de los espejos (W)	0,6 [m]
Altura del receptor (h)	5 [m]
Número de espejos (N)	20

4.3.1. Ángulos Solares

Declinación (δ): es el ángulo formado entre el plano del ecuador y el plano entre la eclíptica, y se determina de la siguiente manera, donde n es el día del año.

$$\delta = 23,45 * \text{seno} \left[360 * \frac{284 + n}{365} \right] \quad (71)$$

Ángulo horario (ω): es el desplazamiento angular del sol al este o al oeste del meridiano local debido a la rotación de la tierra, y está dado por la siguiente ecuación.

$$\omega = 15 * (H_s - 12) \quad (72)$$

Hora solar (H_s): La hora solar es el tiempo real que determina el Sol a su paso sobre un meridiano medido a partir del mediodía y es calculado de la siguiente forma, donde ET es la ecuación de tiempo y L_c es la corrección de la longitud local.

$$H_s = T_L + \left(\frac{ET}{60}\right) - L_c \quad (73)$$

Donde, $L_c = \frac{L_{Loc} - L_{ref}}{15}$

Ecuación del tiempo (ET): es un factor que corresponde a un desfase entre el mediodía solar y el mediodía local, y se calcula con la siguiente ecuación.

$$ET = 0,258 * \cos(x) - 7,416 * \text{seno}(x) - 3,648 * \cos(2x) - 9,228 * \text{seno}(2x) \quad (74)$$

Donde, $x = \frac{360 * (n-1)}{365.242}$

Ángulo cenital (θ_z): ángulo formado entre el plano de la vertical geográfica y la trayectoria del rayo solar que llega a una superficie.

$$\theta_z = \cos^{-1}(\text{seno}(\delta) * \text{seno}(\varphi) + (\cos(\delta) * \cos(\varphi) * \cos(\omega))) \quad (75)$$

Ángulo de altitud solar (α_s): Es el ángulo formado entre el plano del horizonte geográfico y la trayectoria del rayo solar que llega a una superficie.

$$\alpha_s = \text{seno}^{-1}(\text{seno}(\delta) * \text{seno}(\varphi) + \cos(\delta) * \cos(\omega) * \cos(\delta)) \quad (76)$$

Ángulo de azimut solar (Y_s): Es la distancia angular desde el sur del lugar y la proyección sobre el horizonte de los rayos del sol.

$$Y_s = \text{signo}(\omega) * \cos^{-1}(\cos(\theta_z) * \text{seno}(\varphi) - \text{seno}(\delta) * \text{seno}(\theta_z) * \cos(\varphi)) \quad (77)$$

Angulo de incidencia:

$$\theta = \cos^{-1}\left(\sqrt{\text{seno}(\delta) * \text{seno}(\varphi) + \cos(\delta) * \cos(\varphi) * \cos(\omega)^2 + \cos(\omega)^2 * \text{seno}(\omega)^2}\right) \quad (78)$$

4.3.2. Separación de los Espejos

Para determinar la separación de los espejos se realiza un análisis geométrico donde intervienen los ángulos solares, la geometría de los espejos y la distancia del

receptor. Los ángulos implícitos en la separación son el ángulo de perfil solar (θ_p) y sus ángulos complementarios, el ángulo transversal (θ_T) y longitudinal (θ_L).

Ángulo de perfil solar(θ_p): ángulo para hallar la posición del sol respecto al eje de rotación del sistema lineal Fresnel.

$$\theta_p = \tan^{-1} \left(\frac{\tan(\alpha_s)}{\cos(90 - \gamma_s)} \right) \quad (79)$$

Ángulo transversal (θ_T)

$$\theta_T = \tan^{-1} \left(\frac{\text{seno}(\gamma_s)}{\tan(\alpha_s)} \right) \quad (80)$$

Ángulo longitudinal (θ_L)

$$\theta_L = \tan^{-1}(\cos(\gamma_s) * \cos(\alpha_s)) \quad (81)$$

Para continuar con el cálculo de la separación de los espejos se debe hallar la distancia del primer espejo, la cual está determinada desde el centro del receptor hasta la posición del primer espejo(Q_n), para que esta distancia sea la óptima se debe hallar a medio día cuando el sol se encuentra en el punto más alto para evitar la mínima sombra generada por el tubo receptor, para hallar esa distancia se utiliza la siguiente ecuación.

$$Q_n = \frac{h}{\tan(\alpha_s)} \quad (82)$$

Donde h, es la altura del receptor[m].

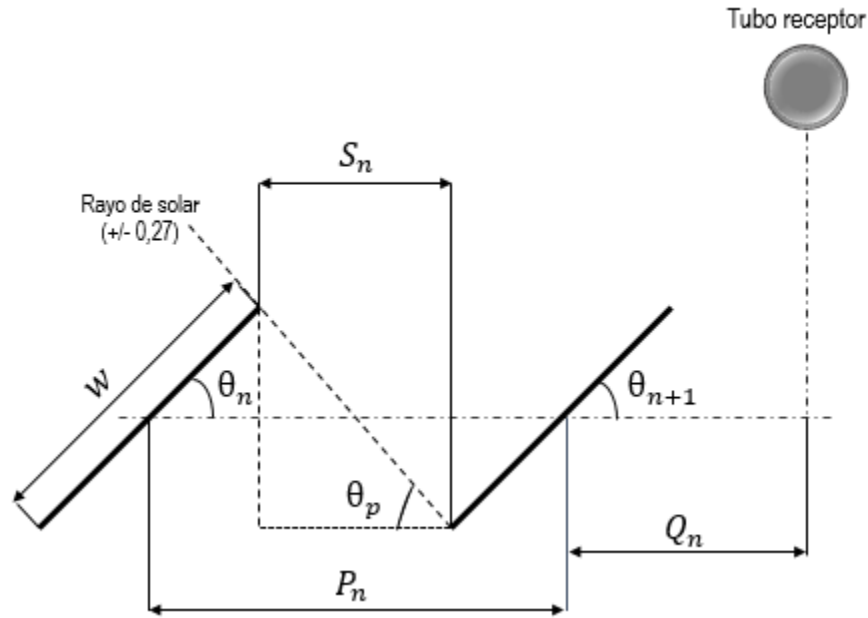
El área de apertura(A_{per}) se debe calcular para hallar el calor que recibe el receptor, y se calcula con la siguiente ecuación

$$A_{per} = \sum_1^n W * (\cos(\theta_t - \theta_n)) \quad (83)$$

Donde, n es el número de espejos.

Después de obtener la posición del primer espejo podemos continuar hallando la separación de los demás espejos, aplicando las siguientes ecuaciones, las cuales son dependientes entre ellas. En la ilustración 21 se muestran las variables que intervienen en el cálculo de las distancias de los espejos.

Ilustración 21. Distancia entre espejos en función del ángulo de perfil.



Fuente: Autores.

$$S_n = P_n - \frac{W}{2} * (\cos(\theta_n) + \cos(\theta_{n+1})) \quad (84)$$

$$S_n = \frac{W * (\text{sen}(\theta_n) + (\text{seno}(\theta_{n+1}) - \text{seno}(\theta_n)))}{\tan(\theta_p - 0,27)} \quad (85)$$

Resolviendo las ecuaciones anteriores simultáneamente se obtiene la siguiente ecuación, que es para determinar la separación de los espejos de centro a centro.

$$P_n = \frac{W * (\text{sen}(\theta_n) + (\text{seno}(\theta_{n+1}) - \text{seno}(\theta_n)))}{\tan(\theta_p - 0,27)} + \frac{W}{2} * (\cos(\theta_n) + \cos(\theta_{n+1})) \quad (86)$$

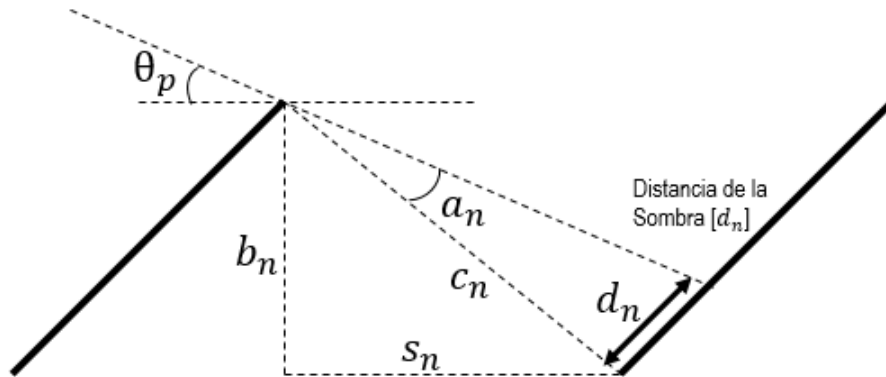
Donde W, es el ancho del espejo.

Para determinar la separación final de los espejos se debe hacer un proceso iterativo, el procedimiento se realiza solo a un lado de la torre, ya que el sistema es completamente simétrico, entonces el otro lado de los espejos estará dispuesto con las mismas distancias.

4.3.3. Efecto Sombra

Para determinar la sombra que generan los espejos, se utiliza la geometría mostrada en la ilustración 22, por medio de las siguientes ecuaciones se determina la longitud de la sombra (d_n). Se debe tener en cuenta que el colector está diseñado para un ángulo de perfil del sol y ángulo transversal, entonces una sección de los espejos estará a la sombra hasta alcanzar los parámetros de diseño.

Ilustración 22. Sombra proyectada sobre los espejos.



Fuente: Autores.

$$b_n = \frac{W}{2} (\text{seno}(\theta_n) + \text{seno}(\theta_{n+1})) \quad (87)$$

$$c_n^2 = b_n^2 + s_n^2 \quad (88)$$

$$a_n = 90 - \tan^{-1}\left(\frac{s_n}{b_n}\right) - \theta_p \quad (89)$$

Después de hallar las componentes geométricas con las ecuaciones anteriores, se puede hallar la longitud de sombra (d_n), este parámetro afecta directamente el rendimiento óptico del sistema.

$$d_n = \frac{c_n * \text{seno}(a_n)}{\text{seno}(\theta_p + \theta_{n+1})} \quad (90)$$

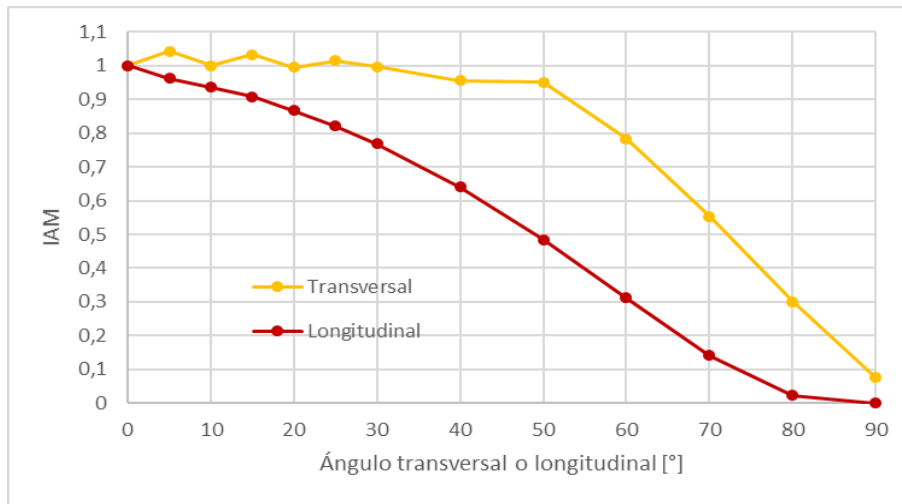
Por lo tanto, para determinar el rendimiento de la sombra a una determinada hora del día se emplea la siguiente ecuación.

$$\eta_{sombra} = 1 - \frac{d_n}{W} \quad (91)$$

Ángulo modificador de incidencia (*IAM*)

El *IAM* es un factor de corrección de la eficiencia óptica asociada con la desviación del ángulo de incidencia respecto al plano transversal y longitudinal. Para determinar el factor *IAM* considerado en el modelo se utiliza la ilustración 23.

Ilustración 23. Ángulo modificador de incidencia.



Fuente: Anexo c

Con la ilustración 23, se obtienen las ecuaciones representativas para calcular el ángulo modificador, pero se deben tener en cuenta los ángulos transversal y longitudinal hallados con las ecuaciones (80) (81), respectivamente, se obtiene el *IAM* con la siguiente ecuación.

$$AM = IAM_T * IAM_L \quad (92)$$

Para determinar el rendimiento óptico es necesario tener en cuenta las propiedades de los espejos, las cuales son dadas por el fabricante y por ángulo modificador de incidencia (*IAM*).

$$\eta_{\acute{o}ptica} = \alpha * \tau * \xi * IAM \quad (93)$$

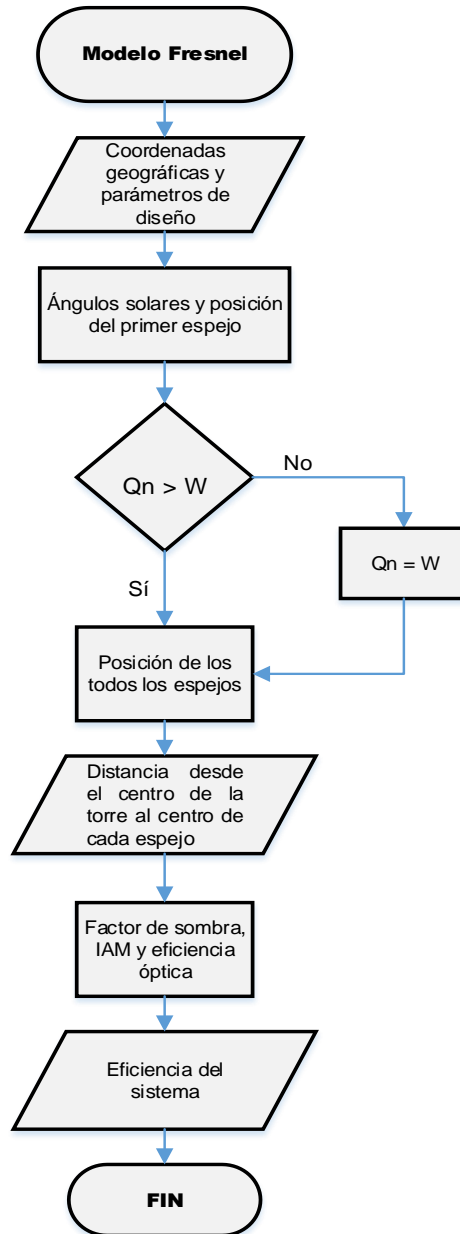
Donde, α , τ y ξ son transmitancia, absorbancia y reflectancia respectivamente.

Finalmente se obtiene la eficiencia del sistema con la ecuación 87, teniendo en cuenta el factor de sombra y la eficiencia óptica.

$$\eta_{sistema} = \eta_{sombra} * \eta_{\acute{o}ptica} \quad (94)$$

En la ilustración 24 se muestra el diagrama de flujo utilizado para desarrollar el modelo Fresnel.

Ilustración 24. Diagrama de flujo.



Fuente: Autores.

4.3.4. Modelo térmico del campo solar Fresnel

El modelo térmico se desarrolló para evaluar el comportamiento energético en el tubo receptor, para esto se deben realizar balances de energía y masa que

describan dicho comportamiento, hallando las ganancias y pérdidas de calor en el sistema. El modelo necesita parámetros de diseño mostrados en la tabla 7.

El fluido de trabajo seleccionado es el THERMINOL VP1, para el cual se calcularon las propiedades físicas del fluido utilizando el catálogo (ver anexo B) y el tubo receptor seleccionado es el SCHOTT PTR70, el criterio de selección de estos componentes del sistema es porque son los más utilizados y comerciales en la industria.

Tabla 8. Parámetros de diseño

Parámetros de diseño	
Radiación directa [DNI]	750 [W/m ²]
Temperatura de entrada [T_{in}]	205 [°C]
Temperatura de salida [T_{out}]	355 [°C]
Temperatura ambiente [T_a]	27 [°C]
Flujo másico [\dot{m}_{oil}]	4 [kg/s]
Tubo receptor SCHOTT PTR70	
Diámetro externo [D_o]	0,07 [m]
Diámetro interno [D_i]	0,065 [m]

Propiedades físicas del fluido

Calor específico [C_p]

$$C_{p_{oil}} = 0,002414 * (T_{avg} - 273,15) + 5,9591^{-6} * (T_{avg} - 273,15) - 2,9879^{-8} * (T_{avg} - 273,15) + 4,4172^{-11} * (T_{avg} - 273,15) + 1,498 \quad (95)$$

Donde, $T_{avg} = \frac{T_{in} + T_{out}}{2}$

Viscosidad cinemática [ν_{oil}]

$$\nu_{oil} = e^{\frac{544,149}{(T_{avg} - 273,15 + 114,43) - 2,59578}} \quad (96)$$

Conductividad térmica [k_{oil}]

$$k_{oil} = -8,19477^{-5} * (T_{avg} - 273,15) - 1,92257^{-7} * (T_{avg} - 273,15)^2 + 2,5034^{-11} * (T_{avg} - 273,15)^3 - 7,2974^{-15} * (T_{avg} - 273,15)^4 + 0,137743 \quad (97)$$

Densidad [ρ_{oil}]

$$\rho_{oil} = -0,90797 * (T_{avg} - 273,15) + 0,00078116 * (T_{avg} - 273,15) - 2,367^{-6} * (T_{avg} - 273,15) + 1083,25 \quad (98)$$

Viscosidad dinámica [μ_{oil}]

$$\mu_{oil} = \nu_{oil} * \rho_{oil} \quad (99)$$

Las siguientes variables son necesarias para calcular el coeficiente interno de transferencia de calor (h_{fi}), el cual depende del número de Prandtl (Pr_{in}), Reynolds (Re), Nusselt (Nu), velocidad del aceite (V_{oil}) y las propiedades físicas del fluido.

Número de Prandtl [Pr_{in}]

$$Pr_{in} = \frac{C_{p_{oil}} * \nu_{oil}}{k_{oil}} \quad (100)$$

Velocidad del aceite [V_{oil}]

$$V_{oil} = \frac{\dot{m}_{oil}}{A_t * \rho_{oil}} \quad (101)$$

Número de Reynolds [Re]

$$Re = \frac{D_i * V_{oil} * \rho_{oil}}{\mu_{oil}} \quad (102)$$

Número de Nusselt [Nu]

$$h_{fi} = \frac{Nu * k_{oil}}{D_i} \quad (103)$$

Se calcula el coeficiente de pérdidas de calor con la siguiente ecuación, para posteriormente hallar la eficiencia del sistema.

$$U_L = \frac{\dot{m}_{oil} * C_{p_{oil}} * (T_{exit} - T_{in})}{A_r * (T_{avg} - T_a)} \quad (104)$$

Donde, A_r es área del receptor y T_a es la temperatura ambiente.

Factor de perdidas F_{loss}

Este factor de pérdidas es la relación entre el ángulo de incidencia y la longitud del receptor.

$$F_{loss} = 1 - \frac{h * \tan(\theta)}{L} \quad (105)$$

El área total del campo se calcula con la siguiente ecuación

$$A_{campo} = L * (W * N) * N_{paralelo} \quad (106)$$

Donde N es número de espejos y $N_{paralelo}$ es la cantidad de arreglos.

El número total de arreglos se calcula con la relación de los calores, con la siguiente ecuación

$$N_{paralelo} = \frac{Q_{in}}{Q_{total}} \quad (107)$$

Para hallar el calor total se hace un balance de energía, con el calor disponible y el calor de pérdidas.

$$Q_{total} = Q_{in} - Q_{loss} \quad (108)$$

Donde Q_{in} es el calor disponible que recibe el receptor y Q_{loss} es el calor de pérdidas.

Para calcular los calores se utilizan las siguientes ecuaciones

$$Q_{in} = DNI * A_m * \eta_{sistema} * loss \quad (109)$$

Donde A_m es el área de los espejos.

$$Q_{loss} = U_L * A_r * (T_{avg} - T_a) \quad (110)$$

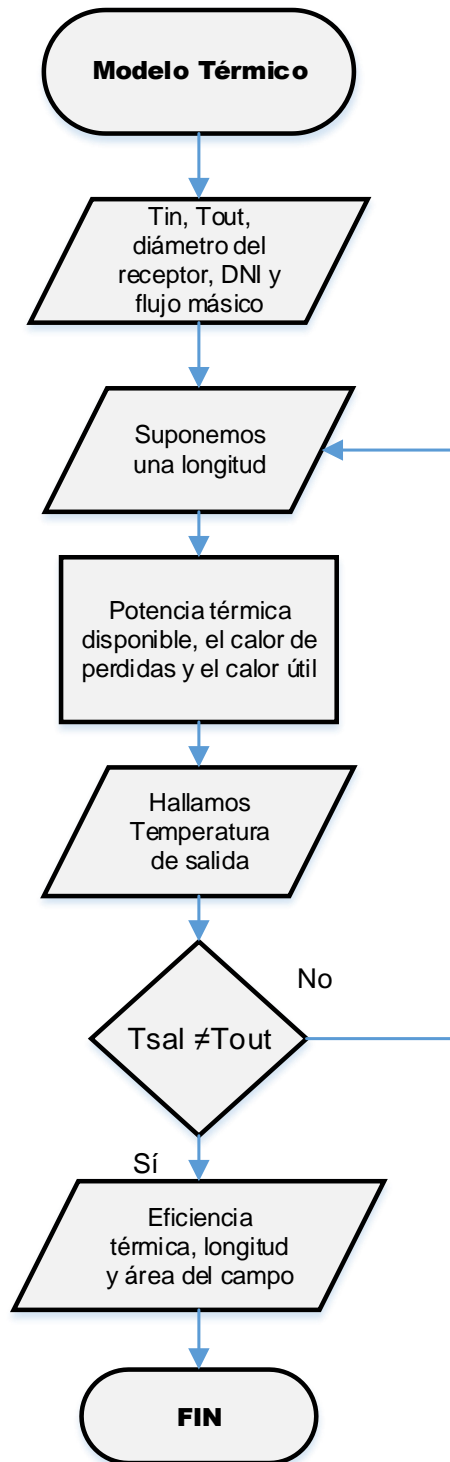
Por último, se calcula la eficiencia térmica del sistema, teniendo en cuenta la eficiencia Fresnel $\eta_{sistema}$ y las pérdidas de calor en el sistema.

$$\eta_{térmica} = \eta_{sistema} - \frac{U_L * (T_{avg} - T_a)}{DNI * \cos(\theta_i)} \quad (111)$$

La potencia total en campo solar Fresnel asociada a las bombas, se calcula de la misma forma como en la sección 4.1.7.

A continuación, se muestra el diagrama (ilustración 25) de flujo que se desarrolló para el modelo térmico.

Ilustración 25. Diagrama de flujo.



Fuente: Autores

4.4. Cálculo del costo del agua destilada TWP

Los costos directos de capital DC, son incluidos en los costos principales del sistema, como los costos de construcción y de terreno. El precio del campo Fresnel está en función del área del mismo; la MSF, está en función del destilado producido al día. Para calcular los costos directos de capital se necesitan de los siguientes parámetros, enunciados en la tabla 9:

Tabla 9. Parametros para el cálculo del TWP

PARÁMETRO	REFERENCIA	VALOR
Interés	<i>El-Dessouky- Ettouney (2002) [17]</i>	5%
Vida útil del sistema	<i>El-Dessouky- Ettouney (2002) [17]</i>	30
Capacidad de la planta		1285,2 m ³ /día
Costo eléctrico	<i>El-Dessouky- Ettouney (2002) [17]</i>	0.05 \$/kWh
Costo químico	<i>El-Dessouky- Ettouney (2002) [17]</i>	0.025 \$/kWh
Consumo específico de energía	<i>El-Dessouky- Ettouney (2002) [17]</i>	5 kWh/m ³

La tabla 10, muestra las ecuaciones para el cálculo del TWP

Tabla 10. Ecuaciones del cálculo del TWP

COSTO	FÓRMULA	REFERENCIA	ECU
Campo solar Fresnel	$DC_{Fresnel} = \beta(A_{campo})^{0,95}$	<i>Sharaf (2011) [42]</i>	(112)
MSF	$DC_{MSF} = 2867,7 * M_d^{0,9878}$	<i>Rahimi (2014) [43]</i>	(113)
Construcción	$DC_{build} = 0,15(DC_{Fresnel} + DC_{MSF})$	<i>Rahimi (2014) [43]</i>	(114)
Terreno	$DC_{land} = 0,1(DC_{Fresnel} + DC_{MSF})$	<i>Rahimi (2014) [43]</i>	(115)
Costo de capital directo	$DC = DC_{Fresnel} + DC_{MSF} + DC_{build} + DC_{land}$		(116)
Indirecto	$IDC = 0,25 * DC$		(117)
Total de costos capitales	$CC = DC + IDC$		(118)
Costos de operación y mantenimiento anual			
Elctrico	$EC_{MSF} = EP * SPC * M_d * 365$	<i>El-Dessouky-Ettouney (2002) [17]</i>	(119)
Laboral	$C_{lab} = LC * M_d * 365$	<i>El-Dessouky-Ettouney (2002) [17]</i>	(120)
Implementos quimicos	$C_{chem} = chemP * M_d * 365$	<i>El-Dessouky-Ettouney (2002) [17]</i>	(121)
Mantenimiento	$MC_{Fresnel} = 0,0075 * DC_{Fresnel}$	<i>Sharaf (2011) [42]</i>	(122)
	$MC_{MSF} = 0,02 * DC_{MSF}$		(123)
	$MC = MC_{Fresnel} + MC_{MSF}$		(124)
Total O y M	$OM = EC_{MSF} + C_{lab} + C_{chem} + MC$		(125)
Costo total de la planta	$TC = (CC * a) + OM$		(126)
TWP	$TWP = \frac{TC}{365 * M_d}$		(127)

Donde β es el precio de la tecnología Fresnel por metro cuadrado instalado, para este trabajo se tomó en 108 \$/m² [44] A_{campo} es el área del campo solar; M_d , es el volumen total de agua destilada (ver tabla 9). Y el a es el factor de amortización, que depende de la vida útil de la planta e i es la tasa de interés anual (ver tabla 10). Entonces a se define con la siguiente relación:

$$a = \frac{i(1+i)^n}{(1+i)^n - 1} \quad (128)$$

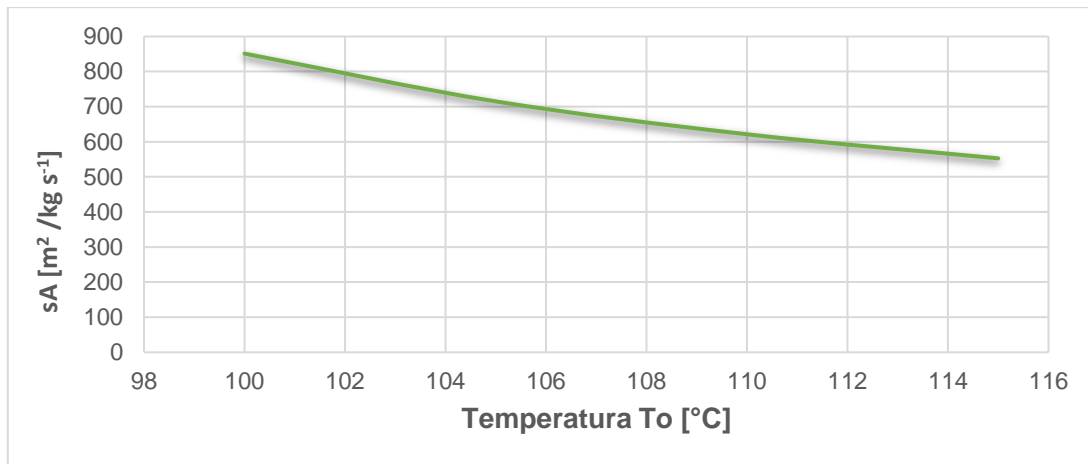
5. RESULTADOS

Se realizó la simulación del sistema global para determinar el comportamiento del sistema, variando T_o , parámetro relevante, en el aumento del BPE y el NEA en la cámara flash. A continuación, se muestran los resultados del comportamiento de las tres tecnologías variando la temperatura T_o .

5.1. Análisis de Resultados

Resultados para la tecnología de desalinización MSF:

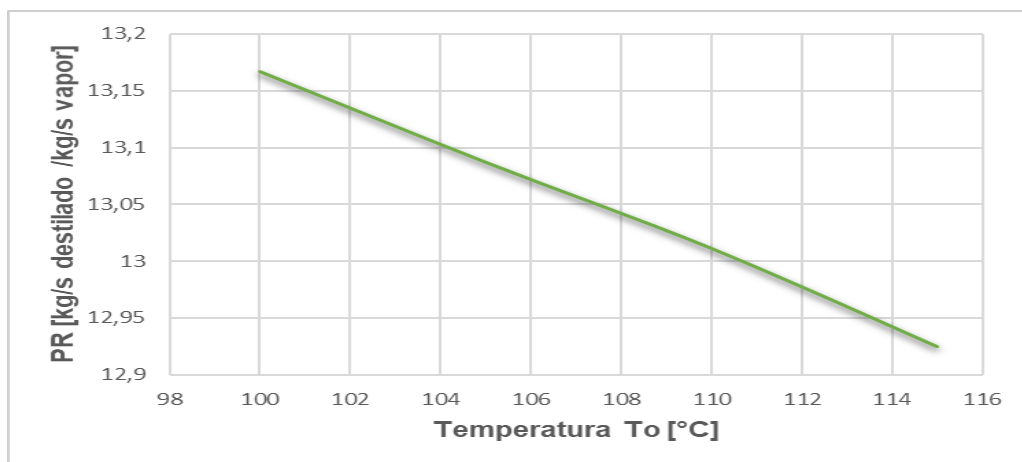
Ilustración 26. Comportamiento de s_A en función de T_o



Fuente: Autores.

La ilustración 26, muestra el comportamiento del área específica de transferencia de calor en función de la temperatura T_o . Existe una relación directa entre la temperatura T_o y el coeficiente de transferencia de calor, cuando aumenta la temperatura, los valores de coeficiente de transferencia de calor aumentan proporcionalmente, requiriendo una menor área de transferencia de calor.

Ilustración 27. Comportamiento de PR en función de T_o



Fuente: Autores.

La ilustración 27, muestra como el rendimiento de la planta (PR) disminuye a medida que aumenta la temperatura T_o , esto ocurre porque en el calentador de salmuera hay un cambio de fase a presión y temperatura constante, si la temperatura aumenta el λ_{fg} (el calor latente de vaporización) disminuye, lo que genera el aumento del flujo de vapor en calentador, ya que el PR es la relación entre el flujo másico destilado y el flujo másico del vapor en el calentador de salmuera.

Porcentaje de destilado dentro de la cámara flash:

Tabla 11. Porcentaje de destilado en la primera y última etapa.

T_o	100°C	105°C	110°C	115°C
Etapa 1	4,385%	4,405%	4,424%	4,443%
Etapa 24	3,955%	3,937%	3,919%	3,901%

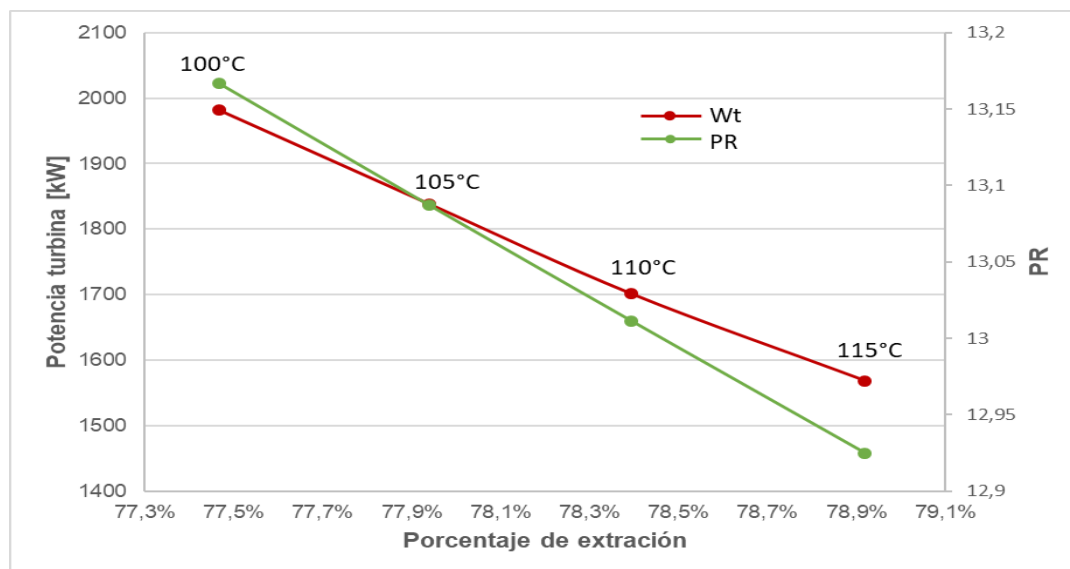
Fuente: Autores.

La relación entre el flujo másico destilado por etapa y flujo másico total destilado de la planta (51 kg/s) es denominado porcentaje de destilado, la tabla 11, muestra que el porcentaje de destilado aumenta en la primera etapa a medida que incrementa la temperatura T_o . En oposición a esto, el porcentaje de destilado en la última etapa (24) disminuye cuando el valor de la temperatura T_o aumenta. Esto ocurre porque la caída de temperatura entre una etapa y otra (ΔT_{etapas}) aumenta, debido a que la temperatura de la última etapa se fija en 40°C.

Resultados para el ciclo Rankine con cogeneración:

La ilustración 28, muestra que al disminuir el PR de la MSF, aumenta el porcentaje de extracción en la turbina, por consiguiente, la potencia neta eléctrica disminuye, debido a que el flujo másico que atraviesa la turbina es menor.

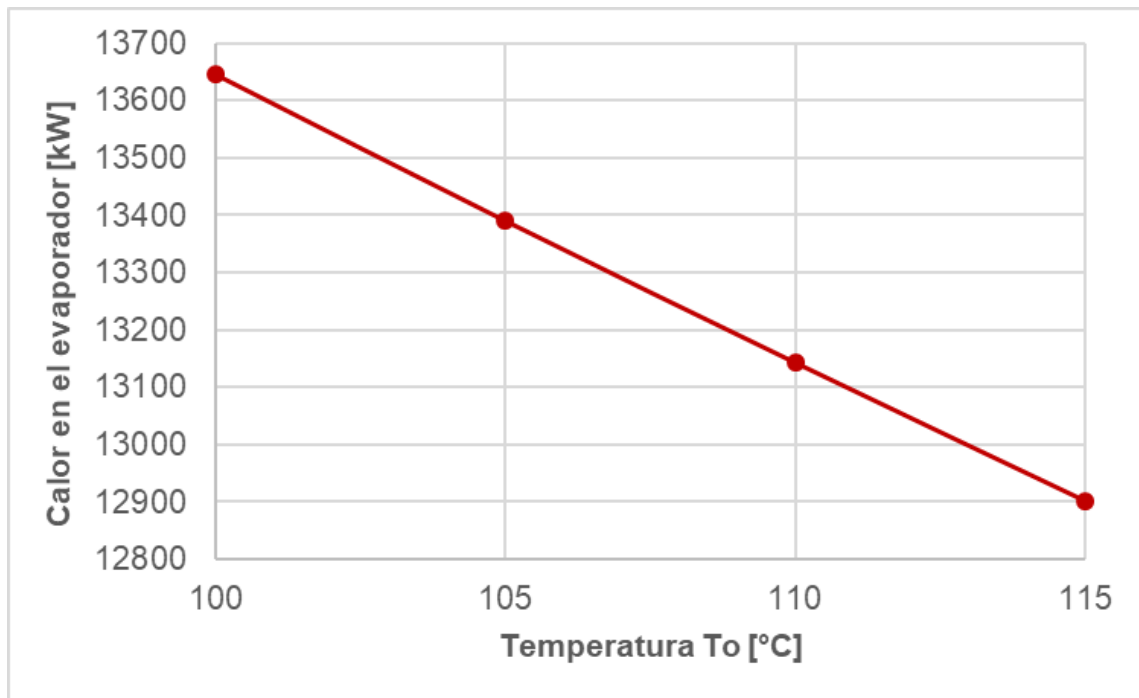
Ilustración 28. Comportamiento de la potencia de la turbina y PR en función de T_o



Fuente: Autores.

La ilustración 29, representa el comportamiento del calor en el evaporador a medida que incrementa la temperatura T_o . El calor disminuye porque en la cámara de mezclado del ciclo Rankine la temperatura en el estado 1 (T_1) (ver ilustración 19) aumenta, esta es la temperatura de entrada en el evaporador en el lado del agua, al entrar agua a mayor temperatura, se necesita menor energía para evaporar este fluido.

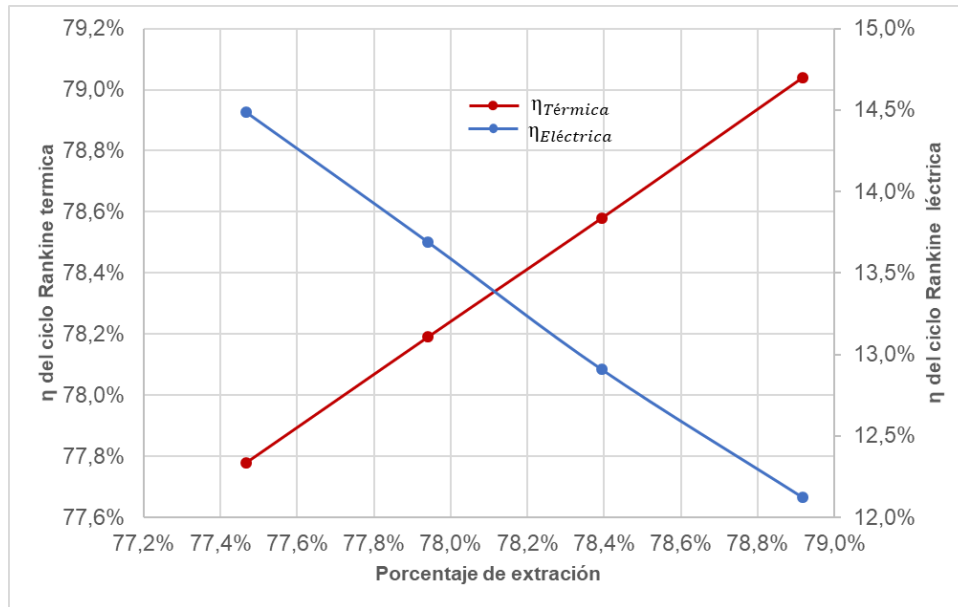
Ilustración 29. comportamiento del calor en el evaporador en función de T_o



Fuente: Autores.

En la ilustración 30, se observa el comportamiento de las eficiencias del ciclo. La eficiencia térmica hace referencia a el trabajo de la turbina y el calor de proceso. La eficiencia eléctrica solo tiene en cuenta el trabajo producido en la turbina, es decir: $\eta_{Eléctrica} = \frac{W_T}{Q_{in}}$. La ilustración 30, muestra como la eficiencia térmica aumenta con el porcentaje de extracción, debido a que el calor de proceso aumenta. Caso contrario en la eficiencia eléctrica, ya que el flujo másico que atraviesa la turbina es menor y esto limita la producción de potencia en la turbina.

Ilustración 30. Comportamiento de las eficiencias del ciclo.

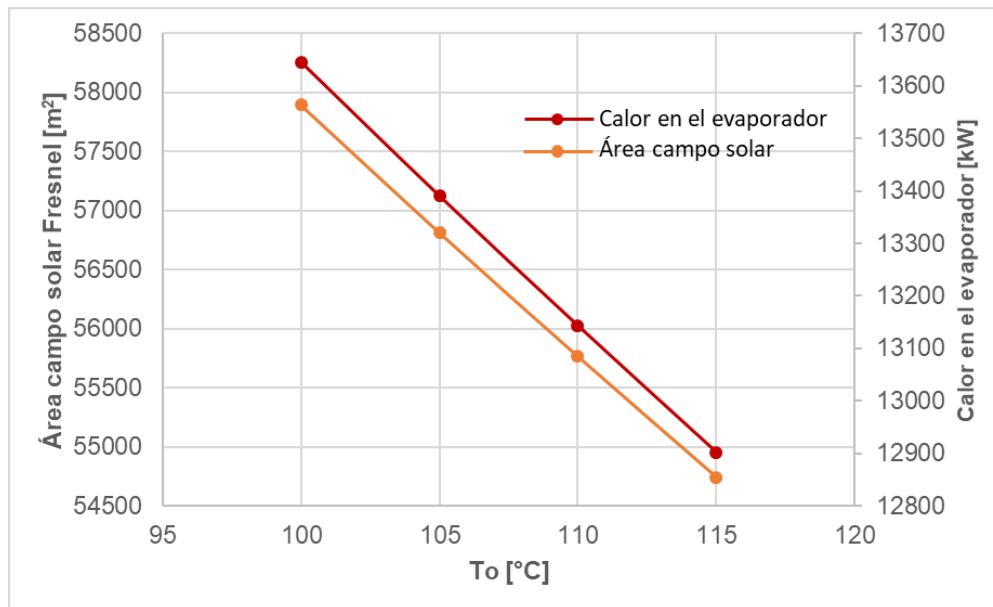


Fuente: Autores.

Resultado para el campo sola Fresnel:

La ilustración 31, evidencia como el área del campo solar disminuye junto con el calor en el evaporador, al aumentar la temperatura T_o .

Ilustración 31. Área del campo Fresnel y calor en el evaporador en función de T_o



Fuente: Autores.

Se realizó una segunda simulación del sistema acoplado variando T_f , ya que es un parámetro que no se puede controlar porque está influenciado por las condiciones climáticas del lugar, por tanto, esta variable puede estar cambiando constantemente. A continuación, en la tabla 12, se muestra el caso base y los tres casos de estudio con sus respectivos resultados:

Tabla 12. Simulación variando T_f para caso de estudio y caso 1, 2 y 3.

CASO BASE								
MSF								
T_f	PR	s_A	$W_{B,MSF}$	\dot{m}_r	\dot{m}_f	\dot{m}_b	\dot{m}_b'	TWP
26	13,087	715,049	68,273	461,704	147,632	314,072	96,632	2,134
Rankine								
T_f	Q_{in}	W_{Tur}	W_{B1}	W_{B2}	W_{neta}	$\eta_{Eléctrica}$	$\eta_{Térmica}$	
26	13390,000	1838,000	1,090	3,485	1833,425	0,137	0,782	
Fresnel								
T_f	η_{Op}	η_{TerF}	A_{Campo}	R_{Campo}	NumArreglos	L	$W_{B,Fresnel}$	\dot{m}_{Oil}
26	0,653	0,370	56496,501	5,231	10,582	444,912	36,695	40,975
CASO 1								
MSF								
T_f	PR	s_A	$W_{B,MSF}$	\dot{m}_r	\dot{m}_f	\dot{m}_b	\dot{m}_b'	TWP
25	13,087	715,049	68,273	461,704	147,632	314,072	96,632	2,134
Rankine								
T_f	Q_{in}	W_{Tur}	W_{B1}	W_{B2}	W_{neta}	$\eta_{Eléctrica}$	$\eta_{Térmica}$	
25	13293,748	1764,400	0,814	3,735	1759,851	0,132	0,829	
Fresnel								
T_f	η_{Op}	η_{TerF}	A_{Campo}	R_{Campo}	NumArreglos	L	$W_{B,Fresnel}$	\dot{m}_{Oil}
25	0,653	0,370	56065,786	5,191	10,501	444,912	36,431	40,975
CASO 2								
MSF								
T_f	PR	s_A	$W_{B,MSF}$	\dot{m}_r	\dot{m}_f	\dot{m}_b	\dot{m}_b'	TWP
27	14,097	936,204	68,215	461,704	147,632	314,072	96,632	2,140
Rankine								
T_f	Q_{in}	W_{Tur}	W_{B1}	W_{B2}	W_{neta}	$\eta_{Eléctrica}$	$\eta_{Térmica}$	
27	13486,293	1911,600	1,366	3,236	1906,999	0,141	0,736	
Fresnel								
T_f	η_{Op}	η_{TerF}	A_{Campo}	R_{Campo}	NumArreglos	L	$W_{B,Fresnel}$	\dot{m}_{Oil}
27	0,653	0,370	56927,578	5,271	10,663	444,912	36,958	40,975
CASO 3								
MSF								
T_f	PR	s_A	$W_{B,MSF}$	\dot{m}_r	\dot{m}_f	\dot{m}_b	\dot{m}_b'	TWP
29	16,650	1782,156	68,100	461,704	147,632	314,072	96,632	2,151
Rankine								
T_f	Q_{in}	W_{Tur}	W_{B1}	W_{B2}	W_{neta}	$\eta_{Eléctrica}$	$\eta_{Térmica}$	
29	13677,520	2057,700	1,914	2,739	2053,047	0,150	0,646	
Fresnel								
T_f	η_{Op}	η_{TerF}	A_{Campo}	R_{Campo}	NumArreglos	L	$W_{B,Fresnel}$	\dot{m}_{Oil}
29	0,653	0,370	57784,989	5,350	10,823	444,912	37,483	41,046

Fuente: Autores.

La tabla 12, muestra los resultados de la simulación variando la temperatura del agua de mar de alimentación (T_f). El caso base se realizó con una $T_f = 26^\circ C$ que es la temperatura promedio del mar en La Guajira. Las simulaciones se realizan variando la T_f en 25, 27 y $29^\circ C$. Para el Caso 1 el PR , s_A , $W_{B,MSF}$ y TWP no muestran variaciones, ya que la temperatura de este caso es un $1^\circ C$ menor que la temperatura T_f base, entonces esta variación insignificante no afecta drásticamente el comportamiento del sistema. En el sistema Fresnel para el caso 1 la eficiencia óptica y la eficiencia térmica son de 65,3% y 37%, respectivamente, la relación de área es -0,762%, porque el calor de evaporación disminuyó entonces se requiere menos área para producir esa energía.

Para el caso 2 con $T_f = 27^\circ C$ se obtuvo que PR , s_A , $W_{B,MSF}$ y TWP variaron un 7,7; 30,93; -0,085 y 0,27% respectivamente, con respecto al caso base, para el PR la relación indica que se necesita menos porcentaje de extracción para desalinizar la misma cantidad de agua, ya que son inversamente proporcionales. La relación de s_A incremento un 30,93% porque si el agua de mar entra más caliente se necesita mayor área de transferencia para lograr condensar el vapor formado dentro de la cámara. La potencia de la bomba se reduce porque las propiedades termofísicas del agua de mar disminuyen por el aumento de la temperatura, entonces la bomba debe entregar menos energía al fluido. La relación TWP es de un 0,27% porque el calor de evaporación aumenta y esto en el sistema representa mayor área en el campo solar como lo indica la relación que es 0,763% más que en el caso base, el caso 3 tiene un comportamiento igual al anterior pero en mayor proporción porque la temperatura es $T_f = 29^\circ C$, entonces hay variaciones notables en las relaciones de PR , s_A , $W_{B,MSF}$ y TWP , con valores de 27,2; 149,24; y 0,80% respectivamente, en cuanto al campo solar la relación es de 2,281%.

Los resultados de la simulación se realizaron variando la hora del día (H). El caso base se realizó con una $H = 12 pm$ que es punto de diseño del campo solar Fresnel. Las simulaciones se realizan variando la H a las 9 am, 11 am y 15 pm.

La tabla 13, muestra la variación del sistema respecto a la hora del día, porque este parámetro afecta la eficiencia del campo solar, para los 3 casos el calor de evaporación es $Q_{evap} = 13390 kW$. El caso base en esta simulación se calcula para la hora $H = 12 pm$, este caso muestra los resultados más favorables, porque tiene las eficiencia óptica y térmica más altas con valores de 65,28 y 37,01% respectivamente y con un área total de campo de $56496,5 m^2$ y una longitud de 444,91 m.

Tabla 13. Simulación variando H para caso de estudio y caso 1, 2 y 3.

CASO BASE								
MSF								
H	PR	S_A	$W_{B,MSF}$	\dot{m}_r	\dot{m}_f	\dot{m}_b	\dot{m}_b'	TWP
12	13,087	715,049	68,2731	461,70352	147,6316	314,07192	96,6316	2,1339
Rankine								
H	Q_{in}	W_{Tur}	W_{B1}	W_{B2}	W_{neta}	$\eta_{Eléctrica}$	$\eta_{Térmica}$	
12	13390	1838	1,0898	3,4852	1833,425	0,1369249	0,7819	
Fresnel								
H	η_{Op}	η_{TerF}	A_{campo}	R_{campo}	$Num_{Arreglos}$	L	$W_{B,Fresnel}$	\dot{m}_{Oil}
12	0,6528	0,3701	56496,501	5,2311575	10,582	444,9115	36,431	40,974618

Caso 1								
MSF								
H	PR	S_A	$W_{B,MSF}$	\dot{m}_r	\dot{m}_f	\dot{m}_b	\dot{m}_b'	TWP
9	13,087	715,049	68,273	461,704	147,632	314,072	96,632	2,134
Rankine								
H	Q_{in}	W_{Tur}	W_{B1}	W_{B2}	W_{neta}	$\eta_{Eléctrica}$	$\eta_{Térmica}$	
9	13390,000	1838,000	1,090	3,485	1833,425	0,137	0,782	
Fresnel								
H	η_{Op}	η_{TerF}	A_{campo}	R_{campo}	$Num_{Arreglos}$	L	$W_{B,Fresnel}$	\dot{m}_{Oil}
9	0,491	0,277	74775,858	6,924	10,641	585,588	47,950	40,951

Caso 2								
MSF								
H	PR	S_A	$W_{B,MSF}$	\dot{m}_r	\dot{m}_f	\dot{m}_b	\dot{m}_b'	TWP
11	13,087	715,049	68,273	461,704	147,632	314,072	96,632	2,134
Rankine								
H	Q_{in}	W_{Tur}	W_{B1}	W_{B2}	W_{neta}	$\eta_{Eléctrica}$	$\eta_{Térmica}$	
11	13390,000	1838,000	1,090	3,485	1833,425	0,137	0,782	
Fresnel								
H	η_{Op}	η_{TerF}	A_{campo}	R_{campo}	$Num_{Arreglos}$	L	$W_{B,Fresnel}$	\dot{m}_{Oil}
11	0,642	0,364	57724,747	5,345	10,641	452,057	37,016	40,951

Caso 3								
MSF								
H	PR	S_A	$W_{B,MSF}$	\dot{m}_r	\dot{m}_f	\dot{m}_b	\dot{m}_b'	TWP
15	13,087	715,049	68,273	461,704	147,632	314,072	96,632	2,134
Rankine								
H	Q_{in}	W_{Tur}	W_{B1}	W_{B2}	W_{neta}	$\eta_{Eléctrica}$	$\eta_{Térmica}$	
15	13390,000	1838,000	1,090	3,485	1833,425	0,137	0,782	
Fresnel								
H	η_{Op}	η_{TerF}	A_{campo}	R_{campo}	$Num_{Arreglos}$	L	$W_{B,Fresnel}$	\dot{m}_{Oil}
15	0,552	0,312	66804,076	6,186	10,641	523,159	42,838	40,951

Fuente: Autores.

Para el caso 1 con $H = 9 \text{ am}$, la relación entre el caso base y el caso 1, para las variables A_{campo} y L son 32,35 y 31,619% respectivamente, esto quiere decir que el área del campo y la longitud de los arreglos aumentan en estas proporciones; porque a esa hora de la mañana la eficiencia óptica y térmica se ven perturbadas por el efecto sombra, el aumento de la longitud y el coeficiente de transferencia de calor exterior en el tubo receptor (UL).

En el caso 2 con $H = 11 \text{ am}$, podemos ver que las relaciones de A_{campo} y L tienen valores de 2,174% y 1,606% respectivamente, esto se da porque la hora simulada

está más cerca al punto de diseño del sistema, esto produce que la eficiencia óptica y la térmica aumente con valores de 64,2 y 36,4%.

En el caso 3, sucede un comportamiento similar al del caso 1, ya que disminuye la eficiencia óptica y térmica a un valor de 55,2 y 31,2% respectivamente, como ya se mencionó esto es porque al transcurrir la tarde las horas se van alejando del punto de diseño y esto ocasiona que se aumente el área del campo.

4.2 Validación de los modelos matemáticos

La validación del modelo Fresnel se hace con los valores de eficiencia óptica, potencia térmica, área del campo y la eficiencia térmica obtenidos para el punto de diseño.

Tabla 14. Validación del modelo Fresnel

Este trabajo		Literatura	Desviación [%]	Referencia
η_{opt}	65,2%	67 %	2,76	Alhaj, M [29]
P_{term}	13,39 MW_t	13,6 MW_t	1,56	Alhaj, M [29]
A_{campo}	56496 m^2	55737 m^2	1,29	Alhaj, M [29]
η_{term}	37 %	30 – 80 %	-	Trieb M. [45]

La validación del modelo de la desalinizadora de agua de mar MSF, se hace con los valores del rendimiento de la planta y el costo del agua destilada, obtenidos para el punto de diseño.

Tabla 15. Validación del modelo MSF

T_o [°C]	Capacidad [m ³ /d]	PR Rendimiento de la planta	TWP [\$/m ³]	N de etapas	Referencia
<95	15	-	5,48	12-14	Szacsvay. (1999) [46].
<90	1570	10	1,8	31	Agha (2009) [47].
<105	1200-3000	11	2,5-4	24	Garcia y Gómez (1999) [48].
-	0,145	-	-	3	Abu-Jabal (2001) [49].
90	2230	5-18	2,72	20	Alsehli(2017) [50].
105	1285,2	13,087	2,314	24	Este trabajo

La tabla 15, compara el rendimiento y el costo del sistema con otros estudios reportados.

4.3 Análisis de la viabilidad técnica

Para analizar la viabilidad técnica de implementar un sistema de desalinización de agua de mar MSF acoplado con un campo termosolar tipo Fresnel, se utiliza el precio total del agua desalinizada (TWP) como criterio de evaluación; comparando este costo con el valor de la obtención de agua para el consumo de forma convencional, como lo son los camiones cisternas o carrotaques. La tabla 12, muestra el valor obtenido de TWP en la simulación para el diseño de la planta, teniendo en cuenta la temperatura superficial del mar caribe T_f igual a 26°C , la salinidad del mar caribe S_f igual a 36000 ppm, y temperatura máxima de la salmuera de alimentación T_o igual a 105°C y demás parámetros vistos en la sección 4.1.

Para el caso de diseño (caso base) mostrado en la tabla 12, el valor del TWP es de 2,314 \$USD/m³. A la fecha que se realizó este trabajo la tasa de cambio representativa del mercado del dólar es de 3.350 COP/USD [51]. Realizando la conversión del costo TWP a pesos colombianos, el valor del agua por unida de metro cubico desalinizado es igual a 7.751,9 \$ COP/m³.

Para el servicio y suministro de 10 m³ de agua potable en carrotanque se tiene un promedio de \$ COP 98.453 [52], para una distancia de transporte menor a 10 km. Si se requiere transportar a una distancia mayor a 10 km, el km adicional tiene un costo de \$ COP 9.845. Para este trabajo no se tiene en cuenta este último costo, sin embargo, es importante tenerlo presente, ya que esto puede elevar los costos de obtención de agua potable en carrotanque si se debe transportar el líquido a grandes distancias. Para comparar el costo de la obtención desalinizando agua de mar como se propone en este trabajo y la obtención de forma convencional, se divide el precio de obtener el agua en carrotanque en la capacidad del mismo, para tener el precio por unidad de m³. Entonces el costo del agua de carrotanque por metro cubico, es igual 9.845,3 \$ COP/m³.

Tabla 16. Costo del agua desalinizada y carrotanque

Costo \$ COP/m ³ MSF	Costo \$ COP/m ³ Carrotanque	Diferencia \$ COP/m ³	Diferencia %
7.751,9	9.845,3	2.093,4	21,26

Fuente: Autores.

Como se observa en la tabla 16, hay una diferencia de 2.093,4 \$ COP/m³, esto quiere decir que el precio del agua desalinizado por la MSF es más económico que su homologa teniendo una diferencia porcentual del 21,26.

6. CONCLUSIONES

En este proyecto se desarrolló el modelo y la simulación de un sistema solar Fresnel acoplado a un sistema de desalinización MSF, este último limita al campo solar Fresnel, ya que el campo debe suplir los requerimientos térmicos necesarios para desalinizar 1285,2 m³/día. Los resultados a partir de las simulaciones vistas en la sección 5 muestran que:

- ♦ Al comparar los resultados de los modelos con la literatura especializada se encontró que el modelo matemático del campo solar Fresnel tiene menos de un 3% de desvío, respecto a los autores citados. Para el modelo de desalinización con la tecnología MSF, es difícil determinar un porcentaje de desvío, ya que como se ve en la tabla 15 de la sección 5.2; los diferentes autores trabajan con diferentes valores en los parámetros de operación o de diseño; es por eso se muestra que los resultados del modelo están en un rango acordes a lo reportado. Como se mencionó anteriormente, se puede concluir que, de acuerdo al desvío de los modelos, estos son confiables.
- ♦ En la simulación donde varía T_f , el rendimiento de la planta MSF (PR) incrementa en más de un 30%, si la temperatura superficial del agua del mar aumenta, sin embargo, este aumento en la temperatura T_f hace que el área del campo aumente también, ya que el calor necesario en el evaporador del ciclo Rankine con cogeneración aumenta, debido a que en la cámara de mezclado el estado 1 (entrada en el evaporador) tiene menor energía respecto al caso base hecho con los parámetros de diseño.
- ♦ En los primeros cálculos de la integración de las tecnologías MSF-Fresnel, se optó por incluir un ciclo Rankine sencillo para tener un mejor aprovechamiento del área, ya que el calor requerido por la MSF podía ser el calor de rechazo del ciclo Rankine.
- ♦ En las simulaciones se identificaron como variables críticas del sistema MSF-Fresnel los parámetros T_o , T_f , S_f y la hora del día H , porque al variar estos parámetros se tienen cambios significantes en el rendimiento de la planta MSF de más de 7% y en el área específica de transferencia de calor s_A de más de 30%, en la eficiencia óptica y térmica del campo solar Fresnel varía en más de 17% cuando la hora se aleja de las 12 del medio día, ya que en este punto se tiene la mayor eficiencia.
- ♦ Respecto a la evaluación técnica de implementar un sistema solar térmico tipo Fresnel para la desalinización de agua de mar con tecnología MSF, puede ser viable ya que como parámetro de evaluación el costo del agua destilada TWP es 21,26% menor al costo de obtención del agua de forma convencional, en este caso carrotanque. Sin embargo, se necesita de una evaluación más profunda, es decir, utilizando un análisis de multicriterio, para determinar la viabilidad de una forma más confiable.

7. RECOMENDACIONES

Se recomienda hacer un análisis exergo económico con el fin de determinar de esta forma un costo de agua destilada (*TWP*) más confiable o cercano a la realidad.

Para futuros trabajos se recomienda cambiar el fluido de transferencia de calor en el campo solar Fresnel, para caracterizar el comportamiento de la tecnología de desalinización.

De igual forma sería interesante realizar un análisis de ciclo de vida a la salmuera de rechazo, ya que normalmente en la industria esta se devuelve al mar y no se conocen las implicaciones ambientales (en La Guajira) que esto causa en la fauna marina.

Se recomienda hacer un perfil de temperatura en el tubo receptor con la técnica de elementos finitos, para determinar la diferencia de temperatura entre receptores.

REFERENCIAS

- [1] K. Mohammadi, M. Saghafifar, K. Ellingwood, y K. Powell, «Hybrid concentrated solar power (CSP)-desalination systems: A review», *Desalination*, vol. 468. Elsevier B.V., 15-oct-2019.
- [2] H. Bamufleh, F. Abdelhady, H. M. Baaqeel, y M. M. El-Halwagi, «Optimization of multi-effect distillation with brine treatment via membrane distillation and process heat integration», *Desalination*, vol. 408, pp. 110-118, 2017.
- [3] J. Kucera, «Introduction to Desalination», *Desalin. Water from Water*, vol. 9781118208, pp. 1-37, 2014.
- [4] R. Borsani y S. Rebagliati, «Fundamentals and costing of MSF desalination plants and comparison with other technologies», *Desalination*, vol. 182, n.º 1-3, pp. 29-37, nov. 2005.
- [5] A. N. Mabrouk y H. E. S. Fath, «Technoeconomic study of a novel integrated thermal MSF-MED desalination technology», *Desalination*, vol. 371, pp. 115-125, sep. 2015.
- [6] H. L. Zhang, J. Baeyens, J. Degreève, y G. Cacères, «Concentrated solar power plants: Review and design methodology», *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 22. Elsevier Ltd, pp. 466-481, 2013.
- [7] N. Armaroli y V. Balzani, «Solar Electricity and Solar Fuels: Status and Perspectives in the Context of the Energy Transition», *Chem. - A Eur. J.*, vol. 22, n.º 1, pp. 32-57, 2016.

- [8] M. Saghafifar y M. Gadalla, «Thermo-economic optimization of hybrid solar Maisotsenko bottoming cycles using heliostat field collector: Comparative analysis», *Appl. Energy*, vol. 190, pp. 686-702, 2017.
- [9] «Decenio Internacional para la Acción “El agua, fuente de vida” 2005-2015. Áreas temáticas: Escasez de agua».
- [10] Asamblea Nacional Constituyente, «CONSTITUCIÓN POLÍTICA DE COLOMBIA 1991», Bogotá D.C, 1991.
- [11] Programa de las Naciones Unidas, «Objetivo 6: Agua limpia y saneamiento». [En línea]. Disponible en: <https://www.undp.org/content/undp/es/home/sustainable-development-goals/goal-6-clean-water-and-sanitation.html>. [Accedido: 10-nov-2019].
- [12] E. Beier, G. Bernal, M. Ruiz-Ochoa, y E. D. Barton, «Freshwater exchanges and surface salinity in the Colombian basin, Caribbean Sea», *PLoS One*, vol. 12, n.º 8, pp. 1-12, 2017.
- [13] C. Tejedor, «Introducción a la Desalación por ósmosis inversa. Conceptos Básicos», *EOI Esc. Negocios*, p. 56, 2008.
- [14] J. M. Sánchez, A. Casañas González, M. R. García Sánchez-Colomer, y A. J. Zarzo Martínez, «Guía de Desalación: aspectos técnicos y sanitarios en la producción de agua de consumo humano», 2009.
- [15] A. S. Alsaman, A. A. Askalany, K. Harby, y M. S. Ahmed, «A state of the art of hybrid adsorption desalination-cooling systems», *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 58. Elsevier Ltd, pp. 692-703, 01-may-2016.
- [16] E. Jones, M. Qadir, M. T. H. van Vliet, V. Smakhtin, y S. mu Kang, «The state of desalination and brine production: A global outlook», *Science of the Total Environment*, vol. 657. Elsevier B.V., pp. 1343-1356, 20-mar-2019.
- [17] H. T. El-Dessouky y H. M. Ettouney, *Fundamentals of Salt Water Desalination*, First edit. Kuwait: Elsevier Science B.V., 2002.
- [18] UPME y IDEAM, «Atlas de Radiación Solar de Colombia», Bogotá D.C, 2005.
- [19] Y. A. Çengel y M. A. Boles, *Termodinámica*. McGRAW-HILL, 2011.
- [20] W. T. WELFORD y R. WINSTON, «Physical Optics Aspects of Concentrators and Collectors», en *High Collection Nonimaging Optics*, Elsevier, 1989, pp. 131-145.
- [21] D. A. Baharoon, H. A. Rahman, W. Z. W. Omar, y S. O. Fadhl, «Historical development of concentrating solar power technologies to generate clean electricity efficiently – A review», *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 2015.
- [22] R. Abbas, M. Valdés, M. J. Montes, y J. M. Martínez-Val, «Design of an

innovative linear Fresnel collector by means of optical performance optimization: A comparison with parabolic trough collectors for different latitudes», *Sol. Energy*, 2017.

- [23] S. Karathanasis, *Linear Fresnel Reflector Systems for Solar Radiation Concentration*, First edit. Springer, 2019.
- [24] M. Lin, K. Sumathy, Y. J. Dai, R. Z. Wang, y Y. Chen, «Experimental and theoretical analysis on a linear Fresnel reflector solar collector prototype with V-shaped cavity receiver», *Appl. Therm. Eng.*, vol. 51, n.º 1-2, pp. 963-972, 2013.
- [25] A. Häberle, M. Berger, S. Scherer, y J. Farian, «La Tecnología CSP Fresnel: El estado de la tecnología y una visión general del mercado», p. 51, 2014.
- [26] M. Frasquet, «Tecnologías de calor solar para industria». [En línea]. Disponible en: <http://www.calorsolar.es/tecnologia.html>. [Accedido: 11-nov-2019].
- [27] H. El-Dessouky y S. Bingulac, «Solving equations simulating the steady-state behavior of the multi-stage flash desalination process», *Desalination*, vol. 107, n.º 2, pp. 171-193, 1996.
- [28] A. Nannarone, C. Toro, y E. Sciubba, «Multi-stage flash desalination process: Modeling and simulation», *30th Int. Conf. Effic. Cost, Optim. Simul. Environ. Impact Energy Syst. ECOS 2017*, n.º July, 2017.
- [29] M. Alhaj, A. Mabrouk, y S. G. Al-Ghamdi, «Energy efficient multi-effect distillation powered by a solar linear Fresnel collector», *Energy Convers. Manag.*, vol. 171, pp. 576-586, sep. 2018.
- [30] J. D. Nixon y P. A. Davies, «Cost-exergy optimisation of linear Fresnel reflectors», *Sol. Energy*, vol. 86, n.º 1, pp. 147-156, ene. 2012.
- [31] Programa de las Naciones Unidas, «Objetivos de Desarrollo Sostenible». [En línea]. Disponible en: <https://www.undp.org/content/undp/es/home/sustainable-development-goals.html>. [Accedido: 10-nov-2019].
- [32] República de Colombia, «RESOLUCIÓN NÚMERO 2115», 2007.
- [33] DANE, «Población indígena Colombia», 2019.
- [34] E. A. (Eldon A. . Shaffer, A. B. R. (Alan B. R. Thomson, y Canadian Association of Gastroenterology., *First principles of gastroenterology : the basis of disease and an approach to management*. Canadian Association of Gastroenterology = Association canadienne de gastroentérologie, 1992.
- [35] E. Bonamico, «Optimized Configurations of Orc Systems for Utilization of Low Temperature Heat Sources», 2016.
- [36] P. Fiorini, E. Sciubba, y C. Sommariva, «A new formulation for the non-equilibrium allowance in MSF processes», *Desalination*, vol. 136, n.º 1-3, pp.

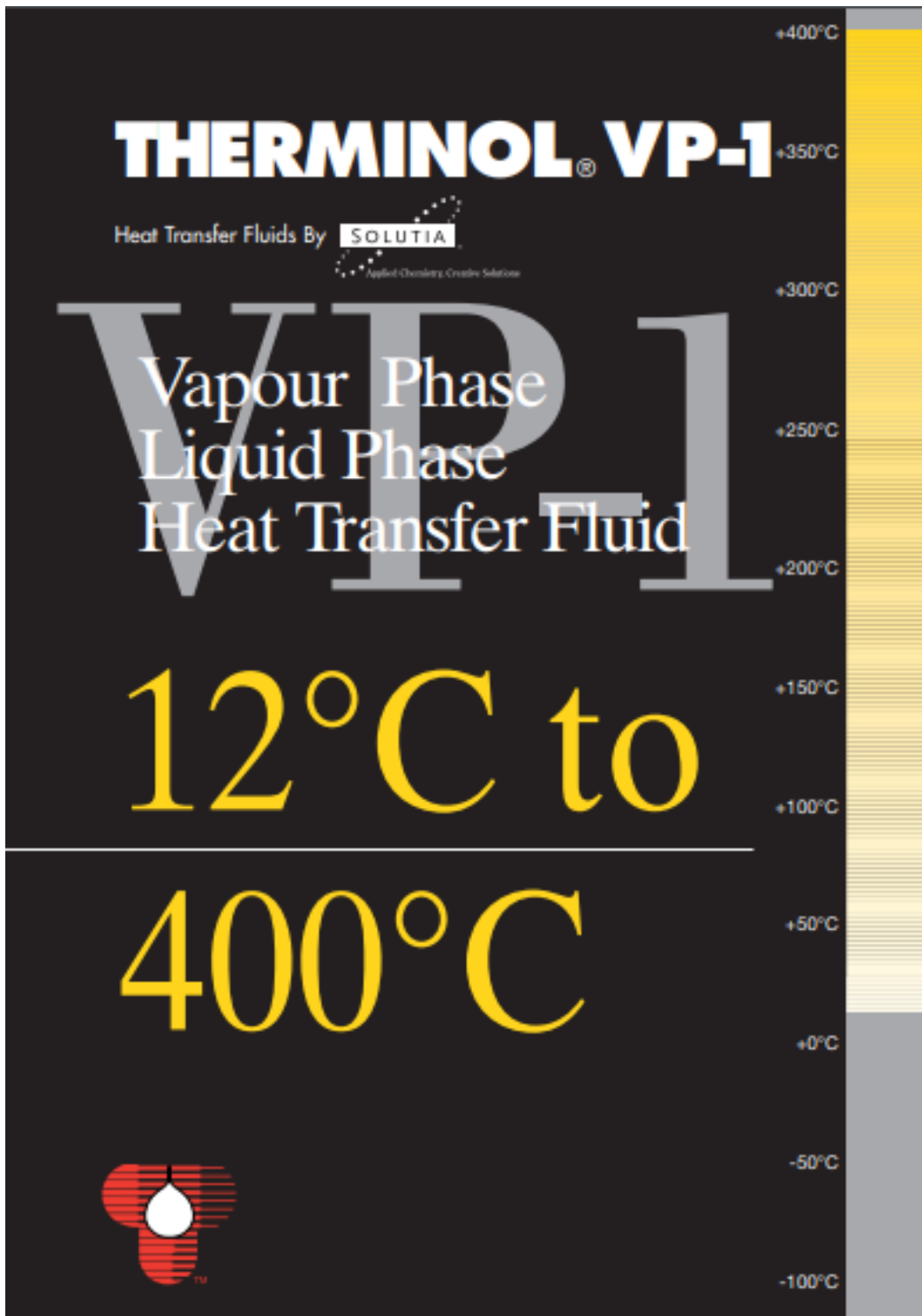
177-188, may 2001.

- [37] G. Shu, X. Li, H. Tian, X. Liang, H. Wei, y X. Wang, «Alkanes as working fluids for high-temperature exhaust heat recovery of diesel engine using organic Rankine cycle», *Appl. Energy*, vol. 119, pp. 204-217, abr. 2014.
- [38] Y. Liang, G. Shu, H. Tian, y Z. Sun, «Investigation of a cascade waste heat recovery system based on coupling of steam Rankine cycle and NH₃-H₂O absorption refrigeration cycle», *Energy Convers. Manag.*, vol. 166, pp. 697-703, jun. 2018.
- [39] A. L. Galindo Noguera, L. S. Mendoza Castellanos, E. E. Silva Lora, y V. R. Melian Cobas, «Optimum design of a hybrid diesel-ORC / photovoltaic system using PSO: Case study for the city of Cujubim, Brazil», *Energy*, vol. 142, pp. 33-45, ene. 2018.
- [40] H. Tian, G. Shu, H. Wei, X. Liang, y L. Liu, «Fluids and parameters optimization for the organic Rankine cycles (ORCs) used in exhaust heat recovery of Internal Combustion Engine (ICE)», *Energy*, vol. 47, n.º 1, pp. 125-136, 2012.
- [41] I. Vaja y A. Gambarotta, «Internal Combustion Engine (ICE) bottoming with Organic Rankine Cycles (ORCs)», *Energy*, vol. 35, n.º 2, pp. 1084-1093, 2010.
- [42] M. A. Sharaf, A. S. Nafey, y L. García-Rodríguez, «Exergy and thermo-economic analyses of a combined solar organic cycle with multi effect distillation (MED) desalination process», *Desalination*, vol. 272, n.º 1-3, pp. 135-147, may 2011.
- [43] B. Rahimi, A. Christ, K. Regenauer-Lieb, y H. T. Chua, «A novel process for low grade heat driven desalination», *Desalination*, vol. 351, pp. 202-212, oct. 2014.
- [44] I. B. Askari, M. Ameri, y F. Calise, «Energy, exergy and exergo-economic analysis of different water desalination technologies powered by Linear Fresnel solar field», *Desalination*, vol. 425, pp. 37-67, ene. 2018.
- [45] F. Trieb M., «Concentrating Solar Power for Seawater Desalination», *Dlr*, vol. 396, p. 279, 2005.
- [46] T. Szacsavay, P. Hofer-Noser, y M. Posnansky, «Technical and economic aspects of small-scale solar-pond-powered seawater desalination systems», *Desalination*, vol. 122, n.º 2-3, pp. 185-193, jul. 1999.
- [47] K. R. Agha, «The thermal characteristics and economic analysis of a solar pond coupled low temperature multi stage desalination plant», *Sol. Energy*, vol. 83, n.º 4, pp. 501-510, abr. 2009.
- [48] L. García-Rodríguez y C. Gómez-Camacho, «Conditions for economical benefits of the use of solar energy in multi-stage flash distillation», en *Desalination*, 1999, vol. 125, n.º 1-3, pp. 133-138.

- [49] M. S. Abu-Jabal, I. Kamiya, y Y. Narasaki, «Proving test for a solar-powered desalination system in Gaza-Palestine», *Desalination*, vol. 137, n.º 1-3, pp. 1-6, may 2001.
- [50] M. Alsehli, J. K. Choi, y M. Aljuhan, «A novel design for a solar powered multistage flash desalination», *Sol. Energy*, vol. 153, pp. 348-359, 2017.
- [51] «Banco de Bogotá - Internacional». [En línea]. Disponible en: <https://pbit.bancodebogota.com.co/Indicadores/Indicadores.aspx>. [Accedido: 15-ago-2019].
- [52] «Agua en Carrotanque». [En línea]. Disponible en: <http://www.eaav.gov.co/ServiciosYProductos/Paginas/Agua-en-Carrotanque.aspx>. [Accedido: 30-nov-2019].

ANEXOS

Anexo A. PROPIEDADES TERMOFÍSICAS DEL THERMINOL VP-1



THERMINOL VP-1

Therminol VP-1 liquid/vapour phase heat transfer fluid, is a stable, high temperature medium that delivers process heat at temperatures up to 400°C with reliability and precise control.

Therminol VP-1 is a eutectic mixture of 73.5% diphenyl oxide / 26.5% diphenyl, and as such can be used in existing liquid, or vapour phase systems, for top-up or replacement of heat transfer fluids of the same composition. Vapour phase operation is possible at temperature above 257°C.

Heat Tracing System

Since Therminol VP-1 heat transfer fluid solidifies at 12°C, precautions must be taken to ensure lines do not freeze, particularly in outdoor installations. Heat tracing must be installed wherever lines run a danger of cooling below this point. All pipelines and equipment which may contain stagnant liquid should be traced, including all streams, vapour, drain and charge lines.

Thermal Stability at 400°C

Thermal stability of a heat transfer is one of the most important considerations in the selection of a fluid for operation under specific heat transfer conditions. Therminol VP-1 has a reputation for outstanding stability in operation.

Therminol VP-1 is based on raw materials of high purity produced by a first intent manufacturing process. This results in a reduced level of high boiler formation, superior thermal stability and benefits to the user in terms of extended fluid life and dependable trouble-free system operation.

Therminol VP-1 is thermally stable and suitable for operation over long periods at bulk temperatures up to 370-400°C.

Flammability

Although the DPDPO eutectic can burn at elevated temperature, its chemical nature is such that its use as heat transfer medium in a properly designed and operated system does not normally constitute a serious fire or explosion hazard. Vapour freed into the air rapidly cools to below the fire point. High pressure mists, however, can form an explosive mixture with air.

Typical Physical, Chemical and Thermal Properties of Therminol VP-1

Composition		Diphenyl oxide/diphenyl
Appearance		Clear, sediment free liquid
Max. bulk temperature		400°C
Max. film temperature		430°C
Kinematic viscosity @ 40°C	DIN 51562 - 1	2.48 mm ² /s (cSt)
Density @ 15°C	DIN 51757	1068 kg/m ³
Flash point	DIN EN 22719	110°C
	DIN 51378	124°C
Fire point	ISO 2592	127°C
Autoignition temperature	DIN 51794	621°C
Pour point	ISO 3018	12°C
Boiling point @ 1013 mbar		257°C
Coefficient of thermal expansion		0.00097/°C
Moisture content	DIN 51777 - 1	< 300 ppm
Total acidity	DIN 51558 - 1	< 0.2 mg KOH/g
Chlorine content	DIN 51577 - 3	< 10 ppm
Copper corrosion	EN ISO 2180	<< 1a
Average molecular weight		168

Note: Values quoted are typical values obtained in the laboratory from production samples. Other samples might exhibit slightly different data. Specifications are subject to change. Write to Solvita for current sales specifications.

THERMINOL VP-1

Properties of Therminol VP-1 vs Temperatures - Liquid Phase

Temperature °C	Density kg/m ³	Thermal Conductivity W/m.K	Heat Capacity kJ/kg.K	Viscosity		Vapour pressure (absolute) kPa*	Enthalpy kJ/kg	Latent Heat vap. kJ/kg
				Dynamic mPa.s	Kinematic mm ² /s**			
12	1071	0.137	1.523	5.48	5.12	-	0	419.0
20	1064	0.136	1.536	4.29	4.03	-	12.3	414.7
30	1056	0.135	1.535	3.28	3.10	-	27.9	409.3
40	1048	0.134	1.604	2.60	2.40	-	43.8	403.9
50	1040	0.133	1.633	2.12	2.03	-	60.0	398.6
60	1032	0.132	1.662	1.761	1.707	-	76.4	393.3
70	1024	0.131	1.690	1.492	1.458	-	93.2	388.1
80	1015	0.130	1.719	1.284	1.265	-	110.3	382.9
90	1007	0.129	1.747	1.119	1.111	-	127.8	377.8
100	999	0.128	1.775	0.985	0.986	0.5	145.2	372.7
110	991	0.126	1.803	0.875	0.884	0.8	163.1	367.6
120	982	0.125	1.831	0.784	0.798	1	181.3	362.6
130	974	0.124	1.858	0.707	0.726	2	199.7	357.5
140	965	0.123	1.886	0.642	0.665	3	218.4	352.6
150	957	0.121	1.913	0.585	0.612	5	237.4	347.6
160	948	0.120	1.940	0.537	0.566	7	256.7	342.7
170	940	0.118	1.968	0.494	0.526	9	276.2	337.7
180	931	0.117	1.995	0.457	0.491	13	296.0	332.8
190	922	0.115	2.021	0.424	0.460	18	316.1	327.9
200	913	0.114	2.048	0.395	0.432	24	336.5	323.0
210	904	0.112	2.075	0.368	0.407	32	357.1	318.0
220	895	0.111	2.101	0.345	0.385	42	378.0	313.0
230	886	0.109	2.128	0.324	0.366	54	399.1	308.0
240	877	0.107	2.154	0.305	0.348	68	420.5	303.0
250	867	0.106	2.181	0.288	0.332	86	442.2	297.9
260	857	0.104	2.207	0.272	0.317	108	464.1	292.7
270	848	0.102	2.234	0.258	0.304	133	486.3	287.5
280	838	0.100	2.260	0.244	0.292	163	508.8	282.2
290	828	0.098	2.287	0.232	0.281	198	531.6	276.8
300	817	0.096	2.314	0.221	0.271	239	554.6	271.2
310	806	0.095	2.341	0.211	0.262	286	577.8	265.6
320	796	0.093	2.369	0.202	0.254	340	601.4	259.7
330	784	0.091	2.397	0.193	0.246	401	625.2	253.8
340	773	0.089	2.425	0.185	0.239	470	649.3	247.6
350	761	0.086	2.454	0.177	0.233	548	673.7	241.3
360	749	0.084	2.485	0.170	0.227	635	698.4	234.7
370	736	0.082	2.517	0.164	0.222	732	723.4	227.8
380	723	0.080	2.551	0.158	0.218	840	748.8	220.7
390	709	0.078	2.588	0.152	0.214	959	774.4	213.2
400	694	0.076	2.628	0.146	0.211	1090	800.5	205.3
410	679	0.073	2.674	0.141	0.208	1230	827.0	197.0
420	662	0.071	2.729	0.137	0.206	1380	854.0	188.0
425	654	0.070	2.760	0.134	0.205	1470	867.7	183.3

Note: Values quoted are typical values obtained in the laboratory from production samples. Other samples might exhibit slightly different data. Specifications are subject to change. Write to Solutia for current sales specifications.

Physical Property Formulae of Liquid

$$\text{Density (kg/m}^3\text{)} = -0.00797 * T(^{\circ}\text{C}) + 0.00078116 * T(^{\circ}\text{C})^2 - 2.367 * 10^{-4} * T(^{\circ}\text{C})^3 + 1083.25$$

$$\text{Heat capacity (kJ/kg.K)} = + 0.002414 * T(^{\circ}\text{C}) + 5.9593 * 10^{-4} * T(^{\circ}\text{C})^2 - 2.9879 * 10^{-6} * T(^{\circ}\text{C})^3 + 4.4172 * 10^{-8} * T(^{\circ}\text{C})^4 + 1.498$$

$$\text{Thermal Conductivity (W/m.K)} = - 8.19477 * 10^{-4} * T(^{\circ}\text{C}) - 1.92257 * 10^{-4} * T(^{\circ}\text{C})^2 + 2.5034 * 10^{-4} * T(^{\circ}\text{C})^3 - 7.2974 * 10^{-6} * T(^{\circ}\text{C})^4 + 0.137143$$

$$\text{Kinematic viscosity (mm}^2\text{/s)} = e^{\left(\frac{344.39}{T(^{\circ}\text{C})-133.42} - 2.9916\right)}$$

$$\text{Vapour pressure (kPa)} = - 0.790859 * T(^{\circ}\text{C}) + 4.35824 * 10^{-2} * T(^{\circ}\text{C})^2 - 3.6106 * 10^{-4} * T(^{\circ}\text{C})^3 + 1.08408 * 10^{-6} * T(^{\circ}\text{C})^4 + 2.12329$$

$$\text{Latent Heat Vaporization (kJ/kg)} = - 0.528933 * T(^{\circ}\text{C}) - 7.50303 * 10^{-4} * T(^{\circ}\text{C})^2 + 1.5622 * 10^{-6} * T(^{\circ}\text{C})^3 - 3.771 * 10^{-8} * T(^{\circ}\text{C})^4 + 425.18$$

THERMINOL VP-1

Properties of Therminol VP-1 vs Temperatures - Vapour Phase

Temperature °C	Density kg/m ³	Thermal Conductivity W/m.K	Heat Capacity kJ/kg.K	Enthalpy* kJ/kg	Dynamic Viscosity mPa.s
12	-	0.0081	0.975	419.0	0.0057
20	-	0.0085	1.003	427.0	0.0059
30	-	0.0090	1.037	437.2	0.0061
40	-	0.0095	1.070	447.7	0.0063
50	-	0.0100	1.104	458.4	0.0065
60	-	0.0105	1.137	469.7	0.0067
70	-	0.0110	1.170	481.3	0.0069
80	-	0.0116	1.203	493.2	0.0071
90	-	0.0121	1.235	505.4	0.0073
100	-	0.0126	1.267	517.9	0.0075
110	0.042	0.0132	1.299	530.7	0.0077
120	0.065	0.0137	1.331	543.9	0.0079
130	0.099	0.0143	1.362	557.2	0.0081
140	0.148	0.0149	1.393	571.0	0.0083
150	0.214	0.0154	1.424	585.0	0.0085
160	0.303	0.0160	1.454	599.4	0.0087
170	0.423	0.0166	1.484	613.9	0.0089
180	0.575	0.0171	1.514	628.8	0.0091
190	0.772	0.0177	1.543	644.0	0.0094
200	1.00	0.0183	1.572	659.5	0.0096
210	1.33	0.0189	1.601	675.1	0.0098
220	1.71	0.0195	1.629	691.0	0.0100
230	2.17	0.0201	1.657	707.1	0.0102
240	2.73	0.0207	1.685	723.5	0.0104
250	3.38	0.0213	1.712	740.1	0.0106
260	4.17	0.0220	1.739	756.8	0.0108
270	5.09	0.0226	1.766	773.8	0.0110
280	6.17	0.0232	1.792	791.0	0.0112
290	7.42	0.0238	1.819	808.4	0.0114
300	8.86	0.0245	1.845	825.8	0.0116
310	10.5	0.0251	1.871	843.4	0.0118
320	12.4	0.0258	1.897	861.1	0.0120
330	14.6	0.0264	1.923	879.0	0.0122
340	17.0	0.0271	1.948	896.9	0.0124
350	19.8	0.0277	1.974	915.0	0.0126
360	22.9	0.0284	2.001	933.1	0.0128
370	26.5	0.0291	2.027	951.2	0.0130
380	30.5	0.0298	2.054	969.5	0.0132
390	35.0	0.0304	2.082	987.6	0.0134
400	40.1	0.0311	2.111	1005.8	0.0136
410	45.8	0.0318	2.142	1024.0	0.0138
420	52.4	0.0325	2.175	1042.0	0.0140

* Enthalpy values are at 101 kPa at 12°C

Note: Values quoted are typical values obtained in the laboratory from production samples. Other samples might exhibit slightly different data. Specifications are subject to change. Write to Solvata for current sales specifications.

Physical Property Formulae of Vapour

$$\text{Density (kg/m}^3\text{)} = -0.0003917 \cdot T(^{\circ}\text{C}) + 4.34615 \cdot 10^{-4} \cdot T(^{\circ}\text{C})^2 - 2.41006 \cdot 10^{-5} \cdot T(^{\circ}\text{C})^3 + 5.33458 \cdot 10^{-7} \cdot T(^{\circ}\text{C})^4 + 0.553905$$

$$\text{Heat Capacity (kJ/kg.K)} = +0.003703 \cdot T(^{\circ}\text{C}) - 3.0274 \cdot 10^{-4} \cdot T(^{\circ}\text{C})^2 + 2.9324 \cdot 10^{-6} \cdot T(^{\circ}\text{C})^3 + 0.92709$$

$$\text{Dynamic Viscosity (mPa.s)} = +2.0124 \cdot 10^{-4} \cdot T(^{\circ}\text{C}) + 3.4557 \cdot 10^{-5} \cdot T(^{\circ}\text{C})^2 - 7.1288 \cdot 10^{-7} \cdot T(^{\circ}\text{C})^3 + 0.005449$$

$$\text{Thermal Conductivity (W/m.K)} = +4.84257 \cdot 10^{-4} \cdot T(^{\circ}\text{C}) + 2.9067 \cdot 10^{-5} \cdot T(^{\circ}\text{C})^2 - 6.5306 \cdot 10^{-7} \cdot T(^{\circ}\text{C})^3 + 0.0075110$$

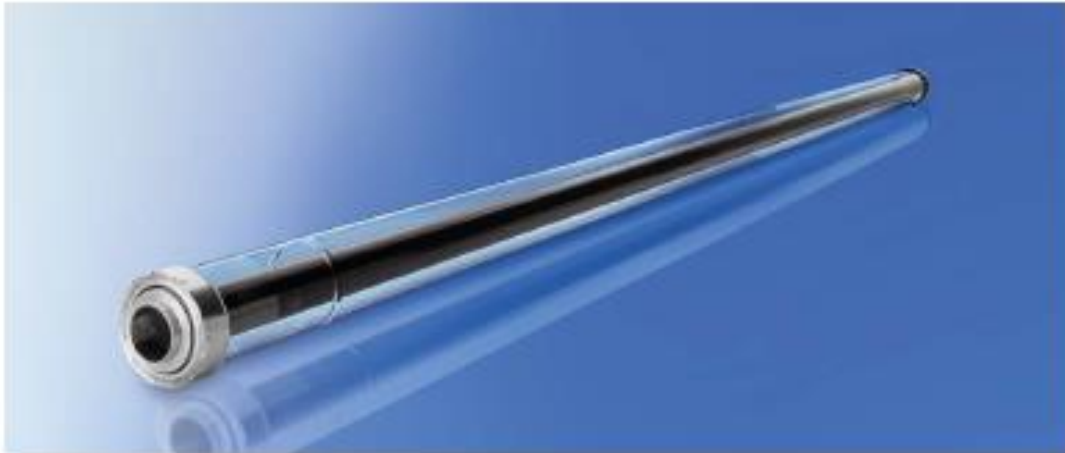
Anexo B. CATALOGO DEL TUBO RECEPTO SCHOTT PTR-70

SCHOTT PTR®70 Receivers

Designed for maximum profitability of the power plant

SCHOTT Solar CSP introduces the 4th generation of receivers, which benefits from the experience of more than 1 Million receivers installed in over 50 CSP projects worldwide. The new generation SCHOTT PTR®70 again sets the benchmark in product performance and provides superior product durability and lifetime.

The SCHOTT PTR®70 is designed for usage in state-of-the-art power plants operating with oil-based heat transfer fluids at temperatures up to 400°C.



Stable performance

The optical properties of the absorber coating are crucial for the performance of the collector field. SCHOTT Solar CSP has developed and patented the absorber coating with remarkable optical and thermal values for a long-term performance stability.

Higher efficiency through low heat loss

A new receiver end design includes an innovative internal heat shield that minimizes heat losses and improves the efficiency of the receiver.

Improved handling and robustness

The 4th generation receiver is significantly lighter and is equipped with a protection cap at the receiver ends. It prevents mechanical impact to sensitive parts during mounting, installation and operation, thus improving project execution.

SCHOTT
solar

Validated best-in-class performance

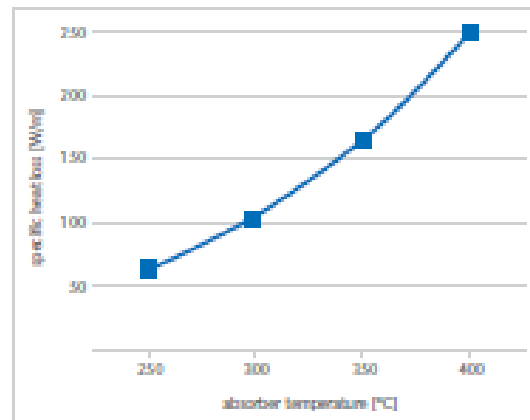
According to measurements at DLR (German Aerospace Centre) Quarz, the SCHOTT 4th generation receiver shows an optical performance 6% above the industry standard.

Heat loss measurements carried out in a round robin test performed by SCHOTT Solar CSP in cooperation with NREL (US National Renewable Energy Laboratory) and DLR confirmed a heat loss of less than 250 W/m at working temperatures (400 °C).

Technical specification

Components	Specification
Dimension	<ul style="list-style-type: none"> length: 4060 mm at 20°C ambient temperature (159.8 inches at 68°F) aperture length: > 96.7% of the bulk length at 350°C / 662°F working temperature
Absorber	<ul style="list-style-type: none"> outer diameter: 70 mm / 2.75 inches steel-type: DIN 1.4541 or similar solar absorptance: <ul style="list-style-type: none"> $\alpha_{\text{ext}} \geq 95.5\%$ $\alpha_{\text{ext}} \geq 96\%$ thermal emittance: $\epsilon \leq 9.5\%$
Glass envelope	<ul style="list-style-type: none"> Borosilicate glass outer diameter: 125 mm / 4.9 inches antireflective coating solar transmittance: $\tau \geq 97\%$
Thermal losses	<ul style="list-style-type: none"> In conjunction with SCHOTT Solar CSP patented shields < 250 W/m (@ 400 °C) < 165 W/m (@ 350 °C) < 110 W/m (@ 300 °C) < 70 W/m (@ 250 °C)
Vacuum	<ul style="list-style-type: none"> residual gas pressure: $< 10^{-2}$ mbar
Heat transfer fluid	<ul style="list-style-type: none"> non-corrosive thermal oil with an effective partial pressure of dissolved Hydrogen of $p_{\text{H}_2} < 30$ Pa
Operating pressure	<ul style="list-style-type: none"> < 41 bar (absolute)

Thermal losses



© 2011 SCHOTT Solar CSP GmbH

SCHOTT Solar CSP GmbH
 Halberbergstrasse 10
 55122 Mainz
 Germany
 Phone +49 (0)36131186-14158
 Fax +49 (0)36412888-0192
 csp@schott-solar.com

www.schott.com/csp

SCHOTT
solar

Anexo C. RESULTADOS DE LAS SIMULACIONES

SIMULACIÓN VARIANDO T_0

CASO BASE								
MSF								
T_0	PR	s_A	$W_{B,MSF}$	\dot{m}_r	\dot{m}_f	\dot{m}_b	\dot{m}_b'	TWP
105	13,087	715,049	68,2731	461,70352	147,6316	314,07192	96,6316	2,1339
Rankine								
T_0	Q_{in}	W_{Tur}	W_{B1}	W_{B2}	W_{neta}	$\eta_{Eléctrica}$	$\eta_{Térmica}$	
105	13390	1838	1,0898	3,4852	1833,425	1705,08525	0,1369249	
Fresnel								
T_0	η_{Op}	η_{TerF}	A_{Campo}	R_{Campo}	NumArreglos	L	$W_{B,Fresnel}$	\dot{m}_{Oil}
105	0,6528	0,3701	56812	5,2604	10,6411	444,911487	36,430801	40,951

Caso 1								
MSF								
T_0	PR	s_A	$W_{B,MSF}$	\dot{m}_r	\dot{m}_f	\dot{m}_b	\dot{m}_b'	TWP
100	13,167	851,172	63,805	499,325	147,632	351,693	96,632	2,149
Rankine								
T_0	Q_{in}	W_{Tur}	W_{B1}	W_{B2}	W_{neta}	$\eta_{Eléctrica}$	$\eta_{Térmica}$	
100	13645,000	1981,400	1,113	3,548	1976,739	1838,367	0,145	
Fresnel								
T_0	η_{Op}	η_{TerF}	A_{Campo}	R_{Campo}	NumArreglos	L	$W_{B,Fresnel}$	\dot{m}_{Oil}
100	0,653	0,370	57894,000	5,361	10,844	444,912	37,393	41,557

Caso 2								
MSF								
T_0	PR	s_A	$W_{B,MSF}$	\dot{m}_r	\dot{m}_f	\dot{m}_b	\dot{m}_b'	TWP
110	13,011	621,337	72,631	429,458	147,632	281,826	96,632	2,119
Rankine								
T_0	Q_{in}	W_{Tur}	W_{B1}	W_{B2}	W_{neta}	$\eta_{Eléctrica}$	$\eta_{Térmica}$	
110	13143,000	1701,000	1,068	3,404	1696,529	1577,772	0,129	
Fresnel								
T_0	η_{Op}	η_{TerF}	A_{Campo}	R_{Campo}	NumArreglos	L	$W_{B,Fresnel}$	\dot{m}_{Oil}
110	0,653	0,370	55764,000	5,163	10,445	444,912	36,018	40,424

Caso 3								
MSF								
T_0	PR	s_A	$W_{B,MSF}$	\dot{m}_r	\dot{m}_f	\dot{m}_b	\dot{m}_b'	TWP
115	12,925	552,690	76,882	401,513	147,632	253,881	96,632	2,105
Rankine								
T_0	Q_{in}	W_{Tur}	W_{B1}	W_{B2}	W_{neta}	$\eta_{Eléctrica}$	$\eta_{Térmica}$	
115	12902,000	1568,300	1,041	3,305	1563,953	1454,477	0,121	
Fresnel								
T_0	η_{Op}	η_{TerF}	A_{Campo}	R_{Campo}	NumArreglos	L	$W_{B,Fresnel}$	\dot{m}_{Oil}
115	0,653	0,370	54742,000	5,069	10,253	444,912	35,357	39,903

MSF			Fresnel		
Caso 1	Relación PR	1,00609765	Caso 1	Relación Are	1,019045272
	Relación sA	1,19036821		Paralelos	1,01905818
	Relación Pb	0,93455402		Pbomba	1,03E+00
	Relación TWP	1,00712311		m	1,01479329
Caso 2	Relación PR	0,99420723	Caso 2	Relación Are	0,981553193
	Relación sA	0,86894297		Paralelos	0,981562057
	Relación Pb	1,06383188		Pbomba	9,89E-01
	Relación TWP	0,99315807		m	0,987135845
Caso 3	Relación PR	0,98759838	Caso 3	Relación Are	9,64E-01
	Relación sA	0,77293962		Paralelos	0,963547002
	Relación Pb	1,12610091		Pbomba	9,71E-01
	Relación TWP	0,98640986		m	0,974408439

PR	
1	0,6%
2	0,6%
3	1,2%

Area	
1	1,905%
2	-1,845%
3	-3,644%

sA	
1	19,04%
2	13,11%
3	22,71%

Paralelos	
1	1,906%
2	-1,844%
3	-3,645%

Pb	
1	-6,545%
2	6,383%
3	12,610%

P bomba	
1	2,642%
2	-1,134%
3	-2,947%

TWP	
1	0,71%
2	-0,68%
3	-1,36%

m	
1	1,479%
2	-1,286%
3	-2,559%

SIMULACION VARIANDO LA SALINIDAD DEL ÁGUA DE MAR S_f

CASO BASE								
MSF								
S_f	PR	S_A	$W_{B,MSF}$	\dot{m}_r	\dot{m}_f	\dot{m}_b	\dot{m}_b'	TWP
36	13,087	715,049	68,2731	461,70352	147,6316	314,07192	96,6316	2,1339
Rankine								
S_f	Q_{in}	W_{Tur}	W_{B1}	W_{B2}	W_{neta}	$\eta_{Eléctrica}$	$\eta_{Térmica}$	
36	13389,48	1837,5641	1,0881923	3,4866038	1832,989282	1704,68003	0,1368977	
Fresnel								
S_f	η_{Op}	η_{TerF}	A_{Campo}	R_{Campo}	NumArreglos	L	$W_{B,Fresnel}$	\dot{m}_{Oil}
36	0,6528	0,3701	56810,006	5,2601857	10,6687	444,9115	36,721979	40,951004

Caso 1								
MSF								
S_f	PR	S_A	$W_{B,MSF}$	\dot{m}_r	\dot{m}_f	\dot{m}_b	\dot{m}_b'	TWP
34	14,464	1060,336	61,655	461,704	133,571	328,132	82,571	2,142
Rankine								
S_f	Q_{in}	W_{Tur}	W_{B1}	W_{B2}	W_{neta}	$\eta_{Eléctrica}$	$\eta_{Térmica}$	
34	13517,957	1935,800	1,456	3,153	1931,190	1796,007	0,143	
Fresnel								
S_f	η_{Op}	η_{TerF}	A_{Campo}	R_{Campo}	NumArreglos	L	$W_{B,Fresnel}$	\dot{m}_{Oil}
34	0,653	0,370	57355,122	5,311	10,743	444,912	37,045	40,975

Caso 2								
MSF								
S_f	PR	S_A	$W_{B,MSF}$	\dot{m}_r	\dot{m}_f	\dot{m}_b	\dot{m}_b'	TWP
36	13,434	778,155	66,490	461,704	143,846	317,857	92,846	2,136
Rankine								
S_f	Q_{in}	W_{Tur}	W_{B1}	W_{B2}	W_{neta}	$\eta_{Eléctrica}$	$\eta_{Térmica}$	
36	13424,765	1864,500	1,189	3,395	1859,916	1729,722	0,139	
Fresnel								
S_f	η_{Op}	η_{TerF}	A_{Campo}	R_{Campo}	NumArreglos	L	$W_{B,Fresnel}$	\dot{m}_{Oil}
36	0,653	0,370	56959,719	5,274	10,669	444,912	36,790	40,951

Caso 3								
MSF								
S_f	PR	S_A	$W_{B,MSF}$	\dot{m}_r	\dot{m}_f	\dot{m}_b	\dot{m}_b'	TWP
37	12,400	612,627	72,141	461,704	155,833	305,870	104,833	2,136
Rankine								
S_f	Q_{in}	W_{Tur}	W_{B1}	W_{B2}	W_{neta}	$\eta_{Eléctrica}$	$\eta_{Térmica}$	
37	13315,590	1781,100	0,877	3,678	1776,545	1652,187	0,133	
Fresnel								
S_f	η_{Op}	η_{TerF}	A_{Campo}	R_{Campo}	NumArreglos	L	$W_{B,Fresnel}$	\dot{m}_{Oil}
37	0,653	0,370	56496,501	5,231	10,641	444,912	36,491	40,927

MSF			Fresnel		
Caso 1	Relación PR	1,1052342	Caso 1	Relación Are	1,009595427
	Relación sA	1,48288537		Paralelos	1,006945551
	Relación Pb	0,90305845		Pbomba	1,01E+00
	Relación TW	1,00356155		m	1,000576646
Caso 2	Relación PR	1,02653779	Caso 2	Relación Are	1,002635331
	Relación sA	1,08825465		Paralelos	1
	Relación Pb	0,97387697		Pbomba	1,00E+00
	Relación TW	1,00098411		m	1
Caso 3	Relación PR	0,94750516	Caso 3	Relación Are	9,94E-01
	Relación sA	0,85676254		Paralelos	0,9973755
	Relación Pb	1,05665335		Pbomba	9,94E-01
	Relación TW	1,00098411		m	0,999423693

PR	
1	-10,5%
2	2,7%
3	-5,2%

Area	
1	0,960%
2	0,264%
3	-0,552%

sA	
1	-48,29%
2	8,83%
3	-14,32%

Paralelos	
1	0,695%
2	0,000%
3	-0,262%

Pb	
1	9,694%
2	2,612%
3	-5,665%

P bomba	
1	0,880%
2	0,185%
3	-0,630%

TWP	
1	0,36%
2	0,10%
3	0,10%

m	
1	0,058%
2	0,000%
3	-0,058%