



Universidad de San Carlos de Guatemala
Facultad de Ingeniería
Escuela de Ingeniería Mecánica

**PROPUESTA DE CICLO RANKINE REGENERATIVO PARA UNA
CENTRAL TERMOSOLAR DE CONCENTRADORES
CILINDROPARABÓLICOS, EN EL DEPARTAMENTO DE
ESCUINTLA, GUATEMALA**

Emilio José Franco Molina

Asesorado por el Ing. Roberto Guzmán Ortiz

Guatemala, febrero de 2018

UNIVERSIDAD DE SAN CARLOS DE GUATEMALA



FACULTAD DE INGENIERÍA

**PROPUESTA DE CICLO RANKINE REGENERATIVO PARA UNA
CENTRAL TERMOSOLAR DE CONCENTRADORES
CILINDROPARABÓLICOS, EN EL DEPARTAMENTO DE
ESCUINTLA, GUATEMALA**

TRABAJO DE GRADUACIÓN

PRESENTADO A LA JUNTA DIRECTIVA DE LA
FACULTAD DE INGENIERÍA
POR

EMILIO JOSÉ FRANCO MOLINA

ASESORADO POR EL ING. ROBERTO GUZMÁN ORTIZ

AL CONFERÍRSELE EL TÍTULO DE

INGENIERO MECÁNICO

GUATEMALA, FEBRERO DE 2018

UNIVERSIDAD DE SAN CARLOS DE GUATEMALA
FACULTAD DE INGENIERÍA



NÓMINA DE JUNTA DIRECTIVA

DECANO	Ing. Pedro Antonio Aguilar Polanco
VOCAL I	Ing. Angel Roberto Sic García
VOCAL II	Ing. Pablo Christian De León Rodriguez
VOCAL III	Ing. José Milton De León Bran
VOCAL IV	Br. Oscar Humberto Galicia Nuñez
VOCAL V	Br. Carlos Enrique Gómez Donis
SECRETARIA	Inga. Lesbia Magalí Herrera López

TRIBUNAL QUE PRACTICÓ EL EXAMEN GENERAL PRIVADO

DECANO	Ing. Murphy Olympto Paiz Recinos
EXAMINADOR	Ing. Álvaro Antonio Ávila Pinzón
EXAMINADOR	Ing. Luis Eduardo Coronado Noj
EXAMINADOR	Ing. Esdras Feliciano Miranda Orozco
SECRETARIA	Sec. Ana Eugenia Jiménez Díaz

HONORABLE TRIBUNAL EXAMINADOR

En cumplimiento con los preceptos que establece la ley de la Universidad de San Carlos de Guatemala, presento a su consideración mi trabajo de graduación titulado:

PROPUESTA DE CICLO RANKINE REGENERATIVO PARA UNA CENTRAL TERMOSOLAR DE CONCENTRADORES CILINDROPARABÓLICOS, EN EL DEPARTAMENTO DE ESCUINTLA, GUATEMALA

Tema que me fuera asignado por la Dirección de la Escuela de Ingeniería Mecánica, con fecha 17 de mayo de 2017.



Emilio José Franco Molina



USAC
TRICENTENARIA
Universidad de San Carlos de Guatemala

Facultad de Ingeniería
Escuela de Ingeniería Mecánica

Ref.EIM.309.2017

Guatemala, 31 de octubre de 2017

Ingeniero
Roberto Guzmán Ortiz
Director
Escuela de Ingeniería Mecánica
Facultad de Ingeniería, USAC


Estimado Ing. Guzmán:

Por este medio le informo que ha finalizado la etapa de asesoría del trabajo de graduación titulado: **PROPUESTA DE CICLO RANKINE REGENERATIVO PARA UNA CENTRAL TERMOSOLAR DE CONCENTRADORES CILINDRO PARABÓLICOS, EN EL DEPARTAMENTO DE ESCUINTLA, GUATEMALA**, realizado por el estudiante **Emilio José Franco Molina, CUI 1916479690101, Reg. Académico No 200915158** considerando que cumple con el contenido y objetivos propuestos en el protocolo aprobado por la Escuela de Ingeniería Mecánica.

Atentamente,

Id y Enseñad a Todos


Ing. Roberto Guzmán Ortiz
Colegiado No. 4465


Roberto Guzmán Ortiz
INGENIERO MECANICO
COLEGIADO No. 4465

RG/aej
c. Archivo



USAC
TRICENTENARIA

Universidad de San Carlos de Guatemala

Facultad de Ingeniería

Escuela de Ingeniería Mecánica

Ref.E.I.M.312.2017

El Coordinador del Área Térmica de la Escuela de Ingeniería Mecánica, luego de conocer el dictamen del Asesor y habiendo revisado en su totalidad el trabajo de graduación titulado: **PROPUESTA DE CICLO RANKINE REGENERATIVO PARA UNA CENTRAL TERMOSOLAR DE CONCENTRADORES CILINDRO PARABÓLICOS, EN EL DEPARTAMENTO DE ESCUINTLA, GUATEMALA** desarrollado por el estudiante **Emilio José Franco Molina, CUI 1916479690101, Registro Académico 200915158** recomienda su aprobación.

"Id y Enseñad a Todos"

Ing. Julio César Campos Paiz
Coordinador Área Térmica
Escuela de Ingeniería Mecánica



Guatemala, noviembre 2017

El Director de la Escuela de Ingeniería Mecánica, de la Facultad de Ingeniería de la Universidad de San Carlos de Guatemala, luego de conocer el dictamen del Asesor y con la aprobación del Coordinador del Área Térmica del trabajo de graduación titulado: **PROPUESTA DE CICLO RANKINE REGENERATIVO PARA UNA CENTRAL TERMOSOLAR DE CONCENTRADORES CILINDROPARABÓLICOS, EN EL DEPARTAMENTO DE ESCUINTLA, GUATEMALA** desarrollado por el estudiante **Emilio José Franco Molina**, CUI 1916479690101, Registro Académico 200915158 y luego de haberlo revisado en su totalidad, procede a la autorización del mismo.

"Id y Enseñad a Todos"


Ing. Carlos Humberto Pérez Rodríguez
Director
Escuela de Ingeniería Mecánica



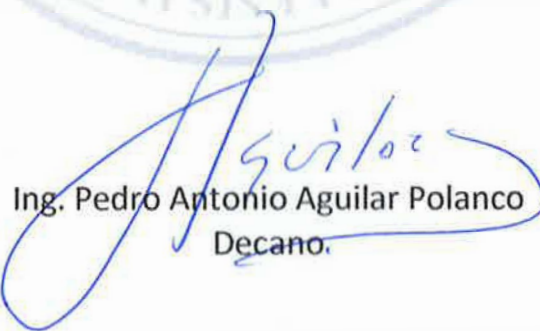
Guatemala febrero de 2018
/aej



DTG. 045.2018

El Decano de la Facultad de Ingeniería de la Universidad de San Carlos de Guatemala, luego de conocer la aprobación por parte del Director de la Escuela de Ingeniería Mecánica, al Trabajo de Graduación titulado: **PROPUESTA DE CICLO RANKINE REGENERATIVO PARA UNA CENTRAL TERMOSOLAR DE CONCENTRADORES CILINDROPARABÓLICOS, EN EL DEPARTAMENTO DE ESCUINTLA, GUATEMALA,** presentado por el estudiante universitario: **Emilio José Franco Molina,** y después de haber culminado las revisiones previas bajo la responsabilidad de las instancias correspondientes, autoriza la impresión del mismo.

IMPRÍMASE:


Ing. Pedro Antonio Aguilar Polanco
Decano.

Guatemala, febrero de 2018

/gdech



ACTO QUE DEDICO A:

- Jesús** Por permitirme llegar a la educación superior y por darme la sabiduría para realizar los maravillosos estudios de la ingeniería.
- Mi hermano** Andrés Franco, por apoyarme y animarme incondicionalmente en todo momento, por ser un gran ejemplo en mi vida de esfuerzo, disciplina y dedicación. Blood Brothers.
- Mi madre** Verónica Molina, por su educación excepcional y por su dedicación y amor incondicional hacia mi persona, en todos los problemas y desvelos.
- Mi padre** Ludwing Franco, por guiarme y apoyarme en el camino de la ingeniería. Porque siempre estuvo allí cuando lo necesité y por enseñarme a cómo trabajar de la mejor manera.
- Mi tía** Silvia Molina, por ser un ejemplo de perseverancia y trabajo duro. Por apoyarme en la carrera incondicionalmente.
- Mi abuela** Ada Chacón, por apoyarme en todo momento a seguir cursando la carrera. Por su amor,

comprensión, dedicación hacia mi persona. Por ser una abuela excepcional.

Mi tío

Daniel Molina, por apoyarme a pesar de todo, durante el transcurso de mi carrera.

AGRADECIMIENTOS A:

**Universidad de San
Carlos de Guatemala**

Por darme la oportunidad de estudiar en la máxima casa de estudios de este bello país.

Facultad de ingeniería

Por transmitirme todos los conocimientos necesarios para ejercer la disciplina que escogí.

Jesús

Por ser mi piedra angular, por formarme y enseñarme a cómo cursar la vida en todo momento. Por ser mi padre celestial que me cuida y me corrige. Porque a los que aman a Dios, todas las cosas les ayudan a bien.

Mi abuelo

Daniel, por dejarme un legado de esfuerzo y dedicación.

Amigos de vida

Luis Barrios, Moises Morales, Gaby Perla de Morales, Ricardo Cardona, Esteban Muñoz, Jorge Rodriguez, Cristian Gonzalez, Iván González, por compartir tan buenos momentos y recuerdos, durante la vida y la universidad.

Amigos de U

David Sagastume, Rafael Álvarez, Giancarlo Perez, Joselyn Payes, Kevin Chin, Marlon Ramirez, Esvin Oxlaj, Oscar López, por ser excepcionales compañeros de batalla en la carrera, compartiendo estudios, tareas, desvelos y momentos de ocio. Ha sido un placer cursar la educación superior con ustedes.

2.4.2.	Radiación solar terrestre	23
2.4.3.	Pirheliómetros, medición de radiación directa.....	23
2.4.4.	Piranómetro, medición de radiación global y difusa	25
2.4.5.	Pirgeómetros, medición de radiación infrarroja	26
2.4.6.	Radiómetros UV, medición de radiación ultravioleta	27
2.4.7.	Radiación solar en el departamento de Escuintla, Guatemala	28
2.5.	Posición de una superficie inclinada respecto al Sol.....	29
3.	SISTEMAS DE CAPTACIÓN SOLAR Y CENTRALES TERMOSOLARES	37
3.1.	Sistemas de captación solar de baja temperatura.....	37
3.1.1.	Sistemas abiertos	37
3.1.2.	Sistemas cerrados	38
3.2.	Centrales de media temperatura, tecnología de concentradores cilindroparábolicos (CCP).....	39
3.3.	Centrales de alta temperatura	43
3.3.1.	Tecnología de torre central	43
3.3.2.	Discos parabólicos	46
3.3.3.	Central térmica de viento ascendente	47
4.	FUNCIONAMIENTO DE LA CENTRAL TERMOSOLAR CCP	51
4.1.	El fluido caloportador.....	51
4.2.	Cálculo del número de concentradores CCP	56
4.3.	Eficiencia isentrópica de la turbina	65
4.4.	La generación de vapor.....	77
4.4.1.	Cálculo de parámetros termodinámicos de la central termosolar CCP	77
4.4.2.	Trabajo de bombas	87
4.4.3.	Cálculo del flujo de calor que ingresa al ciclo.....	92

4.4.4. Cálculo del número de filas de concentradores CCP	94
4.4.5. La torre de enfriamiento	96
4.4.6. La caldera auxiliar	101
5. ANÁLISIS DE LA CENTRAL TERMOSOLAR CCP	103
5.1. Eficiencia térmica de la central termosolar	103
5.2. Análisis de costo-beneficio de combustible	106
5.3. Análisis de ahorro del combustible	108
CONCLUSIONES	111
RECOMENDACIONES	115
BIBLIOGRAFÍA	119
ANEXOS	121

ÍNDICE DE ILUSTRACIONES

FIGURAS

1. Ciclo Rankine simple	2
2. Diagrama T-s del ciclo Rankine.....	2
3. Esquema ciclo Rankine recalentado	3
4. Diagrama T-s del ciclo Rankine recalentado	4
5. Rankine regenerativo, calentador abierto de agua de alimentación	7
6. Diagrama T-s, ciclo Rankine regenerativo con calentador abierto de agua de alimentación	7
7. Rankine regenerativo, calentador cerrado de agua de alimentación.....	10
8. Diagrama T-s, ciclo Rankine regenerativo con calentador cerrado de agua de alimentación	11
9. Diagrama T-s del ciclo de Carnot.....	12
10. Diagrama T-s alternativo del ciclo de Carnot.....	13
11. Movimiento de la Tierra respecto del Sol	16
12. Espectro electromagnético	19
13. Balance de radiación solar en la Tierra	21
14. Espectro de radiación solar extraterrestre	22
15. Pirheliómetro	24
16. Piranómetro	26
17. Pirgéometro	27
18. Radiómetro UV	28
19. Posición de una superficie respecto al Sol.....	30
20. Plano meridiano y ángulo de declinación	32
21. Sistema de captación solar de circuito abierto	37

22.	Sistema termosolar de circuito cerrado.....	38
23.	Concentrador cilindroparabólico.....	39
24.	Seguimiento del Sol	40
25.	Central termosolar CCP	42
26.	Estructura de una central termosolar CCP.....	43
27.	Planta de torre central.....	44
28.	Helióstato con el reflejo de la torre central de CESA-1	45
29.	Disco parabólico.....	47
30.	Torre de viento ascendente	48
31.	Torre solar de Nueva Gales del Sur, Australia	49
32.	Rango de temperatura de trabajo de aceite Therminol VP-1	51
33.	Tubo absorbedor PTR 70 de la marca SCHOTT.....	54
34.	Diferencia entre un proceso real e isentrópico de expansión.....	66
35.	Ciclo Rankine para calcular eficiencia de la turbina	67
36.	Ciclo Rankine de la central termosolar.....	78
37.	Saturación adiabática en la torre de enfriamiento	97
38.	Precio <i>spot</i> del gas natural (US\$ por millón de BTU).....	107

TABLAS

I. Declinación promedio mensual Escuintla, Guatemala	18
II. Radiación solar directa en el departamento de Escuintla, Guatemala	29
III. Características adicionales del concentrador Eurotrough	61
IV. Interpolando h_2' a $P = 3$ Mpa	68
V. Interpolando h_2'' a $P = 3,5$ Mpa	69
VI. Interpolando h_2 a $T = 454,44$ °C.....	69
VII. Interpolando T_{3r} a $P = 10,34$ kPa	70
VIII. Interpolando h_{3r} a $P = 10$ kPa	71
XI. Interpolando S_2' a $P = 3,5$ MPa.....	72
X. Interpolando S_2'' a $P = 3$ MPa	72
XI. Interpolando S_2 a $T = 454,44$ °C	73
XIV. Interpolando S_{f3} a $P = 10,34$ kPa.....	74
XV. Interpolando S_{fg3} a $P = 10,34$ kPa.....	75
XVI. Interpolando h_{f3} a $P = 10,34$ kPa.....	76
XVII. Interpolando h_{fg3} a $P = 10,34$ kPa.....	76
XVIII. Interpolando h_3' a $P = 200$ kPa.....	79
XIX. Interpolando h_3'' a $P = 300$ kPa.....	79
XX. Interpolando h_3 a $T = 148,89$ °C.....	80
XXI. Interpolando h' a $T = 300$ °C.....	84
XXII. Interpolando h'' a $T = 400$ °C.....	85
XXIII. Interpolando T_4 a $P = 239,24$ kPa.....	85
XXIV. Interpolando h_6 a $P = 10,34$ kPa.....	86
XXV. Interpolando h_8 a $P = 239,24$ kPa.....	87
XXVI. Interpolando v_6 a $P = 10,34$ kPa.....	88
XXVII. Interpolando v_8 a $P = 239,24$ kPa.....	89
XXVIII. Propiedades de entrada y salida de aire de la torre de	98

enfriamiento.....	
XXIX. Interpolando h_9 a $T = 45,36$ °C.....	100

LISTA DE SÍMBOLOS

T	Temperatura
s	Entropía/inclinación de una superficie
q_{in}	Calor específico, de entrada
q_{out}	Calor específico, de salida
P	Presión
h	Entalpía/ángulo horario
y	Fracción de flujo de vapor
w	Trabajo específico
m	Flujo másico/metro
v	Volumen específico/velocidad fluido
TW	Tera watts
δ	Declinación
z	Día del año
SW_i	Radiación onda corta
SW_o	Radiación onda corta reflejada
LW_i	Radiación onda larga
LW_o	Radiación onda larga saliente
W	Potencia eléctrica
R	Radio
I	Radiación solar extraterrestre
r_i	Distancia del sol a la tierra en cualquier día
r_o	Distancia media, del sol a la tierra
I_{sc}	Irradiancia/constante solar
μ	Escala micro
n	Escala nano

λ	Longitud de onda/longitud de meridiano
k	Escala kilo
θ	Ángulo de incidencia
α/γ	Ángulo de incidencia, radiación directa
G	Escala giga
M	Escala mega
ρ	Densidad
η_t	Eficiencia térmica/viscosidad dinámica
Q	Flujo de calor
η_{op}	Rendimiento óptico
η_{tc}	Rendimiento térmico del concentrador
Δ	Cambio
C_p	Calor específico
BTU	<i>British thermal unit</i> (unidad térmica británica)
K	Escala de temperatura Kelvin
X	Título de la mezcla de vapor y agua
BHP	Medida de potencia de una caldera

GLOSARIO

Ciclo Rankine	Ciclo termodinámico de potencia que se basa en la adición de calor a presión constante, expansión a entropía constante y rechazo de calor a presión constante y compresión de la sustancia a entropía constante. Este tipo de ciclo se utiliza en las grandes centrales térmicas de generación.
Ciclo de Carnot	Es el ciclo termodinámico ideal de potencia. Se basa en adición y rechazo de calor a presión constante, así como la expansión y compresión a entropía constante, sin importar los límites en los que se encuentre.
Entropía	Es una medida de desorden en el que se encuentran las moléculas de la sustancia.
Entalpía	Es la medida de la calidad de la energía de la sustancia que indica el potencial de producir algún trabajo útil.
Isentrópico	Proceso en el cual la entropía se mantiene constante.
Líquido saturado	Estado en el cual la sustancia involucrada se

encuentra en una fase de líquido, a punto de iniciar su evaporación.

Vapor sobrecalentado

Estado en el que se encuentra la sustancia, cuya fase es vapor seco, con gran cantidad de energía.

Erosión

Desgaste que se produce en un material cuando pequeñas partículas de alguna sustancia líquida, chocan con su superficie que provoca pequeños cráteres.

Expansión

Proceso en el cual una sustancia aumenta su volumen específico.

Líquido sub enfriado

Estado en el cual se encuentra un líquido, donde los cambios de presión alteran insignificadamente su volumen.

Convección

Forma de transmisión de calor, por medio de dos líquidos que no se mezclan entre sí.

Nutación

Movimiento oscilatorio del eje de la tierra, cuando esta rota sobre la misma.

Ángulo de declinación

Ángulo entre el plano del ecuador y la dirección del sol.

Equinoccio

Momento cuando el sol forma un eje

perpendicular con el ecuador. En este momento, la duración del día y la noche es igual.

Solsticio	Momento cuando el Sol, pasa por uno de los puntos de la elíptica más alejados del ecuador. En este momento, se da la máxima duración del día y la noche.
Irradiancia	Potencia incidente por unidad de superficie, respecto a toda radiación electromagnética.
Pirhliómetro	Dispositivo que mide la radiación solar directa.
Piranómetro	Dispositivo que mide la radiación solar global y difusa.
Albedo	Porcentaje de radiación reflejada, respecto a la radiación incidente sobre una superficie.
Pirgeómetro	Dispositivo que mide la radiación solar infrarroja.
Radiómetro UV	Dispositivo que mide la radiación solar ultravioleta.
Ángulo de incidencia	Ángulo entre rayos solares y la normal de la superficie en donde se proyectan.
Ángulo horario	Ángulo entre el plano del meridiano que pasa por el punto de interés y el plano meridiano que pasa

por el Sol.

Sales fundidas

Sustancia utilizada en centrales termosolares para almacenar energía térmica durante el día. Esta sustancia provee de la energía necesaria para que la central genere en la noche.

Helióstato

Reflector utilizado en centrales termosolares de torre central para direccionar los rayos solares hacia la torre y producir el vapor necesario para la generación de la central.

Aceite caloportador

Fluido utilizado para recibir y transportar la energía térmica del sol, en los concentradores cilindroparabólicos.

Fluido turbulento

Estado de algún fluido, establecido por el número de Reynolds, en el que existe gran velocidad y desorden en el desplazamiento del fluido.

Título de mezcla

Expresión porcentual que describe la cantidad de vapor existente en una mezcla.

Volumen específico

Volumen de alguna sustancia, por unidad de masa.

Proceso adiabático

Proceso en el cual no existe un intercambio de calor entre el sistema y sus alrededores.

Carta psicrométrica	Carta en donde se muestran distintas propiedades del aire, a diferentes temperaturas, como entalpía, humedad relativa, humedad específica.
Saturación adiabática	Proceso ideal de saturación de humedad del aire, en donde no existe cambio de calor entre el sistema y sus alrededores.
Temperatura de bulbo seco	Temperatura normal del aire.
Humedad relativa	Expresa el porcentaje de humedad que contiene el aire, respecto al total que puede contener.
Humedad específica	Expresa la cantidad de humedad que contiene el aire, respecto al aire seco del mismo.
Precio spot	Precio pactado para compra y venta, de manera inmediata.
Heliofanía	Referente a insolación, brillo solar anual.

RESUMEN

La contaminación e impacto ambiental que se observa en esta época moderna, es alarmante basado en los hechos. Cada vez la tierra se percibe más caliente sin encontrar algún remedio milagroso para tal enfermedad. El efecto invernadero es esencial para la vida en el planeta, sin embargo, los gases de invernadero almacenados en la atmósfera multiplican el aumento de la temperatura de la tierra que provoca cambios climáticos significantes que alteran cosechas, se producen sequías, inundaciones, entre otras.

Gracias al avance de la tecnología, se han propuesto muchas aplicaciones para combatir este efecto invernadero, cuidar el medio ambiente y continuar generando progreso y bienestar a nuestras vidas. Un ejemplo son las tecnologías para captación de energía y conversión a energía eléctrica como paneles solares, componentes encargados de concentrar rayos solares y utilizar la energía calorífica para generación, el movimiento de las olas, etc.

Existen diversas tecnologías de captación solar que sirven para generar energía eléctrica de una manera limpia y renovable sin producir gases de efecto invernadero. Las hay de concentradores cilindroparabólicos, los cuales proyectan los rayos solares incidentes en los mismos, calientan un fluido térmico que genera vapor, el cual es utilizado en un ciclo de potencia de vapor; asimismo, centrales solares de torre central que concentran todos los rayos solares por medio de helióstatos, a un solo punto en la torre, lo cual, también genera vapor para ser utilizado en un ciclo de potencia.

En dichos ciclos de potencia, se utiliza el de tipo Rankine, generalmente, regenerativo. Este ciclo básico utilizado en grandes centrales térmicas es el básico para generar electricidad por medio de combustión de diferentes combustibles, como carbón, vagaso, diesel, bunker, etc. Estas centrales térmicas generan una cantidad asombrosa de dióxido de carbono, el cual es el principal compuesto responsable de aumentar el efecto invernadero de la tierra, por supuesto, entre otras consecuencias.

Las centrales térmicas de concentradores cilindroparábolicos se componen principalmente de los siguientes componentes: concentradores en forma de cilindroparábolicos, por donde los cuales atraviesan tubos de un vidrio especial (localizados en los focos de las parábolas) que transportan el fluido térmico, un generador de vapor, una o varias turbinas de vapor, un condensador, bombas que hacen fluir el agua y el fluido térmico, un generador, sistemas de almacenamiento de energía por sales fundidas, sistemas de seguimiento del sol, entre otros.

Las centrales termosolares funcionan muy similar a las centrales térmicas convencionales. El campo solar de concentradores reemplaza la caldera y la combustión de combustibles, que proveen de la energía térmica suficiente para producir vapor de agua en el generador de vapor. El vapor con alto contenido energético es trasladado hacia la turbina, en donde se expansiona hasta una presión mucho menor.

Luego de este proceso, el vapor queda con muy poca energía para generar un trabajo útil, significativo para la central, por lo que se procede a cambiar su fase en un condensador, regresando al estado líquido para que bombas de condensado hagan fluir el agua de nuevo al generador de vapor y así cerrar el ciclo, que se repite una y otra vez. En la turbina se encuentra

acoplado un generador que transforma la energía mecánica en energía eléctrica, lista para procesar y ser distribuida hacia las ciudades.

Uno de los objetivos de las centrales termosolares es aprovechar al máximo la energía solar, lo cual, se ve reflejado en eficiencia en transformar la energía térmica en energía eléctrica.

OBJETIVOS

General

Proponer un proyecto de ciclo Rankine regenerativo con la tecnología de centrales termosolares de concentradores cilindroparabólicos para utilizarlo en Escuintla, departamento de Escuintla.

Específicos

1. Explicar qué es la energía solar.
2. Explicar los ciclos de potencia de vapor Rankine.
3. Conocer los diferentes tipos de centrales termosolares.
4. Caracterizar el funcionamiento de una central termosolar de concentradores cilindroparabólicos.
5. Calcular el área útil de radiación y el número de concentradores cilindroparabólicos necesarios para una potencia de turbina de 36,7 MW.

6. Presentar y analizar un ciclo Rankine regenerativo para una central termosolar.
7. Demostrar la eficiencia térmica del ciclo Rankine regenerativo para una central termosolar.
8. Realizar una comparación entre la central térmica tradicional y la central termosolar.

INTRODUCCIÓN

El aumento de la contaminación producida por procesos industriales en el mundo ha provocado el aumento del efecto invernadero ya que muchos gases productos de la combustión de combustibles y otros procesos se liberan a la atmósfera terrestre aumentando la cantidad de CO₂, el cual es el principal componente que produce un aumento en el efecto invernadero. Por esto, gobiernos e instituciones han buscado soluciones para mitigar este problema, el cual ha provocado un aumento en la temperatura de la tierra que afecta el clima y los ecosistemas naturales, además, el derretimiento lento de los polos glaciares. Una de las soluciones es utilizar otras fuentes de energía para producir energía eléctrica de una manera limpia y sostenible. Entre estas fuentes alternativas de energía se encuentran: energía solar, mareomotriz, geotérmica, eólica, entre otras.

Una de las fuentes de energía más abundante en la naturaleza es la energía solar, la cual se encuentra en grandes cantidades, especialmente en los países cercanos al ecuador. Al utilizar un sistema de generación de vapor, en el cual su principal fuente de energía es la solar, se contribuye bastante a la reducción de gases contaminantes y gases que producen un aumento en el efecto invernadero. Grupos de grandes centrales termosolares en el mundo, como las que se encuentran en España, han permitido la reducción de más de 1 000 000 toneladas de CO₂ al año que llegarían a la atmosfera.

1. CONCEPTOS BÁSICOS

1.1. Ciclo de potencia de vapor

En la actualidad, muchas instalaciones generan energía eléctrica por medio de ciclos de potencia de vapor y de gas. En estos ciclos de potencia se genera una cantidad de trabajo neto que sale del sistema por medio de un intercambio de energía, alternativamente entre dos dispositivos.

Generalmente, las centrales térmicas que utilizan combustibles fósiles, trabajan bajo el ciclo de potencia de vapor Rankine, el cual es el ciclo ideal para las centrales eléctricas de vapor.

1.1.1. El ciclo Rankine

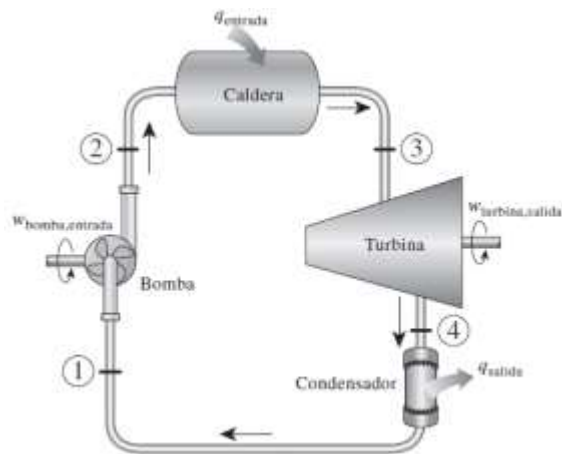
El ciclo Rankine surge como un desarrollo del ciclo de Carnot, realizando un sobrecalentamiento del vapor de agua en la caldera y condensándolo en un intercambiador de calor denominado condensador. De esta manera, surge el ciclo ideal utilizado en las centrales eléctricas de vapor.

El ciclo Rankine está compuesto de los siguientes procesos:

- 1-2 compresión isentrópica en una bomba
- 2-3 adición de calor a presión constante en una caldera
- 3-4 expansión isentrópica en una turbina
- 4-1 rechazo de calor a presión constante, en un condensador

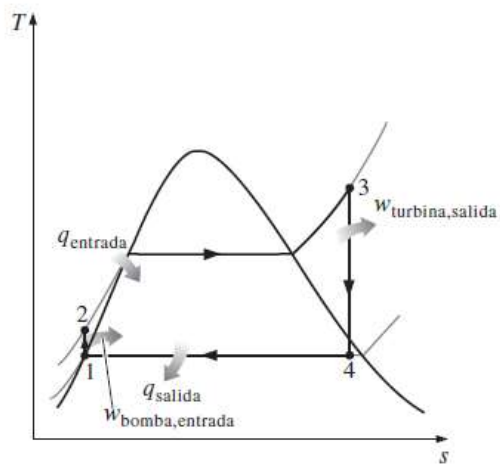
El esquema del ciclo Rankine se representa en la figura 1; y el ciclo en un diagrama T-s (temperatura-entropía), en la figura 2.

Figura 1. **Ciclo Rankine simple**



Fuente: CENGEL, Yunus; BOLES, Michael. *Termodinámica*. p. 561.

Figura 2. **Diagrama T-s del ciclo Rankine**



Fuente: CENGEL, Yunus; BOLES, Michael. *Termodinámica*. p. 561.

En éste ciclo, el agua entra a la bomba como un líquido saturado (estado 1), y se eleva la presión isentrópicamente hasta la presión de operación de la caldera (estado 2). Aquí, se agrega calor al agua a presión constante hasta que llega a un estado de vapor sobrecalentado (estado 3). Luego, el vapor sobrecalentado se conduce a una turbina donde se expande isentrópicamente; la turbina produce trabajo y el agua sale como una mezcla de vapor y agua líquida. Finalmente, el vapor húmedo es condensado por completo, a presión constante, hasta el estado de líquido saturado, donde ingresa nuevamente a la bomba, cerrando el ciclo.

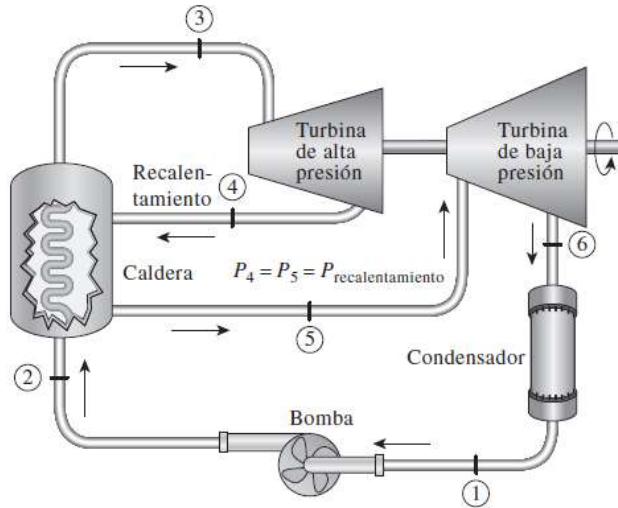
1.1.2. Ciclo Rankine ideal con recalentamiento

En el ciclo Rankine con sobrecalentamiento, como su nombre lo indica, se realiza un proceso de sobrecalentamiento del vapor de agua saturado, lo cual eleva la cantidad de energía, así como el desorden, de la sustancia. Gracias a este cambio, se puede transformar la energía y producir trabajo en la turbina en grandes cantidades y rápidamente. Uno de los propósitos de elevar la temperatura del vapor a niveles muy altos, es mantener un bajo porcentaje de humedad a la salida de la turbina y evitar problemas de erosión en sus alabes. De lo contrario, esto expondría los metales utilizados en la caldera a situaciones inseguras.

Una solución es expandir el vapor en dos etapas, recalentándolo luego de la primera, de manera que la turbina funcione solamente con vapor durante todo el proceso de expansión.

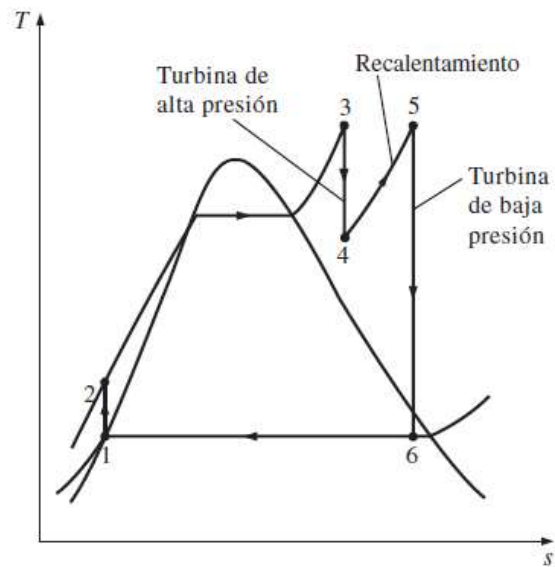
El esquema del ciclo Rankine con recalentamiento se muestra en la figura 3, y el diagrama T-s del ciclo se muestra en la figura 4.

Figura 3. Esquema ciclo Rankine recalentado



Fuente: CENGEL, Yunus; BOLES, Michael. *Termodinámica*. p. 573.

Figura 4. Diagrama T-s del ciclo Rankine recalentado



Fuente: CENGEL, Yunus; BOLES, Michael. *Termodinámica*. p. 573.

En estas figuras se pueden apreciar las etapas de alta y baja presión de la turbina. El vapor sobrecalentado procedente de la caldera, se expande en la etapa de alta presión de la turbina. En un momento determinado, el vapor se extrae de la misma para redirigirlo a la caldera, recalentándolo de nuevo para conducirlo a la etapa de baja presión de la turbina y continuar la expansión del vapor hasta la presión del condensador. Este recalentamiento incrementa la eficiencia del ciclo de 4 % - 5 %, porque se incrementa la temperatura promedio a la cual se transfiere calor al vapor.

Básicamente, la presión para el proceso de recalentamiento es cercano a un cuarto de la presión máxima del ciclo.

Otra forma de mejorar la eficiencia del ciclo Rankine es aumentando la temperatura del agua que entra a la caldera. Según experimentos realizados surge el ciclo Rankine regenerativo.

1.1.3. Ciclo Rankine ideal regenerativo

En este ciclo de potencia Rankine, se realizan varias extracciones desde la turbina para calentar el agua de alimentación que se dirige a la caldera. El dispositivo donde se calienta el agua de alimentación se conoce como regenerador o calentador de agua de alimentación (CAA). Estos regeneradores o calentadores operan de dos maneras distintas. Una funciona como una cámara de mezcla donde se unen dos corrientes: una de vapor y otra de agua. En la otra forma, funciona como un intercambiador de calor, donde se logra el intercambio de energía sin que los dos flujos se mezclen.

La regeneración en el ciclo Rankine ayuda a desairar el agua de alimentación, la cual ayuda a disminuir la corrosión en los tubos de la caldera.

Asimismo, ayuda a controlar los grandes volúmenes específicos que se encuentran en las etapas finales de la turbina, cuando ha terminado de expandirse todo el vapor.

A continuación, se explicará en qué consisten cada calentador de agua de alimentación, así como el ciclo de potencia en el que trabajan.

1.1.3.1. Calentadores abiertos de agua de alimentación

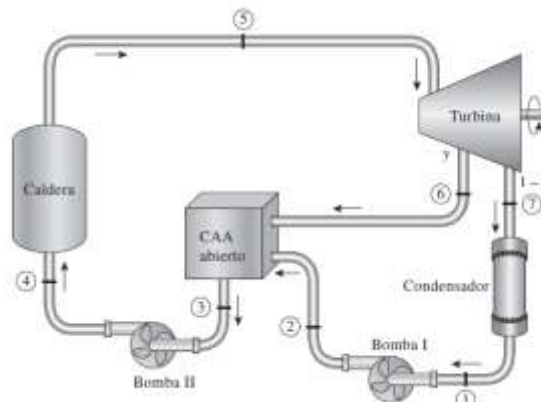
Como se dijo anteriormente, este tipo de calentador de agua de alimentación funciona como una cámara de mezcla, donde se une una corriente de vapor, procedente de la turbina, y otra de agua de alimentación, procedente del condensador.

En este ciclo, el vapor procedente de la caldera, se dirige a la turbina, donde se expansiona isentrópicamente y se extrae una parte de la masa de vapor en un momento determinado. Esta fracción de masa se conduce luego al calentador abierto de agua de alimentación. Mientras, el resto del vapor, que se encuentra en la turbina, continúa expandiéndose hasta que sale y entra al condensador, donde se condensa a la presión más baja hasta llegar a ser un líquido saturado.

Luego, la bomba posterior al condensador eleva la presión del líquido hasta la presión del calentador abierto de agua de alimentación, donde se mezcla con la fracción de la masa de vapor que se extrajo de la turbina y de esta manera se eleva la temperatura del agua de alimentación por medio del intercambio de energía que se da entre las dos corrientes. Finalmente, una segunda bomba eleva la presión del fluido hasta la presión de la caldera, donde se cierra el ciclo e inicia nuevamente. Un esquema de la central térmica de este

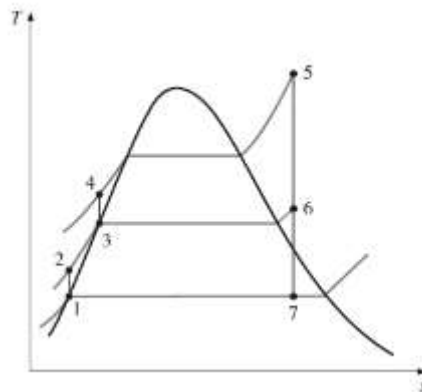
tipo se muestra en la figura 5. El diagrama T-s del mismo ciclo se muestra en la figura 6.

Figura 5. **Rankine regenerativo, calentador abierto de agua de alimentación**



Fuente: CENGEL, Yunus; BOLES, Michael. *Termodinámica*. p. 577.

Figura 6. **Diagrama T-s, ciclo Rankine regenerativo con calentador abierto de agua de alimentación**



Fuente: CENGEL, Yunus; BOLES, Michael. *Termodinámica*. p. 577.

En el momento del análisis de este ciclo, se deben tomar en cuenta los flujos másicos que circulan por cada dispositivo, ya que son diferentes en cada uno. Generalmente, la porción de vapor que se extrae de la turbina se denomina con la variable y , y el resto del vapor que se expande en la turbina como el resto del flujo másico, por consiguiente, $1-y$ (ver figura 5). Por lo tanto, el intercambio de calor y trabajo en el sistema sería:

$$q_{entra} = h_5 - h_4 \quad (\text{ecuación 1})$$

$$q_{sale} = (1 - y) * (h_7 - h_1) \quad (\text{ecuación 2})$$

$$w_{turbina.sale} = (h_5 - h_6) + (1 - y) * (h_6 - h_7) \quad (\text{ecuación 3})$$

$$w_{bomba.entra} = (1 - y) * w_{bomba I} + w_{bomba II} \quad (\text{ecuación 4})$$

Donde:

$$y = \frac{\dot{m}_6}{\dot{m}_5} \quad (\text{Fracción de vapor extraído}) \quad (\text{ecuación 5})$$

$$w_{bomba I} = v_1 * (P_2 - P_1) \quad (\text{ecuación 6})$$

$$w_{bomba II} = v_3 * (P_4 - P_3) \quad (\text{ecuación 7})$$

- h_5 = entalpía del vapor sobrecalentado en la entrada de la turbina, en kJ/kg.
- h_4 = entalpía del líquido sub enfriado, en la entrada del generador de vapor, en kJ/kg.
- h_7 = entalpía de la sustancia en la salida de la turbina, en kJ/kg.
- h_1 = entalpía del líquido comprimido en la salida del condensador, en kJ/kg.

- h_6 = entalpía del vapor de agua en la extracción de la turbina, en kJ/kg.
- \dot{m}_6 = flujo másico en el punto de la extracción de la turbina, en kg/h.
- \dot{m}_5 = flujo másico en la entrada de la turbina (total), en kg/h.
- v_1 = volumen específico de la sustancia en la entrada de la bomba de condensado, en m³/kg.
- v_3 = volumen específico de la sustancia en la entrada de la bomba del generador de vapor, en m³/kg.
- P_1 = presión en la entrada de la bomba de condensado, en kPa.
- P_2 = presión en la salida de la bomba de condensado, en kPa.
- P_3 = presión en la entrada de la bomba del generador de vapor, en kPa.
- P_4 = presión en la salida de la bomba del generador de vapor, en kPa.

1.1.3.2. Calentadores cerrados de agua de alimentación

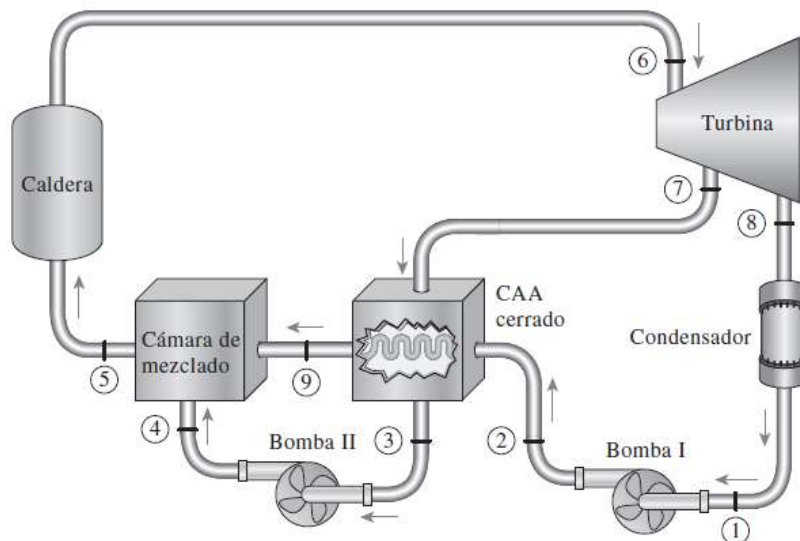
Este tipo de calentador de agua de alimentación funciona como un intercambiador de calor, en donde el cambio de energía se efectúa por medio de convección y sin la necesidad de mezcla, cada uno a diferente presión.

La fracción de vapor que se extrae de la turbina se conduce al calentador cerrado de agua de alimentación, en donde se condensa idealmente hasta un

líquido saturado y luego se eleva su presión hasta la presión de la caldera. El resto del vapor sigue expandiéndose en la turbina, se condensa hasta un líquido saturado y luego se eleva la presión del líquido hasta la presión de la caldera, pasando antes por el calentador cerrado de agua de alimentación en donde eleva su temperatura por la convección que se da dentro del mismo.

En la figura 7 se aprecia un esquema de una central térmica de este tipo. En la figura 8 se muestra el diagrama T-s de este tipo de ciclo Rankine.

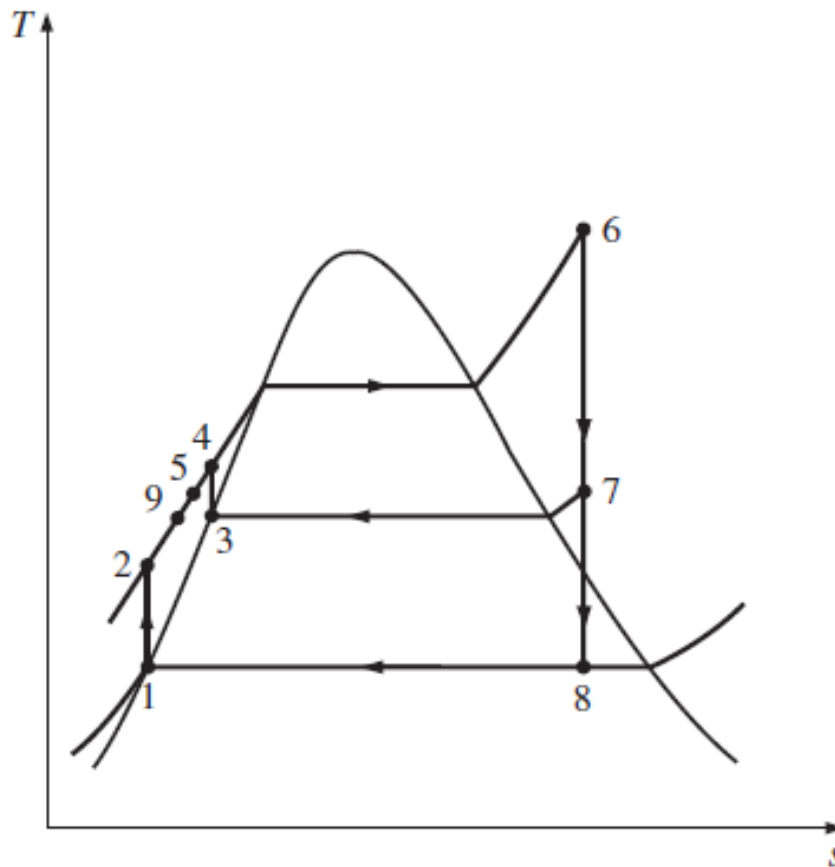
Figura 7. **Rankine regenerativo, calentador cerrado de agua de alimentación**



Fuente: CENGEL, Yunus; BOLES, Michael. *Termodinámica*. p. 578.

Como se muestra en la figura 7, se coloca una cámara de mezclado, antes de la caldera, que unirá los flujos de los estados 9 y 4, a la presión de la caldera.

Figura 8. **Diagrama T-s, ciclo Rankine regenerativo con calentador cerrado de agua de alimentación**

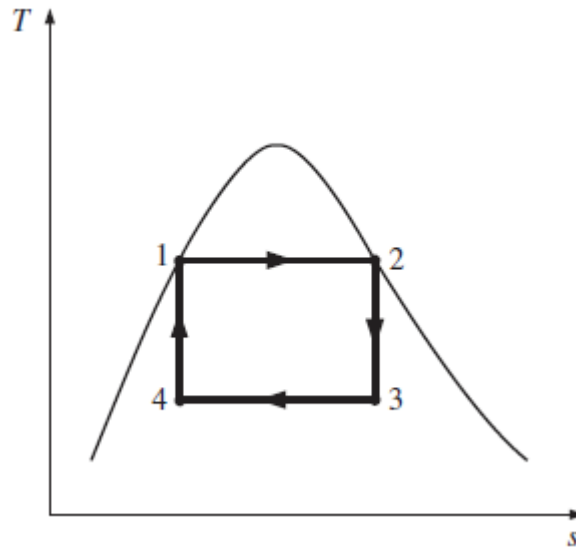


Fuente: CENGEL, Yunus; BOLES, Michael. *Termodinámica*. p. 578.

1.2. Relación entre el ciclo Carnot y el ciclo Rankine

El ciclo de Carnot es el ciclo más eficiente que opera entre dos temperaturas distintas. Sin embargo, existen complicaciones en el momento de utilizarlo en una aplicación real. En la figura 9 se muestra el ciclo ideal de Carnot.

Figura 9. **Diagrama T-s del ciclo de Carnot**



Fuente: CENGEL, Yunus; BOLES, Michael. *Termodinámica*. p. 560.

Una de las principales complicaciones en este ciclo es la compresión isentrópica que realiza la bomba (estados 4 al 1). En este caso, existe todavía una cantidad de vapor después del proceso de condensación, el cual causa cavitación en el impulsor de la bomba que ocasiona desgaste prematuro en el impulsor y pérdidas de presión al momento de elevarla a la presión de la caldera.

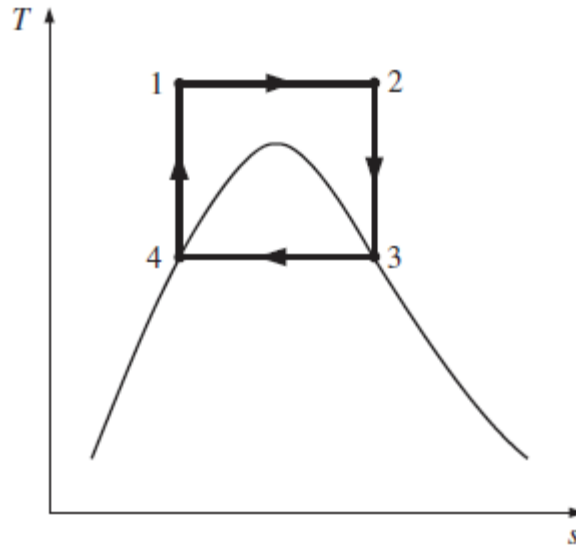
Otro problema que se hace presente, es la condición de la sustancia en la salida de la turbina (estado 3). En este punto, existe suficiente humedad como para causar problemas de erosión en los alabes de la turbina, en sus últimas etapas.

Por último, al restringir la temperatura máxima a la que puede trabajar el ciclo, disminuye también su eficiencia térmica. Aunque los procesos de adición

de calor a presión constante (estados 1 a 2) y rechazo de calor, también a presión constante (estados 3 a 4), se pueden aproximar bastante a condiciones reales; así mismo, el área pequeña entre las dos temperaturas y presiones resulta en una baja eficiencia del ciclo.

Una manera de solucionar algunos problemas es realizar el ciclo en la forma como se muestra en la figura 10. Pero se presentan nuevas complicaciones, como la compresión isentrópica que tendría que manejar la bomba, a presiones muy elevadas (estados 4 al 1). Otro problema es la adición de calor a distintas presiones (estados 1 al 2).

Figura 10. **Diagrama T-s alternativo del ciclo de Carnot**



Fuente: CENGEL, Yunus; BOLES, Michael. *Termodinámica*. p. 560.

Así, se concluye que el ciclo de potencia de vapor de Carnot no es aplicable a condiciones reales. Sin embargo, se pueden eliminar situaciones

imprácticas de este ciclo si se sobrecalienta el vapor a presión constante y se condensa por completo el vapor, también a presión constante. Lo que resulta es el ciclo de potencia Rankine ideal (ver figura 2).

2. ENERGÍA SOLAR

2.1. ¿Qué es la energía solar?

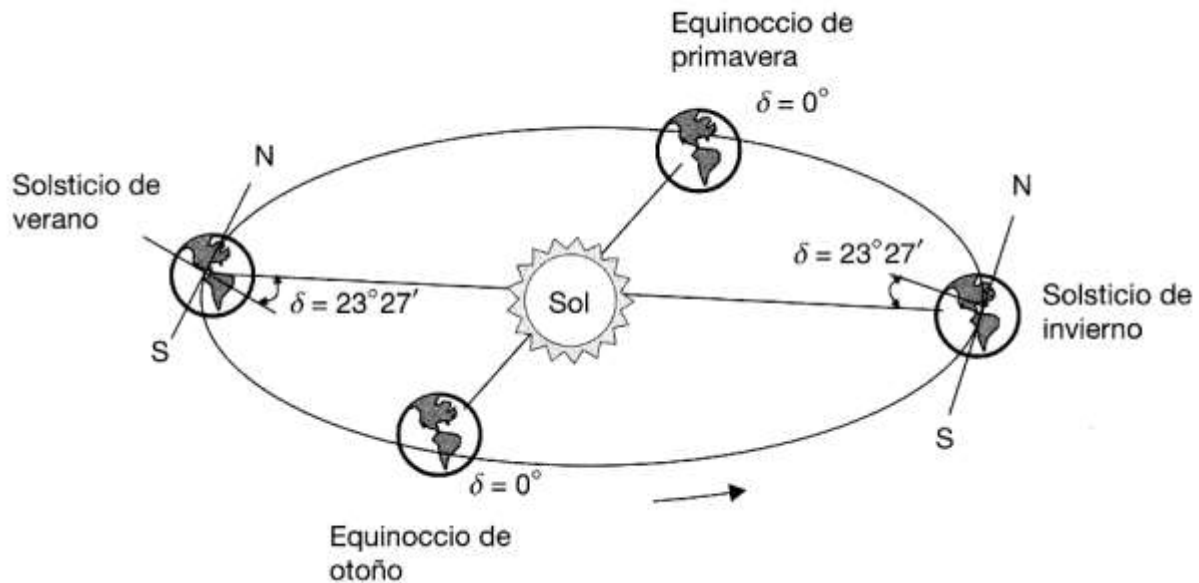
La energía solar proviene del proceso de fusión nuclear de los átomos de hidrógeno que se encuentran en el núcleo del sol, lo cual es producto de las altas temperaturas y altas presiones que se alcanzan en su interior. Al unirse estos átomos, liberan una gran cantidad de energía que forma átomos de helio por todo el cuerpo del astro celeste. Del total de esta energía, solo una pequeña parte llega a la Tierra y el resto se refleja al espacio exterior por medio de la atmósfera terrestre.

La energía solar que se distribuye en el espacio es $3,87 \times 10^{26}$ Watts, o sea, $3,87 \times 10^{14}$ TW, de la cual, solo 173 000 TW llega a la Tierra (4 500 veces la energía que el hombre consume), por ser esta de un tamaño muy inferior al Sol y por estar a una distancia muy grande de este. Esto sugiere que la energía solar es una fuente renovable ya que nunca se acaba, así como un fuente limpia de energía porque no produce contaminación o gases invernadero en su proceso de formación. Sin embargo, esta energía necesita de grandes superficies de captación para concentrarla y muchas horas de exposición para utilizarla eficientemente en procesos de transformación de energía.

2.2. Movimiento de la Tierra respecto del Sol

El movimiento de la Tierra respecto del Sol se puede apreciar en la figura 11. Este desplazamiento se puede descomponer en tres movimientos: traslación, rotación y nutación.

Figura 11. **Movimiento de la Tierra respecto del Sol**



Fuente: JUTGLAR, Lluís. *Energía solar*. p. 12.

- Traslación: se refiere al movimiento de la Tierra alrededor del Sol, en una trayectoria elíptica de pequeña excentricidad. El plano que contiene ésta trayectoria se le denomina plano de la elíptica.
- Rotación: se refiere al movimiento de la Tierra cuando gira sobre su mismo eje, el cual pasa a través de los dos polos. Este eje imaginario forma un ángulo de $23^\circ 27'$ con la normal al plano de la elíptica, el cual, tiene influencia en el ángulo de incidencia de los rayos solares en la superficie de la tierra.
- Nutación: este movimiento se caracteriza por la oscilación del eje imaginario de la tierra cuando está rota sobre dicho eje.

2.3. Variación del ángulo de declinación

El ángulo de declinación describe el ángulo formado por el plano del ecuador y la dirección en que se encuentra el Sol. Como se puede observar en la figura 11, este ángulo varía a lo largo del año. En los equinoccios de primavera y otoño, este ángulo tiene un valor de 0° ; y en los solsticios de verano e invierno, el ángulo de declinación es máximo, con un valor de $23^\circ 27'$ (el mismo ángulo de inclinación del eje de la Tierra). El ángulo de declinación se puede calcular de una forma aproximada con la ecuación de Cooper:

$$\delta(^{\circ}) = 23,45 \sin\left(360 * \frac{248 + z}{365}\right) \quad (\text{ecuación 8})$$

Donde:

- δ = es la declinación en grados sexagesimales.
- z = es el número del día del año: 1 para el 1 de enero y 365 para el 31 de diciembre.

En la tabla I se muestran los valores del ángulo de declinación promedio mensual, en grados, en el departamento de Escuintla, Guatemala. Las coordenadas geográficas que corresponden al departamento de Escuintla, en Escuintla, Guatemala, son:

- Latitud: $14^\circ 18' 10''$ (14,30)
- Longitud: $90^\circ 47' 02''$ (-90,78)

Tabla I. **Declinación promedio mensual Escuintla, Guatemala**

Mes	Declinación (°)
Enero	-20,7
Febrero	-12,3
Marzo	-1,8
Abril	9,70
Mayo	18,8
Junio	23,0
Julio	21,2
Agosto	13,7
Septiembre	3,09
Octubre	-8,45
Noviembre	-18,1
Diciembre	-22,8

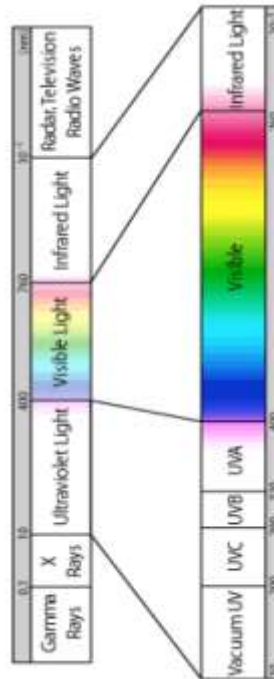
Fuente: NASA Surface Meteorology and Solar Energy. <https://eosweb.larc.nasa.gov/cgi-bin/sse/grid.cgi?email=skip@larc.nasa.gov>. Consulta: 02 de febrero de 2017.

2.4. Radiación solar

La radiación que el sol genera es transferida en forma de energía por medio de ondas electromagnéticas. Esta energía se puede medir por medio de la longitud de onda y las frecuencias que posee la radiación, lo cual, es importante si se quiere conocer su energía, visibilidad y capacidad de penetración.

En la figura 12 se puede observar el espectro electromagnético donde se muestran las diferentes radiaciones con sus respectivas longitudes de onda.

Figura 12. **Espectro electromagnético**



Fuente: Ministerio de Medio Ambiente, y Medio Rural y Marino. Agencia Estatal de Meteorología, España. *Energía solar*.
http://www.aemet.es/documentos/es/el tiempo/observacion/radiacion/Radiacion_Solar.pdf.
Consulta: 02 de febrero de 2017.

Se le llama espectro solar al conjunto de longitudes de onda que son emitidas por el sol. La radiación solar se encuentra en el espectro en la siguiente proporción:

- 7 % de luz ultravioleta
- 43 % de luz visible

- 49 % de luz infrarroja
- 1 % en el resto del espectro

La manera de calcular la radiación solar neta recibida por la Tierra es sumando las radiaciones de onda corta que indican (SW_i), las que se reflejan (SW_o), las radiaciones de onda larga infrarrojas incidentes (LW_i) y salientes (LW_o). De esta manera, la radiación solar neta sería:

$$\text{Radiación neta} = SW_i - SW_o + LW_i - LW_o \quad (\text{ecuación 9})$$

Tomando la distancia entre el Sol y la Tierra como $1,5 \times 10^{11}$ metros, el flujo de energía solar que llega a la Tierra es:

$$\frac{3,87 * 10^{26}}{4 * \pi * (1,5 * 10^{11})^2} = 1\,370 \frac{\text{W}}{\text{m}^2} \quad (\text{ecuación 10})$$

Toda esta radiación se distribuye en toda el área de la superficie de la Tierra, equivalente al área de una esfera. Con esta información, se puede calcular el flujo de energía solar promedio en cualquier punto de la Tierra, siendo esta:

$$\frac{1\,370 * \pi * R^2}{4 * \pi * R^2} = 342,5 \frac{\text{W}}{\text{m}^2} \quad (\text{ecuación 11})$$

En la figura 13, se puede observar el balance de radiación solar en la Tierra, mostrándose los 342 W/m^2 como la radiación incidente en la atmósfera, y la radiación promedio que llega a la superficie de la Tierra, la cual es del orden de 170 W/m^2 .

Figura 13. **Balance de radiación solar en la Tierra**



Fuente: Instituto de Tecnologías Educativas de España. *Balance de radiación neta*.

https://fjferrer.webs.ull.es/Apuntes3/Leccion02/5_balance_de_radiacin_neta.html. Consulta: 02 de febrero de 2017.

2.4.1. Radiación solar extraterrestre

Conforme la Tierra gira alrededor del Sol y describe su trayectoria elíptica, la radiación solar extraterrestre variará según su posición. Esta variación se puede caracterizar por medio de los cuadrados de las distancias (tomando en cuenta que el Sol es el foco de la trayectoria elíptica de la Tierra).

Entonces, la radiación solar extraterrestre se define como:

$$I = I_{sc} * \left(\frac{r_i}{r_o}\right)^2 = I_{sc} * r^2 \quad (\text{ecuación 12})$$

$$r^2 = 1 + 0,033 \cos\left(\frac{360}{365} z\right)$$

Donde:

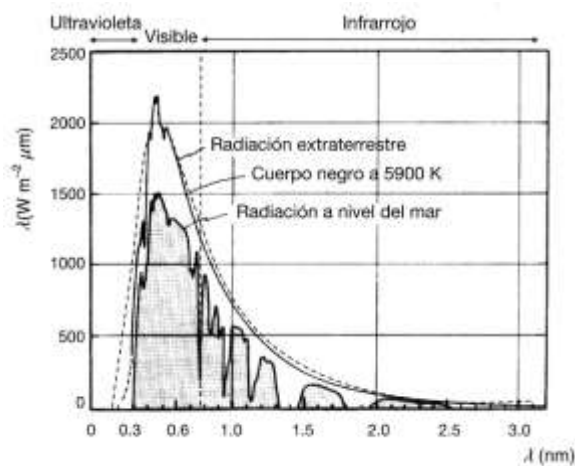
- r_i = es la distancia del Sol a la Tierra en un día determinado.
- r_o = es la distancia media, del Sol a la Tierra.

La constante solar se le conoce como la irradiancia recibida por una superficie cuando se encuentra a una distancia media del Sol, y se encuentra fuera de la atmósfera. Esta constante se ha calculado por medio de satélites artificiales, utilizando datos experimentales; su valor es:

$$I_{sc} = 1,353 \frac{W}{m^2}$$

En la figura 14, se puede observar un espectro de radiación solar extraterrestre propuesto por la NASA.

Figura 14. **Espectro de radiación solar extraterrestre**



Fuente: JUTGLAR, Lluís. *Energía solar*. p. 19.

Como se observa, el 97,8 % de toda la energía recibida, se encuentra entre 0,2 y 3 μm de longitud de onda. La radiación ultravioleta se encuentra en una proporción de 9 %, la luz visible, en un 40 % y la radiación infrarroja, en un 51 % del espectro. También, se puede observar que cuando la radiación de parte del Sol atraviesa la atmósfera, una parte es absorbida. Por lo tanto, la radiación que llega al nivel del mar es menor que la radiación extraterrestre.

2.4.2. Radiación solar terrestre

Cuando la radiación solar extraterrestre traspasa la atmósfera, sucede un fenómeno de absorción de esa energía; así mismo, las nubes reflejan parte de esa radiación hacia el espacio exterior. La cantidad de absorción depende del espesor de la capa de atmósfera por la cual atraviesa, así como su masa y densidad. Esto es, cuanto más largo sea la trayectoria óptica, mayor será la cantidad de absorción de la radiación. Por esta razón, hay menos cantidad de energía absorbida por la atmósfera cuando el Sol está en la posición de medio día, en el punto más alto de su trayectoria. En cambio, existe una máxima absorción cuando el sol se encuentra en el ocaso, o en su salida.

Un elemento muy importante en la absorción de la energía solar es la capa de ozono. El ozono estratosférico se encarga de absorber toda la radiación ultravioleta proveniente del Sol, la cual es altamente cancerígena.

Debido a estos y otros fenómenos, sobre una superficie situada en la Tierra, inciden varios tipos de energías radiantes: radiación directa, difusa, global, entre otras.

2.4.3. Pirheliómetros, medición de radiación directa

La radiación directa proveniente del Sol es aquella que no cambia de dirección mientras viaja y también incide sobre una superficie. Su dirección está claramente definida.

Los instrumentos utilizados para la medición de la radiación directa de la energía solar se denominan pirheliómetros (también llamados actinómetro). Este instrumento está dotado de un visor, en el cual, un pequeño punto luminoso formado por un pequeño rayo solar, perfectamente alineado, coincide con una marca que se encuentra en el centro del visor. Al suceder esto, se conoce que la superficie receptora se encuentra en una posición exactamente perpendicular al haz solar. Un pirheliómetro se puede entender como un piranómetro que se coloca en el fondo de un tubo. En el interior del tubo, se encuentra una pintura especial absorbente, la cual reduce al mínimo cualquier reflexión. De acuerdo al principio de funcionamiento de los pirheliómetros, es de suma importancia montarlos en un mecanismo de seguimiento del Sol muy preciso para que las lecturas de la radiación directa sean lo más veraces posibles. En la figura 15 se puede observar la fotografía de un pirheliómetro.

Figura 15. **Pirheliómetro**



Fuente: *Productos sensovant*. <http://sensovant.com/productos/meteorologia/radiacion-solar/articulo/medidor-de-radiacion-solar-pirheliometro-DR01.html>. Consulta: 17 de marzo de 2017.

2.4.4. Piranómetro, medición de radiación global y difusa

La radiación global se refiere a la radiación solar recibida en un ángulo de 180 grados sobre una superficie horizontal. En la radiación global se incluye la radiación directa del Sol y la radiación difusa. En la figura 16 se aprecia un piranómetro de primera clase, utilizado para medir tanto la radiación global como difusa. Estos instrumentos pueden ser utilizados para medir la radiación solar reflejada, llamada también albedo, colocándolos en una posición invertida.

Un piranómetro (también conocido como solarímetro) se compone básicamente de una lámina metálica con una superficie reflejante, en donde se expone la radiación solar y junto a esta otra superficie absorbente. Al recibir la radiación reflejada, la lámina absorbente se calienta más que la lámina reflejante y existirá una diferencia de temperatura que será proporcional a la radiación entrante. Esta diferencia de temperatura se mide utilizando un termopar. Este sensor análogo se cubre por medio de una superficie semiesférica de cristal de cuarzo, la cual es transparente para cualquier longitud de onda que traspasa el cristal.

Para la medición de la radiación difusa, se coloca al piranómetro un sistema de sombreado y mecanismo de seguimiento del Sol. La radiación difusa se refiere a la radiación que ha quedado después que la atmósfera ha absorbido parte de la radiación total proveniente del Sol. Esta radiación se considera casi uniforme para cualquier lugar en la bóveda del cielo.

Al colocar dos piranómetros opuestos entre sí, de forma que uno se mantenga en dirección hacia el Sol, el cual medirá la radiación total, y el otro en sentido opuesto que medirá el albedo (radiación difusa), se puede conseguir la radiación global al hacer la diferencia entre ambas mediciones.

Figura 16. **Piranómetro**



Fuente: *Productos sensovant*. <http://sensovant.com/productos/meteorologia/radiacion-solar/articulo/piranometro-clase-A-primera-clase-SR11.html>. Consulta: 17 de marzo de 2017.

2.4.5. Pirgéometros, medición de radiación infrarroja

Un pirgéometro es un instrumento que mide la radiación de onda larga. Su principio de funcionamiento se basa en la eliminación de radiación de longitudes de onda corta, por medio de filtros, que presentan transparencia constante a radiaciones de longitudes larga, mientras que son casi opacos con radiación de longitudes de onda corta (de 300 nm a 3 000 nm). En la figura 17 se muestra un pirgéometro.

Figura 17. **Pirgéometro**



Fuente: *Productos sensovant*. <http://sensovant.com/productos/meteorologia/radiacion-solar/articulo/medidor-de-radiacion-infrarroja-pirgeometro-IR02.html>. Consulta: 17 de marzo de 2017.

2.4.6. Radiómetros UV, medición de radiación ultravioleta

La radiación ultravioleta se encuentra entre las longitudes de onda de 100 nm a 400 nm, en el espectro electromagnético. Los distintos tipos de radiaciones ultravioleta se dividen en las siguientes:

- Radiación ultravioleta C: absorbida totalmente por la capa de ozono. Se encuentra entre las longitudes de onda de 100 nm a 280 nm.
- Radiación ultravioleta B: absorbida parcialmente por la capa de ozono. Se encuentra entre las longitudes de onda de 280 nm a 320 nm.
- Radiación ultravioleta A: absorbida en poca cantidad por la capa de ozono. Se encuentra entre las longitudes de onda de 320 nm a 400 nm.

Las variaciones en este tipo de radiación tienen una gran influencia sobre los seres vivos y el medio ambiente, aunque solo represente el 7 % de la radiación solar total que llega a la Tierra. Estas variaciones pueden tener efectos como cáncer de piel, cataratas en los ojos, variaciones del balance energético terrestre, fotosíntesis, modificación de ecosistemas, formación y descomposición de contaminantes, etc. Algunas de estas variaciones tienen influencia en reducción de la capa de ozono que provoca, que más radiación ultravioleta llegue a la superficie terrestre, lo cual puede ser muy dañino para el ser humano. En la figura 18 se muestra un radiómetro UV.

Figura 18. **Radiómetro UV**



Fuente: Direct industry. <http://www.directindustry.es/fabricante-industrial/radiometro-uv-87126.html>. Consulta: 17 de marzo de 2017.

2.4.7. Radiación solar en el departamento de Escuintla, Guatemala

En la tabla II se muestran los datos de radiación solar directa promedio anual, según los parámetros para el dimensionamiento y colocación de paneles solares y aplicaciones solares térmicas, tomados del Centro de Datos de Ciencias Atmosféricas de la NASA, para las coordenadas geográficas dadas.

Como se aprecia, se dispone de suficiente radiación para el proyecto.

Tabla II. Radiación solar directa en el departamento de Escuintla, Guatemala

Mes	Radiación directa (kWh/m ² /día)
Enero	6,57
Febrero	6,61
Marzo	6,11
Abril	5,56
Mayo	4,53
Junio	4,12
Julio	4,56
Agosto	4,31
Septiembre	3,65
Octubre	4,36
Noviembre	5,63
Diciembre	6,42
Promedio anual	5,20

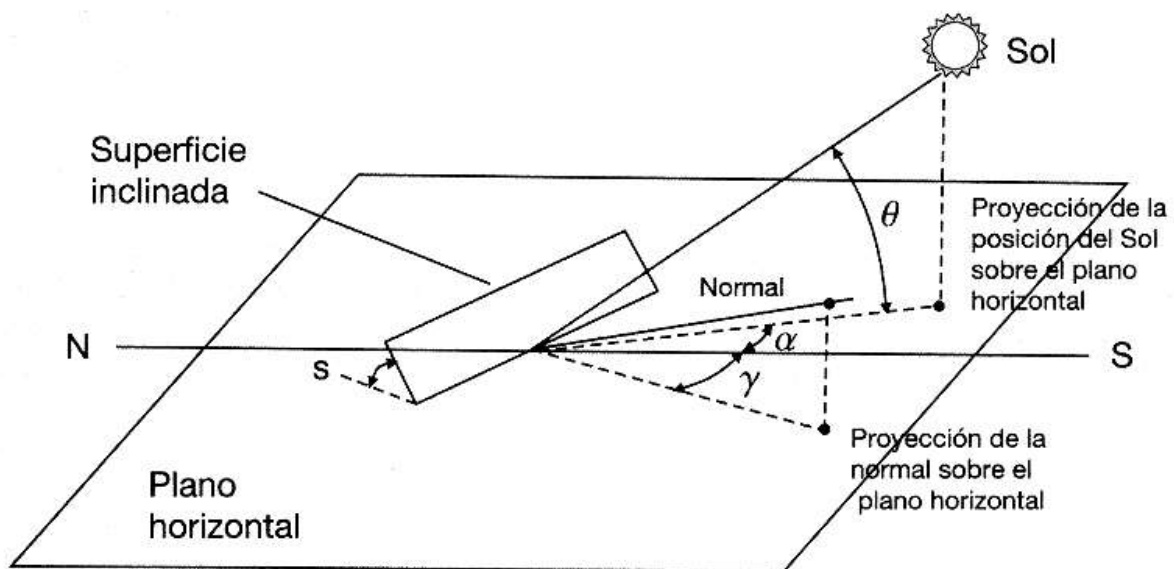
Fuente: NASA Surface Meteorology and Solar Energy. <https://eosweb.larc.nasa.gov/cgi-bin/sse/grid.cgi?email=skip@larc.nasa.gov>. Consulta: 25 de marzo de 2017.

2.5. Posición de una superficie inclinada respecto al Sol

La radiación que incide sobre una superficie está en estrecha relación con el ángulo de incidencia de los rayos solares sobre la misma. Existen ecuaciones que permiten calcular dicho ángulo, dependiendo del lugar donde se encuentre cualquier superficie.

En la figura 19 se muestra una representación de una superficie inclinada, dirección de los vectores de rayos solares y orientación de la superficie.

Figura 19. **Posición de una superficie respecto al Sol**



Fuente: JUTGLAR, Lluís. *Energía solar*. p. 27.

En ángulo θ representa el ángulo de incidencia de radiación solar directa, el cual, es formado por la dirección de la radiación y la normal de la superficie. El ángulo s representa la inclinación de la superficie, la cual se define como el ángulo comprendido entre la superficie considerada y el plano horizontal en donde esta se encuentra. Los ángulos α y γ (azimut), representan el ángulo de incidencia de radiación solar directa para una superficie fija con orientación sur. Esta orientación es la más favorable en el hemisferio norte para medir la radiación solar directa. Estos ángulos se pueden relacionar entre sí con la

ecuación 13, utilizando la figura anterior, con el fin de obtener una expresión para calcular el ángulo de incidencia de radiación solar directa:

$$\begin{aligned} \cos \theta = & (\sin \delta * \sin \varphi * \cos s) - (\sin \delta * \cos \varphi * \sin s * \cos \gamma) \\ & + (\cos \delta * \cos \varphi * \cos s * \cos h) \\ & + (\cos \delta * \sin \varphi * \sin s * \cos \gamma * \cos h) \\ & + (\cos \delta * \sin s * \sin \gamma * \sin h) \end{aligned}$$

(ecuación 13)

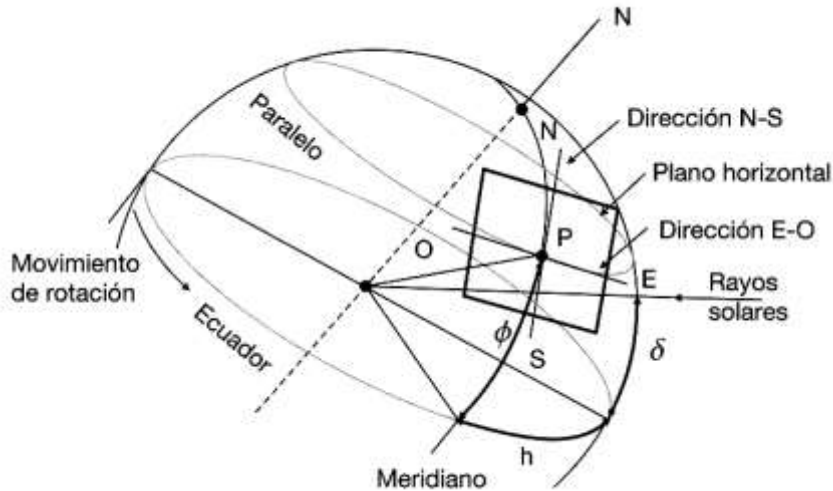
La expresión anterior se puede reducir más al considerar que la superficie esté en orientación sur (si se encuentra en el hemisferio norte de la Tierra, como se mencionó anteriormente), así, el ángulo de azimut de la superficie inclinada sería nulo, el cual resultaría disminuido a la siguiente expresión:

$$\cos \theta = \sin \delta * \sin(\varphi - s) + \cos \delta * \cos h * \cos(\varphi - s) \quad \text{(ecuación 14)}$$

El ángulo φ representa el ángulo de latitud de la ubicación geográfica de la central.

El término h se conoce como ángulo horario, el cual, se entiende como el ángulo que existe entre el plano meridiano, que pasa por el punto en interés y el plano meridiano que pasa por el Sol. Su nombre se debe a que depende de la hora del día. Por ejemplo, si el Sol se encuentra en su punto más alto, a decir, el medio día solar, el ángulo horario tendría un valor igual a cero. En la figura 20 se puede apreciar la ubicación de dichos planos para un punto en específico. Antes del medio día, el ángulo tendrá un valor negativo. Así mismo, después del medio día, el ángulo tendrá un valor positivo.

Figura 20. Plano meridiano y ángulo de declinación



Fuente: JUTGLAR, Lluís. *Energía solar*. p. 14.

Ahora, teniendo en cuenta que la circunferencia de la Tierra tiene un valor de 360° , y que cada día está compuesto de 24 horas, cada hora le corresponde un valor de 15° y el ángulo horario estará definido por:

$$h = 15 * (TSV - 12) \quad (\text{ecuación 15})$$

Donde:

- h = ángulo horario expresado en grados
- TSV = tiempo solar verdadero expresado en horas

La definición sobre el tiempo solar verdadero se basa en la hora que mostraría un reloj hipotético que distribuiría el día solar en veinticuatro horas

exactas, lo cual, no es del todo cierto porque la velocidad de rotación de la Tierra no es uniforme a lo largo de todo el año. Esto hace que la duración del día varíe a lo largo del año, así como la duración de las horas solares en el mismo día.

Para lidiar con este problema, se ha definido el tiempo solar medio TSM, el cual se basa en suponer que la Tierra es una esfera perfecta que se mueve con velocidad de rotación constante a lo largo del año. Si se expresa la diferencia del TSV con el TSM, se define la ecuación del tiempo:

$$ET = TSV - TSM \quad (\text{ecuación 16})$$

El valor de la ecuación del tiempo se puede calcular con la expresión aproximada de Whillier, para un día en específico:

$$ET = (9,87 * \sin 2B) - (7,53 * \cos B) - (1,5 * \sin B) \quad (\text{ecuación 17})$$

Donde:

- ET = ecuación del tiempo en minutos
- $B = \frac{360}{364} * (z - 81)$, en grados sexagesimales

El tiempo solar medio está relacionado con el meridiano que se encuentra en el punto en interés; se conoce como tiempo civil TC. La utilización de este tiempo civil no es aplicable, porque cada longitud en la Tierra tiene su propio tiempo civil. La solución que se ha adoptado para esto es dividir el planeta en zonas conocidas como husos horarios, en donde el tiempo civil es

igual dentro de cualquier de estas zonas. El globo terráqueo está dividido en 24 husos horarios, porque la Tierra tarda 24 horas en dar una vuelta completa sobre su eje. Tomando en cuenta que la Tierra es esférica, cada huso tiene una dimensión de 15° ($360^\circ/24$). Por ejemplo, el huso horario del meridiano 0, de alguna ubicación, abarca desde la longitud $7,5^\circ$ este, hasta $7,5^\circ$ oeste.

El Sol pasa por el meridiano central del huso horario a las 12 horas del TC, aproximadamente.

Debe tomarse en consideración, la longitud que existe entre el meridiano de referencia y el que se encuentra en el punto en interés, debido a que el TSV depende de la longitud concreta y que el TC se adapta a cada huso horario. También, debe tomarse en cuenta que la hora oficial HO no es la misma que la hora civil para el huso en consideración. Esto es debido a que la hora del reloj se adelanta o se atrasa en función de la época del año, por motivos de ahorro energético.

Entonces, el tiempo solar verdadero TSV se puede obtener de la siguiente fórmula:

$$TSV = HO - e + ET + \frac{1}{5} * (\lambda_m - \lambda) \quad (\text{ecuación 18})$$

Donde:

- TSV = tiempo solar verdadero
- HO = hora oficial del país
- e = adelanto respecto a la hora civil

- λ_m = longitud del meridiano medio del huso horario adoptado
- λ = longitud del meridiano que pasa por el punto en interés

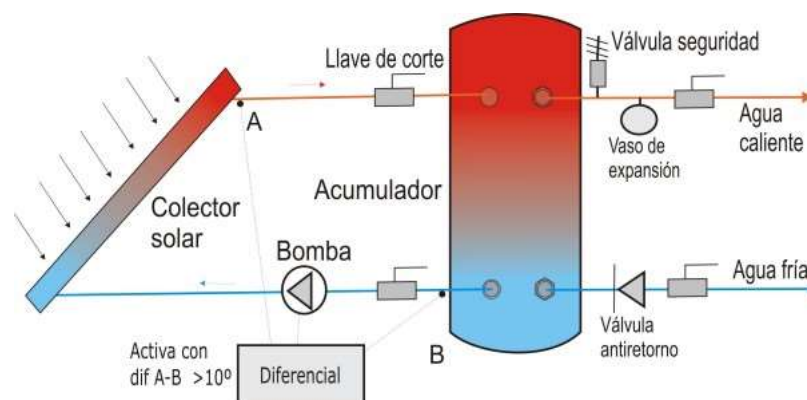
3. SISTEMAS DE CAPTACIÓN SOLAR Y CENTRALES TERMOSOLARES

3.1. Sistemas de captación solar de baja temperatura

3.1.1. Sistemas abiertos

Estos sistemas utilizan, generalmente, agua como fluido térmico, en un único circuito de circulación, la cual puede ser utilizada para el calentamiento de piscinas o para uso sanitario. Estos sistemas tienen un buen rendimiento energético y solo requieren un mantenimiento sencillo. El único inconveniente que presentan es el de posibles obstrucciones en el sistema, debido a agua congelada, provocado por climas muy fríos. En la figura 21 se observa un sistema de circuito abierto de captación solar.

Figura 21. Sistema de captación solar de circuito abierto



Fuente: *Luchando contra la crisis energética*. <https://natureduca.com/blog/luchando-contra-la-crisis-energetica-acumulacion-de-agua-caliente-sanitaria-un-diferencial-electronico-para-tu-sistema-de-ac/>. Consulta: 11 de abril de 2017.

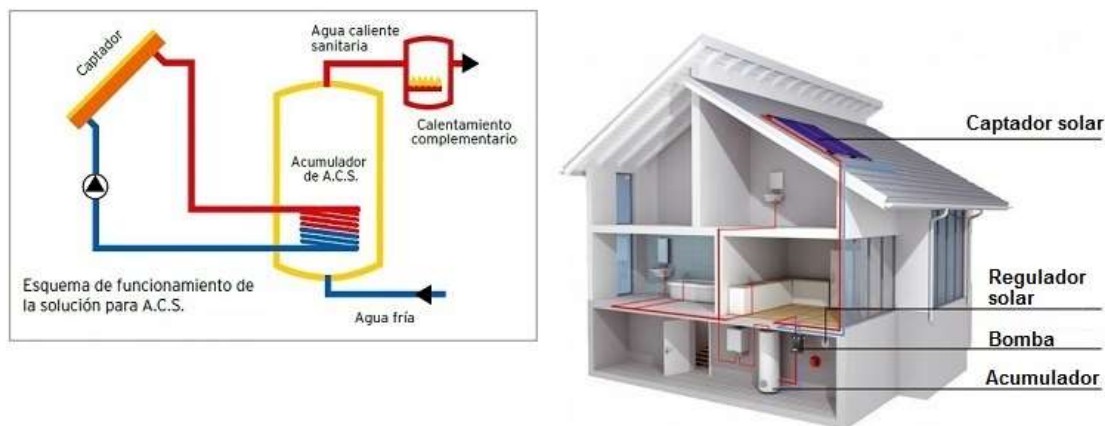
3.1.2. Sistemas cerrados

Los sistemas de captación cerrados constan de dos circuitos independientes: primarios y secundarios. Estos dos circuitos transmiten energía entre sí por medio de un intercambiador de calor, el cual mantiene separado el fluido que circula por los captadores solares y el agua de consumo.

El fluido térmico que circula por los captadores, el cual suele ser agua, contiene un anticongelante que ayuda a proteger al sistema de los climas fríos.

El sistema funciona mediante un termostato instalado en el intercambiador de calor, el cual entra en funcionamiento cuando existe una diferencia de temperatura de 5°C entre el circuito primario y secundario. Cuando la temperatura del agua de consumo se detecta menor que el valor deseado, se requiere del uso de una caldera de vapor o resistencia eléctrica. En la figura 22 se muestra un sistema de captación solar de circuito cerrado.

Figura 22. Sistema termosolar de circuito cerrado



Fuente: *Instalaciones termosolares para la producción de agua caliente sanitaria.*

<http://ingemecanica.com/tutorialsemanal/tutorialn188.html>. Consulta: 11 de abril de 2017.

3.2. Centrales de media temperatura, tecnología de concentradores cilindroparábolicos (CCP)

Los sistemas de media temperatura funcionan entre valores de 100 °C y 400 °C, los cuales se utilizan para la generación de vapor que puede ser utilizado en procesos industriales y en la generación de energía eléctrica.

Estos sistemas utilizan colectores cilindroparábolicos que concentran la radiación solar para calentar un fluido térmico, con un factor de 80 o más. Este fluido calentado circula por un intercambiador de calor que genera vapor gracias al intercambio de energía que se da en este. Este vapor es conducido a una turbina donde se expande y produce trabajo que genera electricidad.

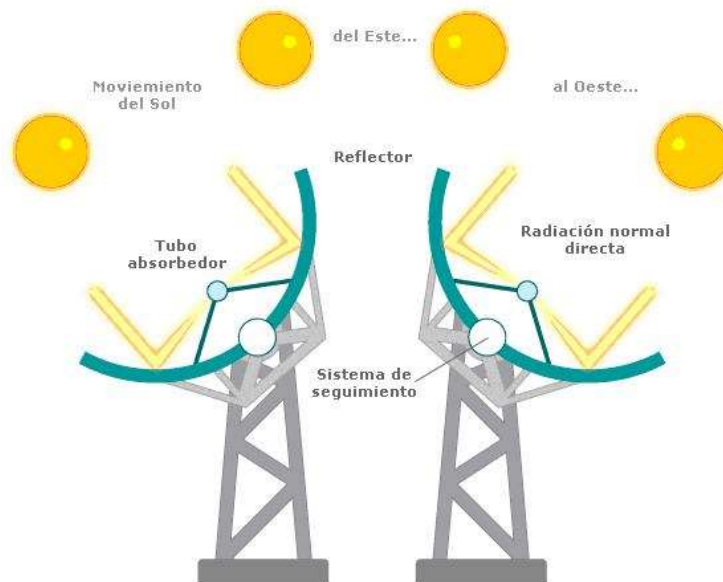
Los concentradores utilizados en la granja solar poseen un sistema de seguimiento del Sol y un sensor que manda información a una computadora, la cual ajusta la posición de los colectores tomando como referencia la fecha y hora del día. Los colectores se colocan alineados de norte a sur, siguiendo al sol de este a oeste. Esto ayuda a exponer los espejos en el ángulo óptimo solar para capturar la mayor cantidad de energía solar. En la figura 23 puede observarse una fotografía de un colector solar cilindroparábolicos. En la figura 24, se muestra un ejemplo del seguimiento del Sol.

Figura 23. **Concentrador cilindroparábolicos**



Fuente: Torresol energy. <http://www.torresolenergy.com/TORRESOL/cylindrical-parabolic-collector-technology/en>. Consulta: 11 de abril de 2017.

Figura 24. Seguimiento del Sol



Fuente: *Termosolares*, Opex energy. http://opex-energy.com/termosolares/centrales_termosolares.html. Consulta: 11 de febrero de 2017.

- El reflector cilindroparabólico: este dispositivo se encarga de dirigir y reflejar los rayos solares al tubo absorbedor de los colectores. La superficie reflejante se consigue utilizando películas de plata o aluminio que se colocan sobre una superficie de vidrio, la cual le da la rigidez necesaria.
- El tubo absorbedor: se compone de dos tubos concéntricos entre sí, separados por medio de vacío. En su interior se encuentra un tubo metálico por donde circula el fluido térmico y se calienta por la concentración de rayos solares. Este fluido de trabajo puede variar según su aplicación. Cuando se requieren temperaturas bajas, menores a 200 °C se utiliza agua demineralizada con Etileno-Glicol; para temperaturas altas, entre 200 °C y 400 °C, se utiliza un aceite sintético. Referente a las tecnologías más

recientes, se ha logrado la generación directa de vapor sometido a alta presión dentro de los tubos y la utilización de sales fundidas como fluido calo portante para la generación del mismo vapor.

- El sistema de seguimiento del sol: consta simplemente de mecanismo que hace girar los concentradores cilindroparabólicos alrededor de un eje, siguiendo la trayectoria del Sol, y así, captar la mayor cantidad de rayos solares que inciden directamente en el mismo concentrador.
- La estructura metálica: el objetivo de esta estructura es proveer soporte y rigidez a todos los componentes y conjunto del concentrador solar.

Una de las tecnologías modernas utilizadas en las centrales termosolares de concentradores cilindroparabólicos, en lo que se refiere a producción energía eléctrica aún en las horas que no existan rayos solares incidiendo en los concentradores, es el almacenamiento de sales fundidas. Este sistema funciona intercambiando calor del aceite térmico procedente del campo solar que lo almacena en el tanque de sales fundidas. Cuando se necesite de energía térmica durante las horas de oscuridad, los tanques de sales ceden su calor al aceite térmico para que siga produciendo vapor, y así se siga produciendo energía eléctrica. En la figura 26 se muestra un esquema de una instalación de una central termosolar CCP con almacenamiento de sales fundidas.

La central termosolar de Andasol, ubicada en Aldeire, Granada, España, es una de las centrales solares más importantes; fue la primera en Europa en usar tecnología de concentradores cilindroparabólicos. La central de Andasol tiene tres plantas solares con una generación de energía de 150 MW cada una, que produce hasta 165 GWh de energía eléctrica al año, lo que equivale a 495 GWh anuales en total. Esta central tiene un sistema de almacenamiento de

sales fundidas que se componen de una solución de 60 % de nitrato de sodio y 40 % de nitrato de potasio, la cual puede almacenar 1 010 MWh de energía térmica, lo cual es suficiente para hacer funcionar la turbina a plena carga por 7,5 horas. Este almacenamiento de sales fundidas se utiliza para almacenar energía térmica durante el día y suministrarla al circuito en las noches, días nublados o lluviosos. De este modo, la central produce energía eléctrica las 24 horas del día.

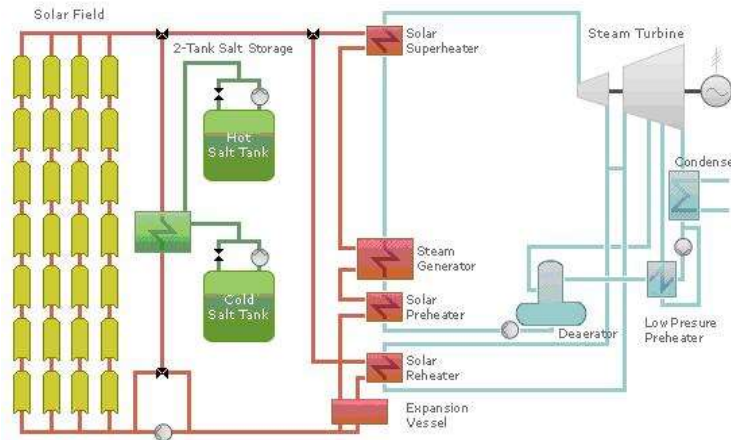
En la figura 25 se pueden apreciar dos plantas de la estación solar de Andasol.

Figura 25. **Central termosolar CCP**



Fuente: El periódico de la energía. <http://elperiodicodelaenergia.com/florentino-perez-cambia-termosolar-por-fotovoltaica-el-fondo-cubico-se-hace-con-las-centrales-de-concentracion-andasol-1-y-2/>. Consulta: 11 de abril de 2017.

Figura 26. Estructura de una central termosolar CCP



Fuente: *Termosolares*, Opex energy. http://opex-energy.com/en/termosolares/centrales_termosolares.html. Consulta: 11 de abril de 2017.

3.3. Centrales de alta temperatura

Estos sistemas funcionan entre temperaturas de 250 °C y 2 000 °C y son utilizados para centrales de gran generación de energía, usando reflectores que concentran los rayos solares para producir vapor, conducirlo hacia una turbina y generar energía eléctrica. Estas centrales se instalan en lugares con un alto nivel de radiación solar. Existen del tipo de torre central: discos parabólicos y viento ascendente.

3.3.1. Tecnología de torre central

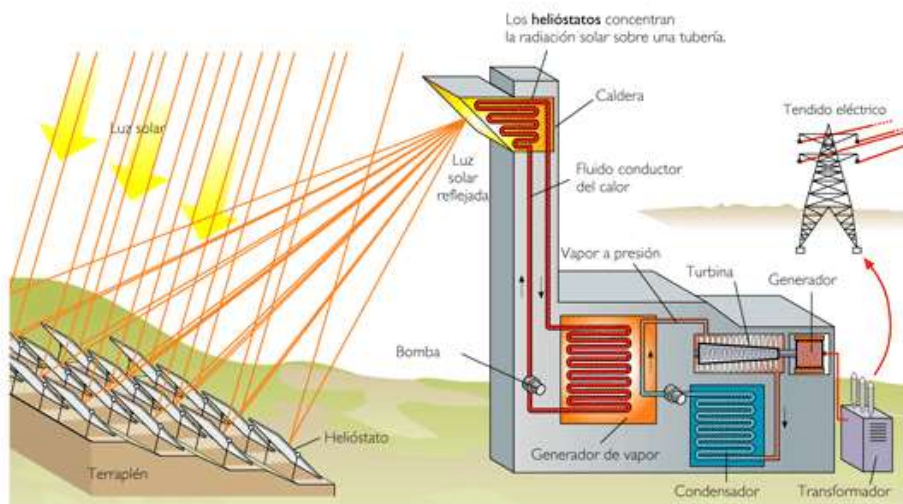
Las centrales termosolares de torre central utilizan un receptor montado en la parte superior de una torre que se encuentra en el centro de la central, rodeada de heliostatos que siguen el movimiento del Sol a través del cielo y que concentran todos sus rayos en el receptor. Aquí, se absorbe la energía de los

rayos solares y se calienta un fluido térmico que puede alcanzar temperaturas de 500 °C hasta 1 000 °C, para luego conducirlo al generador de vapor y seguir con el ciclo de potencia. Estos sistemas pueden generar de 100 MW a 200 MW.

Esta tecnología no se encuentra tan desarrollada como la tecnología de concentradores cilindroparabólicos, pero puede ser más económica en aplicaciones de más de 100 MW.

En la figura 27 se muestra un esquema general de una central termosolar de receptor central.

Figura 27. **Planta de torre central**



Fuente: *Centrales termosolares*. <http://www.centralestermosolares.com/centrales-receptor-torre>.

Consulta: 11 de abril de 2017.

Otra central termosolar muy conocida en España es la central de Almería, la cual contiene varias tecnologías referentes a la generación a partir de la energía solar. En dicha central, se encuentra la instalación CESA-1 de 7

MW térmicos. Esta instalación de torre central contiene 300 helióstatos, de 39,6 m² de superficie cada uno, distribuidos alrededor y frente a la torre, que dirigen la radiación solar directa a la misma.

La potencia térmica máxima que proporciona el campo solar es de 7 MW, con una irradiancia de diseño de 950 W/m².

Actualmente, la instalación de CESA-1 ya no produce energía eléctrica, sino que se utiliza para investigaciones de ensayo de componentes y subsistemas: helióstatos, receptores solares, sistemas de almacenamiento térmico, turbinas de gas solarizadas, sistemas de control e instrumentación para la medida de altos flujos de radiación solar concentrada.

En la figura 28 se muestra un helióstato de una instalación de torre central.

Figura 28. **Helióstato con el reflejo de la torre central de CESA-1**



Fuente: *Sistemas de torre con receptor central.*

<http://www.psa.es/es/instalaciones/receptor/cesa1.php>. Consulta: 11 de abril de 2017.

3.3.2. Discos parabólicos

Estos sistemas se conforman de espejos cóncavos parabólicos y un receptor de los rayos solares ubicado en el foco de la parábola. Los discos parabólicos alcanzan altas concentraciones de energía solar, así como temperaturas de 600 °C hasta 1 200 °C. La única desventaja es que se necesitan de varias unidades trabajando al mismo tiempo para conseguir potencias de mega watts, ya que una sola unidad puede producir potencias de 10 kW hasta 50 kW.

Los sistemas de discos parabólicos funcionan con motores Stirling, los cuales convierten el calor en movimiento rotacional mediante un ciclo termodinámico regenerativo de expansión y compresión cíclico de un fluido de trabajo. Dicho trabajo se realiza entre dos temperaturas distintas, las cuales se encuentran en un foco caliente y un foco frío del disco.

Esta tecnología puede usar dos sistemas distintos de espejos: uno está formado por una membrana metálica ajustada, que trabajando junto el receptor, el motor Stirling y el generador, siguen la trayectoria del Sol en el cielo; el otro sistema consta de reflectores móviles de plástico reforzado con fibra de vidrio que concentran los rayos solares en un receptor fijo.

En la figura 29 se muestra un ejemplo de los discos parabólicos utilizados en este tipo de centrales. Asimismo, se muestra la forma parabólica en tres dimensiones, la base, el receptor solar, la estructura de metal que da soporte al colector y las secciones de los espejos.

Esta tecnología aun se encuentra en desarrollo e investigación, por lo que no se ha realizado proyectos de gran magnitud.

Figura 29. **Disco parabólico**



Fuente: *Centrales termosolares*. <http://www.centrales termosolares.com/centrales-de-d-parabolico-stirling>. Consulta: 17 de abril de 2017.

3.3.3. Central térmica de viento ascendente

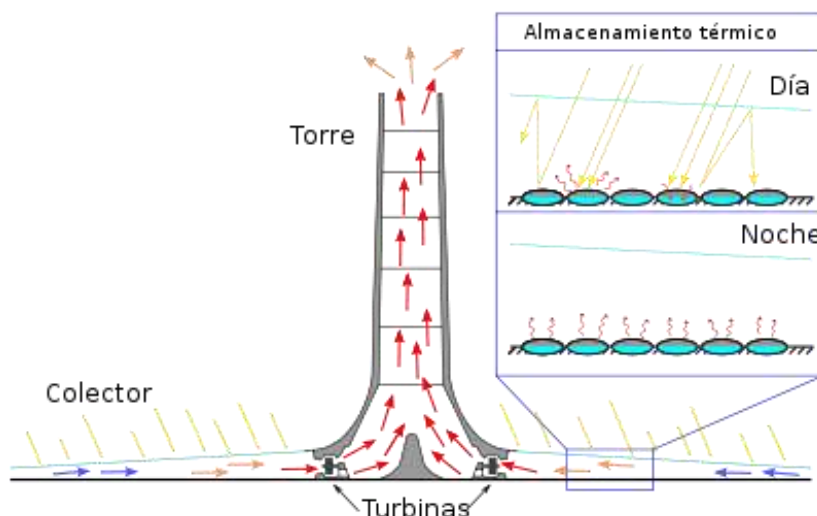
Las centrales térmicas de viento ascendente utilizan los fenómenos físicos de efecto invernadero y chimenea para su funcionamiento. Los rayos solares inciden en el techo de vidrio y calientan el aire que se encuentra bajo este vidrio. El aire caliente que tiene una densidad menor a la del aire frío sube por la chimenea y mueve unas turbinas de aire situadas en la parte baja de la chimenea, las cuales generan energía eléctrica por medio de generadores. Para lograr un funcionamiento ininterrumpido por 24 horas, se instalan mangueras de agua bajo el techo de vidrio, las cuales suministran el calor que se ha acumulado en el sistema de almacenamiento durante el funcionamiento de la central a lo largo del día.

Una de las ventajas de las centrales de viento ascendente es que aprovechan la radiación solar difusa para el calentamiento del aire.

En Nueva Gales del Sur, Australia, existe un proyecto de una torre solar de viento ascendente, de la compañía EnviroMission, de 1 000 m de altura, 130 m de ancho, y una estructura circular de 4 km de diámetro, la cual es capaz de generar 200 MW de energía eléctrica. El aire de la atmósfera entra en la estructura circular y es calentado a 60 °C. Por la baja densidad del aire caliente, este se desplaza y asciende por la chimenea central, pasando antes por 32 turbinas a 15 m/s y produce energía eléctrica por medio de los generadores acoplados a cada turbina.

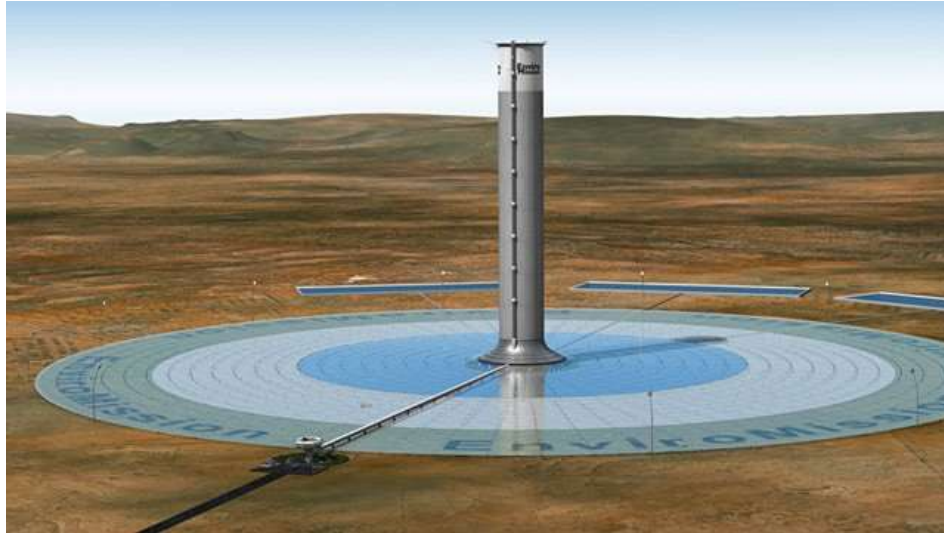
En las figuras 30 y 31, se muestra un ejemplo sencillo de cómo funcionaría esta torre solar, así como un diseño en computador de la torre solar de Nueva Gales del Sur, respectivamente.

Figura 30. Torre de viento ascendente



Fuente: Torre solar. https://es.wikipedia.org/wiki/Torre_solar. Consulta: 11 de abril de 2017.

Figura 31. Torre solar de Nueva Gales del Sur, Australia



Fuente: Earth techling. <http://earthtechling.com/2012/01/now-thats-one-hell-of-a-solar-power-tower/>. Consulta: 11 de abril de 2017

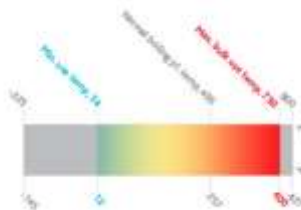
4. FUNCIONAMIENTO DE LA CENTRAL TERMOSOLAR CCP

En este capítulo se mostrará el diseño elemental para dimensionar el campo solar y el ciclo térmico del circuito de vapor, así como diferentes parámetros y características necesarias para obtener un buen rendimiento térmico de la central termosolar.

4.1. El fluido caloportador

Para empezar con el diseño del campo solar, se debe calcular el caudal másico del aceite caloportador que fluirá por cada concentrador solar. El fluido de trabajo que se utilizará para dicho cálculo, será el aceite térmico Therminol VP-1, distribuido por la empresa Eastman. Este aceite es un líquido caloportador sintético hecho de una mezcla eutéctica de óxido de difenilo (DPO) y bifenilo, de baja viscosidad, buena estabilidad térmica y utilizable en rangos de temperatura de 12 °C a 400 °C (ver figura 32).

Figura 32. Rango de temperatura de trabajo del aceite Therminol VP-1



Fuente: *Therminol products*. <https://www.therminol.com/products/Therminol-VP1>.

Consulta: 22 de mayo de 2017.

Para que el fluido caloportador pueda absorber la mayor cantidad de energía durante su recorrido por los concentradores, se debe establecer un flujo turbulento dentro de los tubos absorbedores. Un dato experimental que se ha establecido, según las experiencias en las centrales termosolares existentes, es que el número de Reynolds debe tener un valor de 150 000 en el caso más desfavorable, el cual es un 23 % del caudal disponible en época de verano. Esto se establece para que la transferencia de energía al fluido caloportador sea suficiente aún para operar la central¹. Entonces, el número de Reynolds correspondiente al caudal que circulará por los tubos absorbedores bajo análisis debe ser:

$$\frac{150\ 000}{0,23} = 625\ 174$$

Para obtener el flujo másico que circula por los tubos absorbedores, será indispensable utilizar la fórmula del número de Reynolds, la cual se expresa como:

$$N_R = \frac{v * D * \rho}{\eta} \quad (\text{ecuación 19})$$

Donde:

- N_R = número de Reynolds (adimensional)
- v = velocidad promedio del fluido caloportador en m/s
- D = diámetro del tubo absorbedor en m

¹ GUILLAMÓN LÓPEZ, Miguel Ángel. *Central termosolar de 50 MW en Murcia con colectores cilindro parabólicos*. p. 24.

- ρ = densidad del fluido caloportador en kg/m^3
- η = viscosidad dinámica del fluido caloportador en $\text{kg/m}\cdot\text{s}$

Para obtener los valores de densidad y viscosidad dinámica del aceite térmico, se utilizan las tablas de valores obtenidos por Therminol. Estas tablas se encuentran en el anexo 1. Como la densidad de un fluido varía según su temperatura, se tendrá que definir una temperatura media a la que se encontrará el fluido caloportador. Entonces, si se quiere un salto de temperatura de $100\text{ }^\circ\text{C}$ en todo el campo solar, se puede establecer la temperatura de entrada al campo solar (T_{in}) con un valor de $295\text{ }^\circ\text{C}$, y la temperatura a la salida del mismo campo (T_{out}) con un valor de $395\text{ }^\circ\text{C}$ (recordando que la temperatura máxima de trabajo del aceite Therminol VP-1 es $400\text{ }^\circ\text{C}$). Así, la temperatura media de trabajo del aceite será:

$$T_{\text{prom}} = \frac{T_{\text{in}} + T_{\text{out}}}{2} = \frac{295 + 395}{2} = 345\text{ }^\circ\text{C}$$

Teniendo el valor de la temperatura media de trabajo del aceite, se pueden interpolar los valores de densidad y viscosidad dinámica del aceite térmico. Así, al interpolar, resultan los valores de densidad $\rho = 767\text{ kg/m}^3$, y viscosidad dinámica $\eta = 1,81 \times 10^{-4}\text{ kg/m}\cdot\text{s}$, (ver anexo 1).

Ahora se debe despejar la velocidad del fluido, de la fórmula para calcular el número de Reynolds. Así, utilizando la ecuación 13, la velocidad será:

$$v = \frac{N_R * \eta}{\rho * D}$$

El tubo absorbedor que se usará para el análisis de los concentradores, es la serie PTR 70 de SCHOTT, un fabricante alemán especializado en productos de vidrio. La representación de este producto se muestra en la figura 33. El diámetro interno de estos tubos absorbedores es de 70 mm (ver anexo 2). Ingresando los valores a la ecuación 13, se tiene que la velocidad del fluido caloportador por los tubos absorbedores es:

$$v = \frac{(652\ 174) * (1,81 \times 10^{-4})}{(767) * (0,07)} = 2,2 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Figura 33. **Tubo absorbedor PTR 70 de la marca SCHOTT**



Fuente: *Absorbedores Schott PTR 70*. http://www.schott.com/d/csp/2ad9cb93-5b86-4a51-aead-a49b4e869ef8/1.0/schott_ptr70_4th_generation_datasheet.pdf. Consulta: 22 de mayo de 2017.

Teniendo el valor de la velocidad del fluido, se puede calcular el flujo másico que circulará por los concentradores solares, utilizando la ecuación 19:

$$\dot{m} = \rho * A * v \quad (\text{ecuación 19})$$

Donde:

- \dot{m} = flujo másico del aceite térmico, en kg/s
- ρ = densidad del aceite térmico, en kg/m³
- A = sección transversal del tubo absorbedor, en m²
- v = velocidad del aceite térmico, en m/s

Calculando el área transversal del tubo absorbedor, se tiene:

$$A = \frac{\pi * D^2}{4} = \frac{\pi * (0,07)^2}{4} = 3,85 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

Así, según la ecuación 19, el flujo másico del fluido caloportador es:

$$\dot{m} = (767) * (3,85 \times 10^{-3}) * (2,2) = 6,5 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

4.2. Cálculo del número de concentradores CCP

El primer paso antes de establecer el número necesario de concentradores en el campo solar, es calcular el incremento de temperatura que tendrá el aceite caloportador en cada concentrador. Para esto, se debe calcular las pérdidas térmicas que existirán con la siguiente fórmula:

$$Q_{\text{loss}} = U_{\text{loss}} * A_{\text{abs}} * (T_{\text{prom}} - T_{\text{amb}}) \quad (\text{ecuación 20})$$

Donde:

- Q_{loss} = pérdidas térmicas en el concentrador, en watts (W)
- U_{loss} = coeficiente global pérdidas térmicas, $W/m^2 \cdot ^\circ C$
- A_{abs} = área de absorción (tubo absorbedor), en m^2
- T_{prom} = temperatura media de trabajo del aceite, en $^\circ C$
- T_{amb} = temperatura ambiente de la locación en interés, en $^\circ C$

El área de absorción de cada tubo absorbedor es:

$$A_{abs} = 2 * \pi * r * L \quad (\text{ecuación 21})$$

Donde:

- r = radio del tubo absorbedor, en m
- L = longitud del tubo absorbedor, en m

El diámetro del tubo absorbedor tiene un valor de 70 mm ² y la longitud del concentrador Eurotrough tiene un valor de 150 m, ³ entonces, según la ecuación 21, se tiene:

$$A_{abs} = 2 * \pi * (0,035) * (150) = 32,99 \text{ m}^2$$

² SCHOTT PTR-70. http://www.schott.com/d/csp/2ad9cb93-5b86-4a51-aead-a49b4e869ef8/1.0/schott_ptr70_4th_generation_datasheet.pdf. Consulta: 6 de junio de 2017.

³ Euro Trough. <http://infohouse.p2ric.org/ref/46/45472.pdf>. Consulta: 6 de junio de 2017.

Para obtener el coeficiente global de pérdidas térmicas, se usará la siguiente fórmula:

$$U_{\text{loss}} = a + b * (T_{\text{prom}} - T_{\text{amb}}) + c * (T_{\text{prom}} - T_{\text{amb}})^2 \quad (\text{ecuación 22})$$

Los coeficientes a, b y c, se dan gracias a tablas calculadas por el CIEMAT (Centro de Investigaciones Energéticas, Medioambientales y Tecnológicas), del gobierno de España. Para una temperatura de trabajo del aceite térmico, igual o superior a 300 °C, los coeficientes son: 2,8954, -0,0164 y 0,000065, respectivamente, para el concentrador Eurotrough.⁴ Entonces, ingresando los valores requeridos en la ecuación 22, se tiene:

$$U_{\text{loss}} = 2,8954 - 0,0164 * (345 - 25) + 0,000065 * (345 - 25)^2$$

$$U_{\text{loss}} = 4,3 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 * ^\circ\text{C}}$$

Con los datos necesarios, se procede a calcular las pérdidas térmicas en el tubo absorbedor. Entonces, utilizando la ecuación 20, se tiene el resultado:

$$Q_{\text{loss}} = (4,3) * (32,99) * (345 - 25) = 45\,394,24 \text{ W}$$

Ahora se procede a calcular la energía solar incidente en el concentrador cilindroparabólico, con la ecuación 23:

$$Q_{\text{inc}} = A_c * E_{\text{sol}} * \cos \theta \quad (\text{ecuación 23})$$

Donde:

⁴ GUILLAMÓN LÓPEZ, Miguel Ángel. *Central termosolar de 50 MW en Murcia con colectores cilindro parabólicos*. p. 26.

- Q_{inc} = energía solar incidente en el concentrador, en W
- A_c = área de apertura del concentrador, en m^2
- E_{sol} = radiación solar directa, en W/m^2
- θ = ángulo de incidencia solar, en grados ($^\circ$)

Antes de realizar dicho cálculo, se debe hallar el ángulo de incidencia de los rayos solares. Para esto, se establece el punto de diseño en el mes de abril, por ser época de verano en Guatemala. Entonces, tomando como referencia la tabla I, se tiene un ángulo de declinación para el mes de abril de $9,7^\circ$. También, se consideran los concentradores en posición horizontal (ángulo $s = 0$) y al medio día solar (ángulo $h = 0$). Ahora, se procede a calcular el ángulo de incidencia utilizando la ecuación 14, resultando:

$$\theta = \cos^{-1}(\sin 9,7 * \sin(14,3 - 0) + \cos 9,7 * \cos 0 * \cos(14,3 - 0)) = 4,6^\circ$$

El dato de radiación solar para el mes de abril, según la tabla II, es de $5,56 \text{ kWh}/m^2/\text{día}$. Este es un valor promedio por cada día del mes de abril. Dicho valor se debe convertir a unidades apropiadas, en W/m^2 , utilizando las horas sol promedio (brillo solar) existentes en el departamento de Escuintla, Guatemala. Este parámetro tiene un valor de 2 400 horas de brillo solar, anual ⁵. Esto se realiza de la siguiente manera:

⁵ Insivumeh. *Atlas climático.*
http://www.insivumeh.gob.gt/hidrologia/ATLAS_HIDROMETEOROLOGICO/Atlas_Climatologico/isohelias.jpg. Consulta: 6 de junio de 2017.

$$5,56 \frac{\frac{\text{kWh}}{\text{m}^2}}{\frac{\text{día}}{1}} = 5,56 \frac{\text{kWh}}{\text{m}^2 * \text{día}} * \frac{1 \text{ día}}{6\ 575 \text{ horas brillo solar}} = 845,63 \frac{\text{W}}{\text{m}^2}$$

También, se toma como el área de apertura del concentrador, la más grande del diseño Eurotrough, la cual tiene un valor de 817 m².⁶

Entonces, teniendo los datos suficientes, se calcula la energía solar incidente en el concentrador, según la ecuación 23, como sigue:

$$Q_{\text{inc}} = (817) * (845,63) * \cos 4,6^\circ = 688\ 654,3 \text{ W}$$

Hasta ahora se ha calculado la energía térmica total, procedente de los rayos solares, que chocan y son reflejados por el concentrador hasta el foco de la parábola o sea el tubo absorbedor. En condiciones ideales, toda esta energía sería transmitida al fluido caloportador, llegando al generador de vapor. Sin embargo, dicho proceso no se realiza de tal manera en la realidad, por lo que se consideran las pérdidas térmicas existentes en el concentrador, así como las imperfecciones del mismo y el tubo absorbedor. Por lo tanto, se realizará el cálculo del flujo de calor útil que realmente transportará el concentrador, con la siguiente expresión:

$$Q_{\text{útil}} = Q_{\text{inc}} * \eta_{\text{op}} * K * F_g * \eta_{tc} - Q_{\text{loss}} \quad (\text{ecuación 24})$$

Donde:

- $Q_{\text{útil}}$ = flujo de calor útil, en W

⁶ Euro Trough. <http://infohouse.p2ric.org/ref/46/45472.pdf>. Consulta: 6 de junio de 2017.

- Q_{inc} = energía solar incidente en el concentrador, en W
- K = modificador por el ángulo de incidencia
- F_e = factor de ensuciamiento
- η_{op} = rendimiento óptico
- η_{tc} = rendimiento térmico del concentrador
- Q_{loss} = pérdidas térmicas del concentrador, en W

El modificador por ángulo de incidencia se puede calcular con la siguiente expresión, la cual se encuentra solo en términos del ángulo de incidencia:

$$K = 1 - (2,23 \times 10^{-4}) * (\theta) - (1,1 \times 10^{-4}) * (\theta^{-4}) + (3,18596 \times 10^{-6}) * (\theta^3) - (4,85509 \times 10^{-8}) * (\theta^4)$$

Entonces, sustituyendo el ángulo de incidencia solar en la expresión anterior, se tiene:

$$K = 1 - (2,23 \times 10^{-4}) * (4,6) - (1,1 \times 10^{-4}) * (4,6^{-4}) + (3,18596 \times 10^{-6}) * (4,6^3) - (4,85509 \times 10^{-8}) * (4,6^4) = 0,9989$$

Los demás datos se obtienen de la tabla III, en donde encontramos más características como el rendimiento óptico, rendimiento térmico del concentrador y el factor de ensuciamiento. Dichas características son resultados de investigaciones realizadas al concentrador Eurotrough.

Tabla III. **Características adicionales del concentrador Eurotrough**

Características del concentrador	Valor
Rendimiento óptico ⁷	0,8
Rendimiento térmico del concentrador	0,96
Factor de ensuciamiento	0,98

Fuente: GUILLAMÓN LÓPEZ, Miguel Ángel. *Central termosolar de 50 MW en Murcia con colectores cilindro parabólicos*. p. 24.

Ahora se sustituyen todos los valores en la ecuación 24, obteniendo la potencia térmica útil:

$$Q_{\text{útil}} = (688\ 654,3) * (0,8) * (0,9989) * (0,98) * (0,96) - 45\ 394,24 = 472\ 344,4\ \text{W}$$

Este valor representa la potencia térmica disponible para generar el vapor en el circuito de potencia.

Finalmente, se calcula la temperatura de salida del aceite térmico que tendría al salir de un concentrador, utilizando el cambio de entalpía del mismo, el cual es el valor de energía que gana el aceite al pasar por el concentrador. Esta energía es equivalente a la potencia térmica útil recién calculada. Entonces, se puede utilizar la expresión de cambio de entalpía de una sustancia que involucra su calor específico.

$$Q_{\text{útil}} = \dot{m} * \Delta h \quad (\text{ecuación 25})$$

Donde:

⁷ *Euro Trough*. <http://infohouse.p2ric.org/ref/46/45472.pdf>. Consulta: 6 de junio de 2017.

- \dot{m} = flujo másico del fluido caloportador, en kg/s
- Δh = cambio de entalpía entre la entrada y salida del concentrador, en kJ/kg

Para el aceite térmico Therminol VP-1, el calor específico se puede expresar de la siguiente forma:

$$C_p = 1,479 + 0,0028 * T \quad (\text{ecuación 26})$$

Utilizando esta expresión, se puede integrar el valor del cambio de entalpía en función de la temperatura, así:

$$\Delta h = \int_{295}^{T_{out}} 1,479 * dT + \int_{295}^{T_{out}} 0,0028 * T * dT$$

Resolviendo las integrales, se tiene:

$$\Delta h = 1,497 * T_{out} - 436,31 + 0,0014 * T_{out}^2 - 121,835$$

Ordenando la expresión, colocando la potencia térmica útil en kW y sustituyéndola en la ecuación 25, se tiene

$$472\,344 = (6,5) * (0,0014 * T_{out}^2 + 1,497 * T_{out} - 558,145)$$

$$0,0014 * T_{out}^2 + 1,497 * T_{out} - 630,81 = 0$$

Resolviendo la ecuación de segundo grado, se tiene que la temperatura de salida del aceite térmico por cada concentrador es:

$$T_{out} = 323,51 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Entonces, el incremento de temperatura que existirá en cada concentrador, será:

$$\Delta T_c = 323,51 - 295 = 28,51 \text{ } ^\circ\text{C}$$

A continuación, se procede a calcular el número de concentradores que tendrán lugar en cada fila en el campo solar, utilizando el salto de temperatura propuesto anteriormente, el cual es de 100 °C. Entonces:

$$\#C_f = \frac{100}{28,51} = 3,5 \text{ concentradores}$$

Desde el punto de vista de la construcción del campo solar, se recomienda utilizar un número par de concentradores por cada fila para que estas puedan disponerse en una configuración tipo Alimentación Central para las tuberías del campo ⁸. Así, tomando esta consideración, se establece un número de 4 concentradores por fila.

Este cambio implica un aumento en el caudal másico del fluido caloportador, en la misma proporción, ya que se ha aumentado la distancia que debe recorrer en cada fila. Así, el nuevo caudal másico será:

$$\left(6,5 \frac{\text{kg}}{\text{s}}\right) * \left(\frac{4}{3,5}\right) = 7,43 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

⁸ GUILLAMÓN LÓPEZ, Miguel Ángel. *Central termosolar de 50 MW en Murcia con colectores cilindro parabólicos*. p. 29. http://oa.upm.es/14008/1/PFC_MIGUEL_ANGEL_GUILLAM%C3%93N_L%C3%93PEZ.pdf.

Ha de esperarse que debido al aumento del caudal másico dentro de los tubos absorbedores, así ha de aumentarse la velocidad del fluido, también, el número de Reynolds. Entonces, se utiliza la ecuación 27 para calcular el flujo másico:

$$\dot{m} = v * A * \rho \quad (\text{ecuación 27})$$

Donde:

- \dot{m} = flujo másico del aceite térmico, en kg/s
- v = velocidad del aceite térmico, en m/s
- A = área del tubo absorbedor, en m^2
- ρ = densidad del aceite térmico, en kg/m^3

La velocidad que tendrá el fluido caloportador, según la ecuación 27, será:

$$v = \frac{\dot{m}}{A * \rho} = \frac{7,43}{(3,85 \times 10^{-3}) * (767)} = 2,52 \frac{m}{s}$$

Ahora bien, cada fila de concentradores suministra una cierta cantidad de energía de acuerdo con la potencia térmica útil que suministra cada concentrador. Tomando en cuenta que cada fila posee 4 concentradores, la potencia útil que estaría suministrando cada fila será:

$$\dot{Q}_{\text{útil.fila}} = 4 * 472\,344,4 = 1\,889\,377,6 \text{ W}$$

4.3. Eficiencia isentrópica de la turbina

Todos los procesos reales incluyen irreversibilidades que afectan el desempeño de los dispositivos de flujo estacionario que produce incertidumbre en el momento de predecir cómo se comportarán dichos dispositivos.

Los procesos reales son lo que tienen las eficiencias más bajas, y mientras más cercano se encuentre este de un proceso ideal, mejor será su desempeño al momento de trabajar. Para conocer dicho desempeño en centrales térmicas, se utiliza el término de la eficiencia isentrópica, la cual se define como la salida de trabajo real de la turbina y la salida de trabajo si la turbina fuera ideal, es decir, el estado de entrada y la presión de salida sean isentrópicos. Así:

$$\eta_T = \frac{w_r}{w_s} \quad (\text{ecuación 28})$$

Donde:

- η_T = eficiencia isentrópica de la turbina
- w_r = trabajo real de la turbina, en kJ/kg
- w_s = trabajo isentrópico de la turbina, en kJ/kg

La figura 34 muestra la diferencia entre un proceso real de expansión en una turbina y un proceso isentrópico.

Figura 34. **Diferencia entre un proceso real e isentrópico de expansión**

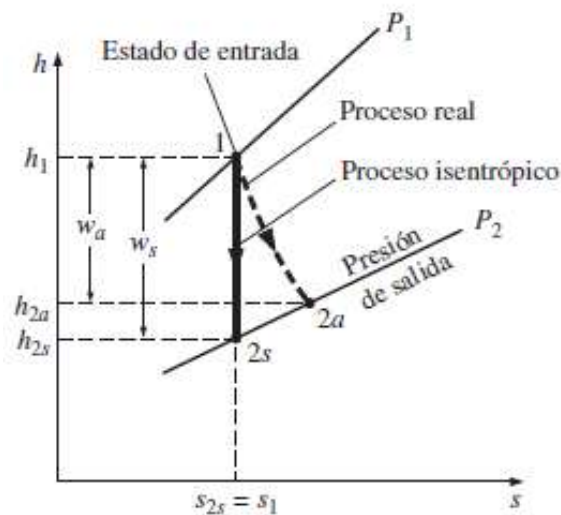


Diagrama $h-s$ para los procesos real e isentrópico de una turbina adiabática.

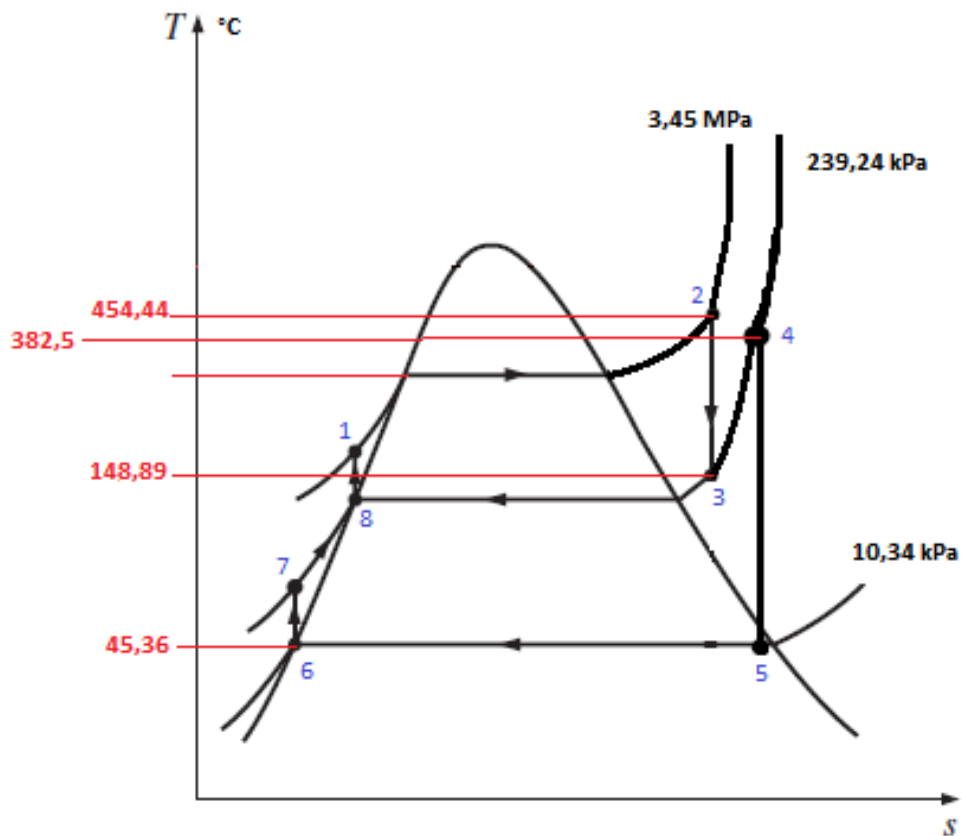
Fuente: CENGEL, Yunus; BOLES, Michael. *Termodinámica*. p. 371.

Como se puede observar, en un proceso real existe un aumento de la entropía del fluido a medida que se da lugar su expansión (1 - 2a). Aquí es donde se puede observar la irreversibilidad del proceso real. Entonces para un proyecto, se puede utilizar la herramienta de la eficiencia isentrópica para realizar los cálculos para obtener los parámetros necesarios para el funcionamiento de la central.

Para encontrar la eficiencia isentrópica se modelará un ciclo de potencia Rankine, utilizando una turbina de vapor marca SHIN NIPPON MACHINERY CO. LTD, modelo C10-R13-ERNX. Esta turbina es tipo

horizontal, multietapa de flujo axial, la cual puede producir 36 700 kW de energía en la terminal del generador. La figura 35 muestra el diagrama de la curva de saturación para las condiciones de entrada y salida de la turbina seleccionada. Dicho diagrama se utilizará para calcular la eficiencia de la turbina.

Figura 35. **Ciclo Rankine para calcular eficiencia de la turbina**



Fuente: elaboración propia.

El ciclo mostrado en la figura 30 se modeló utilizando las condiciones de entrada y salida de la turbina como límites del mismo (ver anexo 5).

Para el cálculo de la eficiencia isentrópica de la turbina, se calculará el trabajo real de la misma utilizando las condiciones reales mostradas en el anexo 5. Entonces, se procederá a encontrar los parámetros en el punto 2 del ciclo.

Como se muestra en la figura 30, el punto 2 se encuentra en el área de vapor sobrecalentado y los datos de presión y temperatura no se encuentran directamente en las tablas vapor sobrecalentado (ver anexo 6), por lo que se procederá a interpolar la entalpía y la entropía en este punto. Así, tomando como referencia las tablas de vapor sobrecalentado, se interpola un valor de entalpía a una presión menor. Al convertir las unidades de temperatura y presión de este punto, al sistema internacional, resulta 454,44 °C y 3,45 MPa, respectivamente. Entonces, se tiene:

Tabla IV. Interpolando h_2' a $P = 3 \text{ MPa}$

h (kJ/kg)	T (°C)
3 344,9	450
h_2'	454,44
3 457,2	500
$h_2' = 3 354,87 \text{ kJ/kg}$	

Fuente: elaboración propia.

Interpolando un valor de entalpía a una presión mayor:

Tabla V. Interpolando h_2'' a $P = 3,5$ MPa

h (kJ/kg)	T (°C)
3 338,1	450
h_2''	454,44
3 451,7	500
$h_2'' = 3\ 339,32$ kJ/kg	

Fuente: elaboración propia.

Encontrando la entalpía en el punto 2:

Tabla VI. Interpolando h_2 a $T = 454,44$ °C

h (kJ/kg)	P (MPa)
3 354,87	3
h_2	3,45
3 339,32	3,5
$h_2 = 3\ 342,65$ kJ/kg	

Fuente: elaboración propia.

Ahora se procederá a calcular la entalpía en el punto real 3, utilizando los parámetros de salida de la turbina. Este punto es el que existe tomando en cuenta el proceso real de expansión que se da en la turbina.

Debido a que no se sabe con certidumbre dónde se encuentra el punto real 3, se calculará cuál es la temperatura de saturación del vapor de agua a 1,5 psia, lo cual realizando la conversión a unidades internacionales, equivale a 10,34 kPa. De aquí, se determinará dónde se encuentra dicho punto. Entonces, según el anexo 7 e interpolando la temperatura, se tiene:

Tabla VII. Interpolando T_{3r} a $P = 10,34$ kPa

T (°C)	P (kPa)
45,81	10
T_{3r}	10,34
53,97	15
$T_{3r} = 46,36$ °C	

Fuente: elaboración propia.

Según los parámetros de salida de la turbina, el vapor sale de la misma a 116 °F, lo que equivale a 46,67 °C; la temperatura de saturación a la presión de salida es de 46,36 °C, mostrando que el vapor se

encuentra por arriba del punto de saturación; es decir, el punto real 3 se encuentra en la región de vapor sobrecalentado.

Para calcular la entalpía en el punto real 3, se debe interpolar valores de la misma a la presión de 10,34 kPa. Entonces, utilizando las tablas de vapor sobrecalentado (anexo 6), se tiene:

Tabla VIII. Interpolando h_{3r} a $P=10$ kPa

h (kJ/kg)	T (°C)
2 583,9	45,81
h_{3r}	46,36
2 645,2	100
$h_{3r} = 2\ 584,52$ kJ/kg	

Fuente: elaboración propia.

Tomando en cuenta que el valor de presión se acerca mucho al valor de 10 kPa, se supondrá el resultado obtenido como el valor real de entalpía en el punto 3. Si se observa en el anexo 7, el valor de entalpía de vapor saturado, a 10 kPa, es ligeramente menor al valor que se ha calculado.

Seguido de esto se procede a encontrar la entalpía en el punto 3, analizándolo como una expansión isentrópica en la turbina. Es decir la entropía que tiene el vapor de agua en el punto 2 debe ser la misma en

el punto 3. Entonces, utilizando el anexo 6 e interpolando valores para hallar dicho valor de entalpía, se tiene:

Tabla XI. Interpolando S_2' a $P = 3,5$ Mpa

S (kJ/kg*°C)	T (°C)
7,0074	450
S_2'	454,44
7,1593	500
$S_2' = 7,0289$ kJ/kg*°C	

Fuente: elaboración propia.

Interpolando el valor de entropía a una presión mayor:

Tabla X. Interpolando S_2'' a $P = 3$ Mpa

S (kJ/kg*°C)	T (°C)
7,0856	450
S_2''	454,44
7,2359	500
$S_2'' = 7,0989$ kJ/kg*°C	

Fuente: elaboración propia.

Calculando el valor de entropía en el punto 2, se tiene:

Tabla XI. Interpolando S_2 a $T = 454,44 \text{ }^\circ\text{C}$

S (kJ/kg*°C)	P (MPa)
7,0289	3,5
S_2	3,45
7,0989	3
$S_2 = 7,0219 \text{ kJ/kg}^\circ\text{C} = S_3$	

Fuente: elaboración propia.

Tomando como referencia el punto de saturación en las tablas de presión del anexo 7, e interpolando el valor de entropía de saturación a una presión de 10,34 kPa, el cual es $S_{g_{10,34 \text{ kPa}}} = 8,1392 \text{ kJ/kPa}^\circ\text{C}$, se observa que S_2 es menor a dicho valor; por tanto, se concluye que a la salida de la turbina, la sustancia se encuentra en una fase de mezcla. Entonces, para encontrar el valor de entalpía se debe calcular qué tanto vapor existe en este punto utilizando el título de la mezcla, el cual se define como la cantidad de vapor de la sustancia a una presión y temperatura dadas. Así el título de una sustancia, bajo la curva de saturación, se define como:

$$A_y = A_{fy} + X_y * A_{sfy} \quad (\text{ecuación 29})$$

Donde:

- A = la propiedad involucrada para calcular el título (entalpía, entropía, etc.)
- y = el punto involucrado en la gráfica
- f_y = el valor de líquido comprimido de la sustancia, a la presión o temperatura dada
- s_{fy} = el valor de la diferencia entre vapor saturado y líquido, comprimido (entropía de saturación), a la presión o temperatura dada
- X = título de la mezcla

Se utilizará la entropía para encontrar el título de la mezcla ya que es el valor que se puede tomar como punto de partida. Entonces, interpolando los valores de líquido comprimido y entropía de saturación a 10,34 kPa, se tiene:

Tabla XIV. Interpolando S_{f3} a P = 10,34 kPa

S (kJ/kg*°C)	P (kPa)
0,6492	10
S_{f3}	10,34
0,7549	15
$S_{f3} = 0,6564 \text{ kJ/kg}^\circ\text{C}$	

Fuente: elaboración propia.

Interpolando la entropía de saturación:

Tabla XV. Interpolando S_{fg3} a $P = 10,34 \text{ kPa}$

S (kJ/kg*°C)	P (kPa)
7,4996	10
S_{fg3}	10,34
7,2522	15
$S_{fg3} = 7,4828 \text{ kJ/kg*°C}$	

Fuente: elaboración propia.

Ahora que se tienen los valores, se puede calcular el título en el punto 3 como sigue. Entonces, según la ecuación 29, considerando que la entropía en el punto 2 es igual a la entropía en el punto 3, para el análisis isentrópico de la turbina y despejando la variable de la ecuación, se tiene:

$$S_3 = S_{f3} + X_3 * S_{sf3}$$

$$X_3 = \frac{S_3 - S_{f3}}{S_{sf3}} = \frac{7,0219 - 0,6564}{7,4828} = 0,8507 = 85,07 \%$$

Entonces, se establece que a la salida de la turbina existe 85,07 % de vapor en la mezcla de la sustancia.

Ya teniendo el título en el punto 3 de la curva de saturación, se puede calcular la entalpía que existe en ese mismo punto. Así, utilizando

el anexo 7 e interpolando los valores de entalpía de líquido comprimido y de saturación, se tiene:

Tabla XVI. Interpolando h_{f3} a $P = 10,34$ kPa

h (kJ/kg)	P (kPa)
191,81	10
h_{f3}	10,34
225,94	15
$h_{f3} = 194,13$ kJ/kg	

Fuente: elaboración propia.

Interpolando la entalpía de saturación, se obtiene:

Tabla XVII. Interpolando h_{fg3} a $P = 10,34$ kPa

h (kJ/kg)	P (kPa)
2 392,1	10
h_{fg3}	10,34
2 372,3	15
$h_{fg3} = 2 390,75$ kJ/kg	

Fuente: elaboración propia.

Calculando la entalpía en el punto 3, según la ecuación 29, se obtiene:

$$h_3 = h_{f3} + X_3 * h_{sf3} = 194,13 + (0,8507) * (2\ 390,75)$$

$$h_3 = 2\ 227,94 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Calculando la eficiencia isentrópica de la turbina, según la ecuación 28, resulta:

$$\eta_T = \frac{w_r}{w_s} = \frac{h_2 - h_{3r}}{h_2 - h_3} = \frac{3\ 342,65 - 2\ 584,52}{3\ 342,65 - 2\ 227,94}$$

$$\eta_T = 0,6801 = 68 \%$$

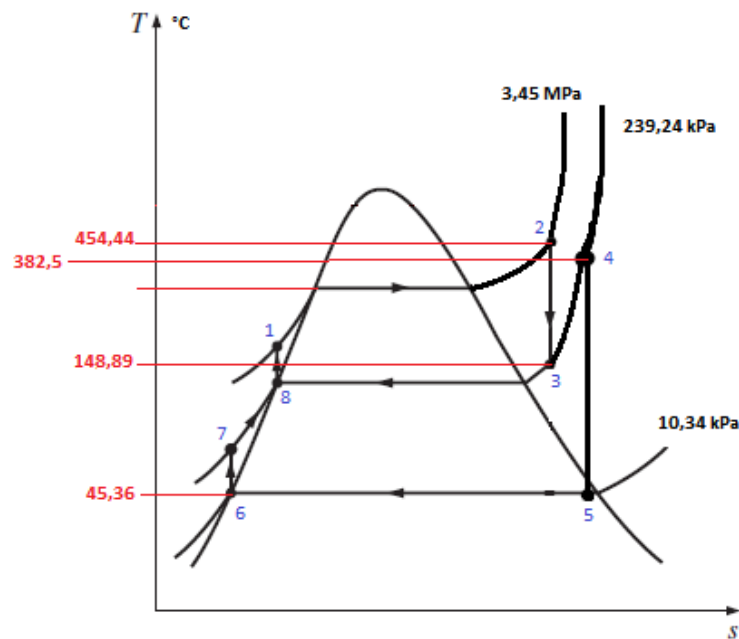
4.4. La generación de vapor

4.4.1. Cálculo de parámetros termodinámicos de la central termosolar CCP

Luego de haber obtenido la eficiencia isentrópica de la turbina, se procede a calcular todos los parámetros necesarios para obtener el calor que debe ingresar al sistema, así como el número de colectores requeridos para suministrar dicha entrada. En la figura 36 se muestra el ciclo termodinámico que se utilizará para la central termosolar. Estos parámetros involucran entalpías, entropías, volumen específico de los diferentes estados involucrados en los procesos, entre otros.

Los procesos se modelaran como procesos ideales en donde no se involucra la transmisión de calor entre el sistema y los alrededores.

Figura 36. **Ciclo Rankine de la central termosolar**



Fuente: elaboración propia.

El punto 2 de la gráfica es el mismo que el punto 2 del ciclo utilizado anteriormente para calcular la eficiencia de la turbina, así que se utilizará el mismo valor. Para el punto 5, se usará el valor del punto real 3 del ciclo anterior, con el objetivo de simplificar los cálculos, ya que no se tiene ninguna referencia de este punto; asimismo del punto 4, para calcular la entalpía en dichos puntos.

Ahora se procederá a calcular la entalpía en el punto 3 de la gráfica. Dicha entalpía se encuentra a una presión de 34,7 psia y 300 °F; lo que equivale a 239,24 kPa y 148,89 °C, respectivamente. Ya que ese valor no se encuentra directamente en las tablas de presión, se interpolará un valor de entalpía a una presión de 200 kPa. Entonces, según el anexo 6:

Tabla XVIII. Interpolando h_3' a $P = 200$ kPa

h (kJ/kg)	T (°C)
2 706,3	120,21
h_3'	148,89
2 769,1	150
$h_3' = 2\ 766,76$ kJ/kg	

Fuente: elaboración propia.

Interpolando un valor de entalpía a una presión mayor, se obtiene:

Tabla XIX. Interpolando h_3'' a $P = 300$ kPa

h (kJ/kg)	T (°C)
2 724,9	133,52
h_3''	148,89
2 761,2	150
$h_3'' = 2\ 758,76$ kJ/kg	

Fuente: elaboración propia.

Calculando el valor de entalpía en el punto 3, resulta:

Tabla XX. Interpolando h_3 a $T = 148,89\text{ }^\circ\text{C}$

h (kJ/kg)	P (kPa)
2 766,76	200
h_3	239,24
2 758,76	300
$h_3 = 2\ 763,62\text{ kJ/kg}$	

Fuente: elaboración propia.

Analizando el punto 4, solo se tiene la presión a la que ocurre el recalentamiento. Para encontrar el valor de entalpía en este punto, se necesita un valor de temperatura.

Una forma en la que se puede calcular la entalpía en el punto 4 es utilizando el trabajo de la turbina. Debido a que se analizó la turbina como un dispositivo de volumen de control adiabático, el trabajo de la turbina sería igual a la diferencia de entalpías entre su entrada y salida. Tomando este análisis como punto de partida, se procederá a calcular la potencia de la turbina de alta presión. La potencia de una turbina está definida por:

$$\dot{W} = \dot{m} * \Delta h \quad (\text{ecuación 30})$$

Donde:

- \dot{W} = potencia de la turbina, en kJ/h

- \dot{m} = flujo másico que atraviesa la turbina, en kg/h
- h = entalpía de la sustancia, en kJ/kg

El flujo másico de la turbina en la etapa de alta presión, es de 365 000 lb/h⁹; esto equivale a un flujo másico de 165 909,1 kg/h. Entonces, según la ecuación 30, la potencia de la turbina de alta presión sería:

$$\dot{W} = \dot{m} * (h_2 - h_3) = (165\,909,1) * (3\,342,65 - 2\,763,62)$$

$$\dot{W} = 96\,066\,346,17 \frac{\text{kJ}}{\text{h}}$$

Convirtiendo las unidades de kJ/h a kW y multiplicando el valor de la potencia por la eficiencia de la turbina, se obtiene:

$$\dot{W}_A = 96\,066\,346,17 \frac{\text{kJ}}{\text{h}} * \left(\frac{1\text{ h}}{3\,600\text{ s}} \right) = 26\,685,1 \frac{\text{kJ}}{\text{s}}$$

$$\dot{W}_A = (26\,685,1\text{ kW}) * (0,6801) = 18\,148,54\text{ kW}$$

La potencia total de la turbina sería la suma de la potencia de la turbina de alta presión y la potencia de la turbina de baja presión. Teniendo el valor de la potencia de la turbina de alta presión y la potencia total, se calcula cuál sería la potencia de la turbina de baja presión. Así, la potencia total de la turbina estaría dada por:

$$\dot{W}_T = \dot{W}_A + \dot{W}_B \quad (\text{ecuación 31})$$

Donde:

⁹ *Shin nippon machinery*. <http://www.snm.co.jp/>. Consulta: 13 de julio de 2017.

- \dot{W}_T = potencia total de la turbina, en kW
- \dot{W}_A = potencia de la turbina de alta presión, en kW
- \dot{W}_B = potencia de la turbina de baja presión, en kW

Entonces, despejando \dot{W}_B de la ecuación 31, se obtiene:

$$\dot{W}_B = \dot{W}_T - \dot{W}_A$$

Sustituyendo la potencia total y la potencia de la turbina de baja presión, en la ecuación 31, resulta:

$$\dot{W}_B = 36\,700 - 18\,148,54 = 18\,551,46$$

Como se aprecia, la turbina de alta presión entrega aproximadamente 18,1 MW de potencia y la turbina de baja presión entrega 18,6 MW de potencia.

Ahora que se tiene la potencia que suministra cada turbina, se puede calcular la entalpía existente en el punto 4 de la gráfica. También, servirá para encontrar la temperatura a la que ocurrirá el sobrecalentamiento del vapor.

Ya que el punto 4 se encuentra en la entrada de la turbina de baja presión, se utilizará su potencia para encontrar el valor de entalpía. Entonces, la potencia de la turbina de baja presión está definida como sigue:

$$\dot{W}_B = \dot{m}_B * (h_4 - h_5) \quad (\text{ecuación 32})$$

Donde:

- \dot{W}_B = potencia de la turbina de baja presión, en kJ/h
- \dot{m}_B = flujo másico a través de la turbina de baja presión, en kg/h
- h_4 = entalpía en la entrada de la turbina de baja presión, en kJ/kg
- h_5 = entalpía en la salida de la turbina de baja presión, en kJ/kg

Despejando h_4 de la ecuación 32, se obtiene:

$$h_4 = \frac{\dot{W}_B}{\dot{m}_B} + h_5$$

Convirtiendo el valor de la potencia de la turbina de baja presión, en kJ/h, se tiene:

$$\dot{W}_B = 18\,551,46 \frac{\text{kJ}}{\text{s}} * \left(\frac{3\,600 \text{ s}}{1 \text{ h}} \right) = 66\,785\,256 \frac{\text{kJ}}{\text{h}}$$

Según el anexo 5, el flujo de extracción de la turbina es de 141 000 lb/h, lo cual significa que el flujo restante transita por la turbina de baja presión. Dicho flujo sería entonces 224 000 lb/h, el cual equivale a 101 818,18 kg/h. Entonces, sustituyendo los valores correspondientes en el despeje de la ecuación 32, resulta:

$$h_4 = \frac{66\,785\,256 \frac{\text{kJ}}{\text{s}}}{101\,818,18 \frac{\text{kg}}{\text{h}}} + 2\,584,52 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$h_4 = 3\,240,45 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Con el valor existente de entalpía en la entrada de la turbina de baja presión, se puede calcular la temperatura a la cual deberá ingresar el vapor en dicho punto. Se debe buscar el valor de entalpía en las tablas de vapor sobrecalentado, en el anexo 6, y se observa que el valor de entalpía calculada se encuentra entre los 300 °C y 400 °C, a la presión de entrada de la turbina de baja presión. Entonces, interpolando un valor de entalpía a una temperatura menor, se tiene:

Tabla XXI. Interpolando h' a T = 300 °C

h (kJ/kg)	P (kPa)
3 072,1	200
h'	239,24
3 069,6	300
h' = 3 071,12 kJ/kg	

Fuente: elaboración propia.

Interpolando a una temperatura mayor, se obtiene:

Tabla XXII. Interpolando h'' a $T = 400\text{ °C}$

h (kJ/kg)	P (kPa)
3 277,0	200
h''	239,24
3 275,5	300
$h'' = 3\ 276,41\text{ kJ/kg}$	

Fuente: elaboración propia.

Interpolando la temperatura a la entrada de la turbina de baja presión:

Tabla XXIII. Interpolando T_4 a $P = 239,24\text{ kPa}$

T (°C)	h (kJ/kg)
300	3 071,12
T_4	3 240,45
400	3 276,41
$T_4 = 382,48\text{ °C}$	

Fuente: elaboración propia.

El resultado obtenido es la temperatura que a la cual tendrá que entrar el vapor a la turbina de baja presión, con el objetivo que se produzca la potencia esperada de 18,6 MW.

Para seguir trabajando el ciclo termodinámico, se debe calcular la energía que existe en los demás puntos, las entradas y salidas de las bombas y el condensador. Ya se tiene la energía existente a la salida de la turbina, la cual es la misma que existe en la entrada del condensador, por lo que se puede calcular la energía a la salida del condensador.

Idealmente, a la salida del condensador, el agua se encuentra en un estado de líquido comprimido, justo sobre la curva de saturación a la presión del condensador. Entonces, tomando como referencia las tablas de agua saturada del anexo 7, se observa que la entalpía h_6 sería igual a la entalpía h_f a 10,34 kPa. Entonces, interpolando a una presión de 10,34 kPa, se obtiene:

Tabla XXIV. Interpolando h_6 a $P = 10,34$ kPa

h (kJ/kg)	P (kPa)
191,81	10
h_6	10,34
225,94	15
$h_6 = 194,13$ kJ/kg	

Fuente: elaboración propia.

De igual forma, se puede calcular la energía existente en la salida del calentador abierto de agua de alimentación. Idealmente, este punto se encuentra en un estado de líquido comprimido, justo sobre la curva de saturación, a la presión de 239,24 kPa. Entonces, interpolando a esta presión, la entalpía de líquido comprimido sería:

Tabla XXV. Interpolando h_8 a $P = 239,24$ kPa

h (kJ/kg)	P (kPa)
520,71	225
h_8	239,24
535,35	250
$h_8 = 529,05$ kJ/kg	

Fuente: elaboración propia.

4.4.2. Trabajo de bombas

Teniendo todos los puntos anteriores, los cálculos faltantes son los trabajos de cada bomba de agua, de la que trabaja con el flujo proveniente del condensador, y la bomba que trabaja con el flujo del calentador abierto de agua de alimentación. Para calcular el trabajo de las bombas, se utilizarán las ecuaciones 6 y 7. El trabajo de una bomba está definido también como:

$$w_b = v * \Delta P \quad (\text{ecuación 33})$$

Donde:

- w_b = el trabajo de la bomba, en kJ/kg
- v = el volúmen específico del agua en el punto de interés, en m^3/kg
- ΔP = diferencia de presión entre entrada y salida de la bomba, en kPa

Debido a que el agua en la fase líquida es incompresible, el volumen específico tiene un cambio muy pequeño al ser sometido a una gran diferencia de presiones. Entonces, se puede tomar el mismo valor de volumen específico en la entrada y en la salida de la bomba. Por lo tanto, el cálculo del trabajo de la bomba se realiza encontrando el valor del volumen específico en su entrada. Así, se procede a interpolar un valor de volumen específico de líquido comprimido a 10,34 kPa (punto 6), utilizando el anexo 7, como sigue:

Tabla XXVI. Interpolando v_6 a $P = 10,34$ kPa

V (m³/kg)	P (kPa)
0,001010	10
v_6	10,34
0,001014	15
$v_6 = 0,001010272$ m ³ /kg	

Fuente: elaboración propia.

Con este valor, se calculará el trabajo de la bomba de condensado, la cual es la bomba que se encuentra conectada entre el condensador y el calentador abierto de agua de alimentación.

Ahora, se procederá a interpolar un valor de volumen específico a 239,24 kPa (punto 8), como sigue:

Tabla XXVII. Interpolando v_8 a $P = 239,24$ kPa

V (m ³ /kg)	P (kPa)
0,001064	225
v_8	239,24
0,001067	250
$v_8 = 0,00106571$ m ³ /kg	

Fuente: elaboración propia.

Con los valores de volumen específico, pertenecientes a las entradas de las bombas, se puede calcular el trabajo de cada una. Para calcular correctamente el trabajo de la bomba de condensado (del punto 6 al punto 7 de la gráfica), se debe multiplicar el valor del trabajo por la proporción de masa que está circulando por esta, involucrando la masa total y la masa que circula por la bomba en mención. Entonces, según la ecuación 5, e involucrando el flujo que circula por el condensador, la fracción de masa y que circula por la bomba de condensado es:

$$y = \frac{\dot{m}_2}{\dot{m}_1} = \frac{102\,272,73 \text{ kg/h}}{165\,909,1 \text{ kg/h}} = 0,6164$$

Entonces, según la ecuación 6, e incluyendo la fracción de masa y , para la bomba de condensado, se tiene:

$$w_{b(6-7)} = y * v_6 * \Delta P_{6-7}$$

$$w_{b(6-7)} = 0,6164 * \left(0,001010272 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \right) * (239,24 - 10,34)$$

$$w_{b(6-7)} = 0,1425 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Ahora, se procederá a calcular el trabajo de la bomba que se encuentra entre el calentador abierto de agua de alimentación y el generador de vapor. Para dicho cálculo, se utilizará la fracción de vapor igual al valor 1, ya que esta bomba trabaja con la totalidad del flujo másico de agua (debido a que se unen los flujos de la extracción de la turbina y el flujo que proviene del condensador). Dichos flujos se mezclan en el calentador abierto de agua de alimentación. Entonces, según la ecuación 7, se obtiene:

$$w_{b(8-1)} = 1 * v_g * \Delta P_{8-1}$$

$$w_{b(8-1)} = 1 * \left(0,00106571 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \right) * (3\,450 - 239,24)$$

$$w_{b(8-1)} = 3,42 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Como se observa, al realizar una comparación del trabajo de las bombas con el trabajo que produce la turbina, el anterior es muy pequeño y produce un cambio poco significativo en el trabajo neto que produce la central.

Con los trabajos correspondientes a cada bomba, se puede encontrar el valor de entalpía en los puntos 7 y 1 del ciclo termodinámico. Además de las ecuaciones 6 y 7, para encontrar el trabajo de las bombas, también se puede calcular dicho trabajo utilizando la diferencia de entalpías entre su entrada la salida, considerando las bombas como

dispositivos adiabáticos (esto es, que no existe intercambio de calor entre el dispositivo y sus alrededores). Entonces, involucrando la energía disponible en el fluido de trabajo, el trabajo de las bombas queda definido como:

$$w_{b(6-7)} = y * (h_7 - h_6) \quad (\text{ecuación 35})$$

$$w_{b(8-1)} = h_1 - h_8 \quad (\text{ecuación 36})$$

Donde:

- $w_{b(6-7)}$ = trabajo de la bomba de condensado, en kJ/kg.
- $w_{b(8-1)}$ = trabajo de la bomba de la caldera, en kJ/kg.
- y = la fracción de vapor que circula por la turbina de baja presión, adimensional.
- h_1 = la entalpía del fluido en la entrada del generador de vapor, en kJ/kg.
- h_6 = la entalpía del fluido a la salida del condensador, en kJ/kg.
- h_7 = la entalpía del fluido a la salida de la bomba de condensado, en kJ/kg.
- h_8 = la entalpía del fluido a la salida del calentador de agua de alimentación, en kJ/kg.

Despejando h_7 de la ecuación 35, se tiene:

$$h_7 = \frac{w_{b(6-7)}}{y} + h_6$$

Sustituyendo los valores correspondientes, se obtiene:

$$h_7 = \frac{0,1425 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}}{0,6164} + 194,13 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} = 194,36 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Ahora se trabaja con la bomba del generador de vapor. Despejando h_1 de la ecuación 36, resulta:

$$h_1 = w_{b(8-1)} + h_8$$

$$h_1 = 3,42 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} + 529,05 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} = 532,47 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

4.4.3. Cálculo del flujo de calor que ingresa al ciclo

Ahora se procede a calcular la energía que debe ingresar al generador de vapor para que el ciclo termodinámico se cumpla tal y como se ha diseñado. Entonces, según la ecuación 1, se tiene:

$$q_{in} = h_2 - h_1 = 3\ 342,65 - 532,47$$

$$q_{in} = 2\ 810,18 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

También, se debe calcular el calor que adquiere el vapor de agua, en el momento que se recalienta y aumenta su temperatura. Para dicho cálculo, se utiliza el cambio de entalpía entre el punto 4 y el punto 3 de la gráfica, usando de igual manera la ecuación 1:

$$q_{in.R} = h_4 - h_3 = 3\,240,45 - 2\,763,62$$

$$q_{in.R} = 476,83 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

El calor total que ingresa al ciclo de potencia de vapor, sería la suma del calor que ingresa en el generador de vapor y el calor de recalentamiento. Así, se obtiene:

$$q_{Tin} = q_{in} + q_{in.R} = 2\,810,18 + 476,83$$

$$q_{Tin} = 3\,287,01 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Para realizar un cálculo correcto del número de filas y concentradores solares necesarios para el campo solar, se calculará el flujo de calor que ingresa el ciclo, por medio de la ecuación 37:

$$\dot{Q}_{Tin} = \dot{m}_1 * q_{Tin} \quad (\text{ecuación 37})$$

Donde:

- \dot{Q}_{Tin} = flujo de calor de entrada, en kW

- \dot{m}_1 = flujo másico que atraviesa el generador de vapor, en kg/h
- q_{in} = calor total específico que entra al generador de vapor, en kJ/kg

Entonces, sustituyendo los valores correspondientes en la ecuación 37, y convirtiendo las unidades resultantes en kW, se obtiene:

$$\dot{Q}_{Tin} = \left(165\,909,1 \frac{\text{kg}}{\text{h}}\right) * \left(3\,287,01 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}\right) * \left(\frac{1\text{ h}}{3\,600\text{ s}}\right)$$

$$\dot{Q}_{Tin} = 151\,484,69\text{ kW}$$

4.4.4. Cálculo del número de filas de concentradores CCP

Para calcular el número de filas de concentradores cilindroparábolicos, se realiza una simple división entre el calor que debe entrar al ciclo y el calor disponible por cada fila de concentradores en el campo solar. Así, el número de filas de concentradores estaría dado por:

$$\#f_c = \frac{\dot{Q}_{Tin}}{\dot{Q}_{\text{útil.fila}}} \quad (\text{ecuación 38})$$

Donde:

- $\#f_c$ = número de filas de concentradores cilindroparábolicos
- \dot{Q}_{Tin} = flujo total de calor que entra al generador de vapor, en W
- $\dot{Q}_{\text{útil.fila}}$ = calor disponible por fila de concentradores, en W

Entonces, según la ecuación 38, sustituyendo los valores correspondientes, y aproximando el resultado, se obtiene:

$$\#f_c = \frac{151\,484\,690\text{ W}}{1\,889\,377,6\text{ W}} = 80,17 \text{ filas}$$

$$\#f_c = 81 \text{ filas}$$

Considerando que, en cálculos anteriores, cada fila de concentradores debe poseer 4 colectores solares, el número total de colectores debe ser:

$$\#Co = 4 * 81 = 324 \text{ colectores}$$

En resumen, el campo solar debe poseer 81 filas de concentradores, cada una con 4 colectores, dando como resultado 324 colectores en total; esto para que el bloque de potencia funcione y la turbina seleccionada provea la potencia eléctrica necesaria para abastecer la demanda eléctrica del departamento de Escuintla, en Guatemala.

Tomando en cuenta el anexo 3, el área del concentrador Eurotrough es de 817 m². Si se multiplica este valor por el número total de concentradores necesarios, da el resultado de 264 708m². Para mostrar el tamaño del campo solar, si se hace una analogía tomando las dimensiones del campo del estadio Doroteo Guamuch Flores, el cuál mide 105 X 71 m ¹⁰, siendo su área entonces de 7 455m², cabrían 35 campos y medio, del estadio en el campo de concentradores cilindro

¹⁰ *Estadio Doroteo Guamuch Flores, detalles técnicos.*
https://es.wikipedia.org/wiki/Estadio_Doroteo_Guamuch_Flores. Consulta: 11 de julio de 2017.

parabólicos. Esto supone que por cada metro cuadrado del estadio, se utilizarían 2,82 metros cuadrados para el campo de concentradores. Asimismo, comprendería casi la mitad de la dimensión de la central termosolar de Andasol, en España. La planta fotovoltaica Horus Energy, en Santa Rosa, Guatemala, sería 6,6 veces más grande que la central termosolar descrita en este trabajo de graduación.

4.4.5. La torre de enfriamiento

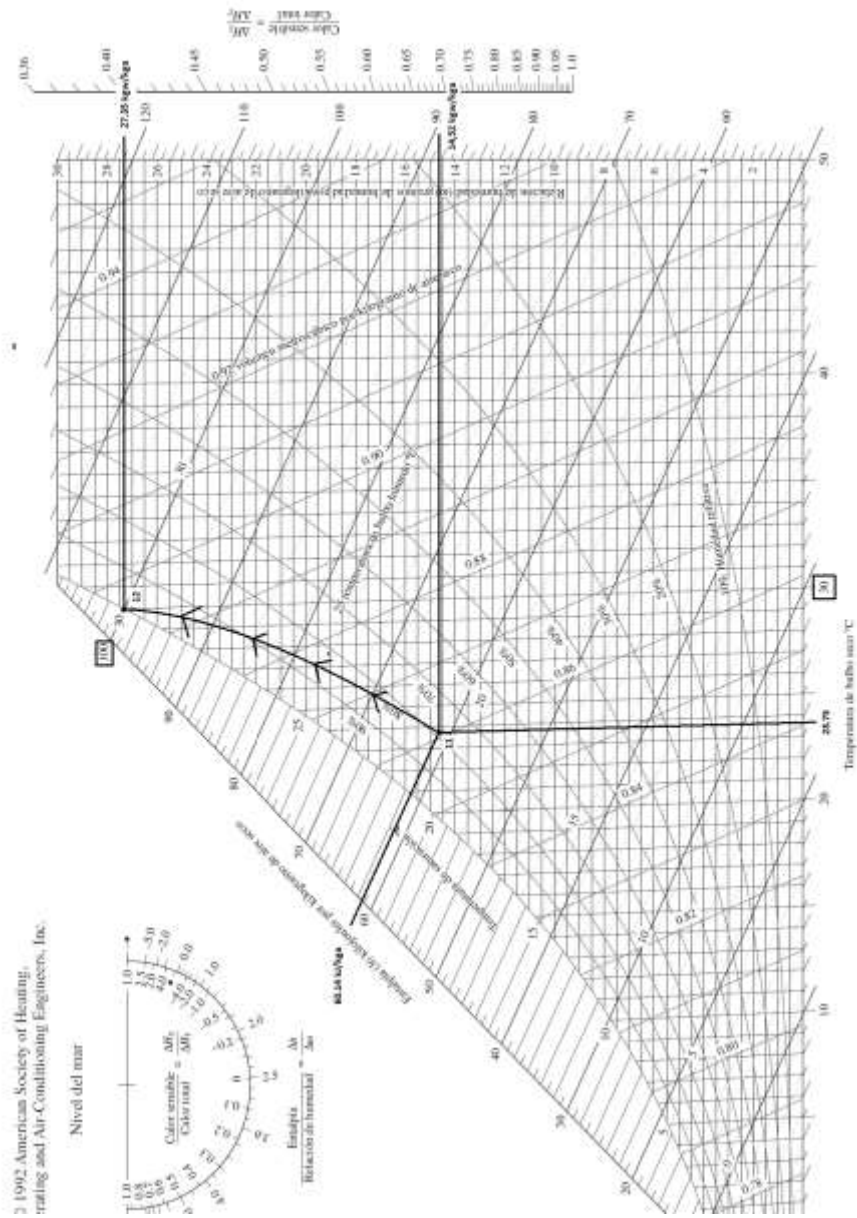
Una torre de enfriamiento es utilizada en las centrales de generación para disipar la energía que se extrae del condensador por medio del principio de la saturación adiabática. Utilizando este principio se logra enfriar un líquido que contiene alta temperatura, saturando de humedad el aire atmosférico.

Según datos históricos del Insivumeh, la temperatura ambiente en el departamento de Escuintla, Guatemala, es de 23,75 °C (74,75 °F), y la humedad relativa tiene un valor de 79 % (punto 11). La humedad relativa es la propiedad que expresa cuanta humedad contiene el aire atmosférico respecto a la humedad total que puede contener dicho aire, a la temperatura y presión existente. Así, estas serían las propiedades del aire que entraría a la torre de enfriamiento y que será sometido a un proceso de saturación adiabática.

Tomando en cuenta un proceso ideal, se supondrá que a la salida de la torre de enfriamiento, el aire atmosférico estará completamente saturado (humedad relativa del 100 %) y que tendrá un aumento de temperatura hasta los 30 °C. En la figura 37 se muestra la carta psicrométrica del proceso de saturación adiabática del aire que se

encuentra dentro de la torre. Básicamente, este trabajo se podría definir como un proceso de saturación con calentamiento.

Figura 37. Saturación adiabática en la torre de enfriamiento



Fuente: elaboración propia.

Las propiedades encontradas en la carta psicrométrica, se muestran en la tabla XXVIII.

Tabla XXVIII. **Propiedades de entrada y salida de aire de la torre de enfriamiento**

<i>Propiedad</i>	<i>Punto 11</i>	<i>Punto 12</i>
Temperatura bulbo seco (°C)	23,75	30
Humedad relativa (%)	79	100
Volumen específico (m ³ /kga)	0,861	0,897
Humedad específica (kgw/kga)	14,52	27,35
Entalpía (kJ/kga)	60,14	100

Fuente: elaboración propia.

El suministro de agua hacia la torre proviene de un intercambiador de calor ubicado en el condensador del ciclo de potencia de vapor. En el intercambiador de calor sucede un cambio de energía entre fluidos sin mezclarse. El vapor utilizado en el ciclo de potencia se condensa hasta ser un líquido comprimido y el agua utilizada en la torre gana energía, calentándose y aumentando su presión ligeramente. Por medio de una bomba, se hace circular este fluido y se rocía dentro de la torre de enfriamiento, iniciando así que el aire se sature.

La energía que tendría que disipar la torre de enfriamiento, sería la misma que se extrae en el condensador del ciclo de potencia, lo cual es la diferencia de entalpías entre el punto 5 y 6, del diagrama.

$$h_5 - h_6 = 2\,584,52 - 194,13 = 2\,390,39 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Multiplicando el valor resultante por el flujo másico en el punto 5, para expresar el mismo como flujo de energía, se obtiene:

$$\left(2\,390,39 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}\right) * \left(102\,272,73 \frac{\text{kg}}{\text{h}}\right) = 224\,471\,711,06 \frac{\text{kJ}}{\text{h}}$$

Con un análisis de flujo de energía en la torre de enfriamiento, se tiene:

$$\dot{E}_{in} = \dot{E}_{out}$$

$$\dot{m}_9 h_9 + \dot{m}_{11a} h_{11} = \dot{m}_{10} h_{10} + \dot{m}_{12a} h_{12}$$

$$\dot{m}_9 h_9 + \dot{m}_{11a} h_{11} = 224\,471\,711,06 \quad (\text{ecuación 39})$$

Donde:

- \dot{m}_9 = flujo másico del agua en la torre, en kg/h
- h_9 = entalpía del agua en la entrada de la torre, en kJ/kg
- \dot{m}_{11a} = flujo másico del aire en la torre, en kg/h
- h_{11} = entalpía del aire a la entrada de la torre, en kJ/kg

El agua que circula por el intercambiador de calor debe fluir a una tasa menor que el vapor que se está condensando en el ciclo de potencia. Esto se requiere para que se dé el intercambio de energía en el

tiempo necesario para condensar todo el vapor hasta la presión establecida. De esto, se supondrá que el flujo de agua en la torre de enfriamiento es un 60 % del flujo de vapor en el ciclo de potencia.

$$\dot{m}_9 = 0,6 * \dot{m}_5$$

$$\dot{m}_9 = 0,6 * (102\ 272,73)$$

$$\dot{m}_9 = 61\ 363,64 \frac{\text{kg}}{\text{h}}$$

Para encontrar la energía que posee el agua utilizada en la torre de enfriamiento, se supondrá que dicha agua se calienta a la misma temperatura a la que sale el agua del condensador. También, se supondrá la presión atmosférica justo en el lugar donde sale y se rocía el agua dentro de la torre. Entonces, interpolando el valor de entalpía, en el punto 9, de la torre de enfriamiento, a 45,36 °C.

Tabla XXIX. Interpolando h_9 a $T = 45,36$ °C

h (kJ/kg)	T (°C)
317,62	40
h_9	45,36
340,54	50
$h_9 = 329,91$ kJ/kg	

Fuente: elaboración propia.

Sustituyendo todos los valores en la ecuación 399, se tiene:

$$(99\ 545,45) * (329,91) + (\dot{m}_{11a}) * (60,14) = 224\ 471\ 711,06$$

Despejando y resolviendo para la variable, se obtiene:

$$\dot{m}_{11a} = \frac{224\ 471\ 711,06 - 32\ 841\ 039,41}{60,14}$$

$$\dot{m}_{11a} = 3\ 186\ 409,57 \frac{\text{kg}}{\text{h}}$$

Para disipar toda la energía que se extrae en el condensador de la central, se necesitaría que en la torre de enfriamiento exista un flujo de 3 186 409,57 kilogramos de aire por cada hora.

4.4.6. La caldera auxiliar

La importancia de utilizar una caldera auxiliar en una central termosolar es generar energía eléctrica en las horas donde no hay rayos solares. Esta caldera debe entregar la misma energía calorífica que suministran los colectores solares para generar la potencia eléctrica establecida.

Entonces, partiendo de la cantidad de vapor requerida en la turbina, se determina la dimensión de la caldera (tomando como referencia que 1BHP de caldera equivale a evaporar 15,65 kg de agua en 1 hora, de 100 °C a 100 °C).

La cantidad de vapor que el generador suministra a la turbina, es de 165 909,1 kg/h como máximo. A esto se le llama consumo de vapor. Para seleccionar una caldera que trabaje bajo condiciones seguras, se

debe calcular el perfil de consumo de vapor, agregando al total de cargas en la central, un 25 % de reserva por sobrecarga; asimismo, un 10 % por ampliación o seguridad. Tomando en cuenta este criterio, a continuación, se determina el BHP de caldera necesario:

$$PCV = 165\,909,1 + 165\,909,1 * (25\%) + 165\,909,1 * (10\%)$$

$$PCV = 165\,909,1 + 41\,477,275 + 16\,590,91 = 223\,977,285$$

$$BHP = \left(223\,977,285 \frac{\text{kg}}{\text{h}}\right) * \left(\frac{1 \text{ BHP}}{15,65 \frac{\text{kg}}{\text{h}}}\right) = 14\,311,65 \text{ BHP}$$

La caldera necesaria para generar la cantidad de vapor que produce la central termosolar debe ser de 14 311,65 BHP. Por supuesto, la única aplicación para trabajar con esa cantidad de potencia, es la caldera acuatubular; por lo que se requeriría, una o más, de este tipo de calderas para la central.

En las calderas acuatubulares se pueden alcanzar altas presiones y altas producciones de vapor, por lo que son especiales para aplicaciones de grandes centrales térmicas. Se puede utilizar unos domos con el sistema de circulación forzada para aprovechar todo el calor proveniente de los gases de combustión para dar el tiempo suficiente para que el agua en los domos se evapore al ritmo necesario.

5. ANÁLISIS DE LA CENTRAL TERMOSOLAR CCP

5.1. Eficiencia térmica de la central termosolar

La eficiencia térmica de un ciclo de potencia de vapor Rankine, en función de la potencia, se define como:

$$\eta_T = \frac{\dot{W}_{\text{neto}}}{\dot{Q}_{T,\text{in}}} \quad (\text{ecuación 40})$$

Donde:

- η_T = eficiencia térmica del ciclo de vapor (adimensional)
- \dot{W}_{neto} = potencia neta que produce la central, en kW
- $\dot{Q}_{T,\text{in}}$ = flujo de calor total que entra a la central, en kW

La potencia neta se define como la resta de la potencia total que entrega la turbina y la suma de las dos bombas de la central (bomba de condensado y bomba del calentador abierto). Se usarán las siguientes ecuaciones para calcular la potencia de cada bomba, con base en el trabajo y el flujo másico:

$$\dot{W}_{b(6-7)} = \dot{m}_6(w_{b(6-7)}) \quad (\text{ecuación 41})$$

$$\dot{W}_{b(8-1)} = \dot{m}_8(w_{b(8-1)}) \quad (\text{ecuación 42})$$

Donde:

- $W_{b(6-7)}$ = potencia de la bomba de condensado, en W
- $W_{b(8-1)}$ = potencia de la bomba del calentador, en W
- m_6 = flujo másico a través del condensador, en kg/h
- m_8 = flujo másico a la salida de la bomba del calentador, en kg/h
- $w_{b(6-7)}$ = trabajo de la bomba de condensado en W
- $w_{b(8-1)}$ = trabajo de la bomba del calentador en W

Entonces, al realizar las conversiones de unidades de medida necesarias, e ingresar los datos requeridos en la ecuación 41, se obtiene:

$$\dot{W}_{b(6-7)} = \left(102\,272,73 \frac{\text{kg}}{\text{h}}\right) * \left(0,1425 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}\right) * \left(\frac{1 \text{ h}}{3\,600 \text{ s}}\right)$$

$$\dot{W}_{b(6-7)} = 4,05 \text{ kW}$$

Al realizar los mismos cálculos en la ecuación 42, se obtiene:

$$\dot{W}_{b(8-1)} = \left(165\,909,1 \frac{\text{kg}}{\text{h}}\right) * \left(3,42 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}\right) * \left(\frac{1 \text{ h}}{3\,600 \text{ s}}\right)$$

$$\dot{W}_{b(8-1)} = 151,61 \text{ kW}$$

Entonces, la potencia total de las bombas sería:

$$\dot{W}_{Tb} = \dot{W}_{b(6-7)} + \dot{W}_{b(8-1)} = 4,05 + 157,61$$

$$\dot{W}_{Tb} = 161,66 \text{ kW}$$

Del mismo modo, la potencia total que entrega la turbina de alta y baja presión, sería:

$$\dot{W}_T = \dot{W}_A + \dot{W}_B = 18\,148,54 + 18\,551,46$$

$$\dot{W}_T = 36\,700 \text{ kW}$$

Al tomar los datos de la potencia de salida y el calor que entra al ciclo de vapor y se sustituye en la ecuación 40, se obtiene:

$$\eta_T = \frac{36\,700 - 161,66}{155\,484,69} = 0,2412 * 100 = 24,12 \%$$

Como se observa, el ciclo de vapor convierte solo el 24,12 % de la energía total proveniente de los colectores solares, en trabajo útil para generar energía eléctrica. Sin embargo, la máxima eficiencia que se puede alcanzar en este tipo de centrales termosolares, es del 38 %¹¹, por lo que nuestra central se encuentra cerca de la eficiencia real de este tipo de centrales.

¹¹ GUILLAMÓN LÓPEZ, Miguel Ángel. *Central termosolar de 50 MW en Murcia con colectores cilindro parabólicos*. p. 23. http://oa.upm.es/14008/1/PFC_MIGUEL_ANGEL_GUILLAM%C3%93N_L%C3%93PEZ.pdf. Consulta: 11 de julio de 2017.

Según los datos de la Comisión Nacional de Energía Eléctrica, la demanda de energía eléctrica en el departamento de Escuintla, en marzo de 2016, fue de 15 118 508 kwh, 487 693,81 kwh por día y 20 320,58 kw por hora. La turbina propuesta genera 36 700 kw, lo cual, supondría que la central termosolar podría suministrar la demanda de energía eléctrica en el departamento de Escuintla.

5.2. Análisis de costo-beneficio de combustible

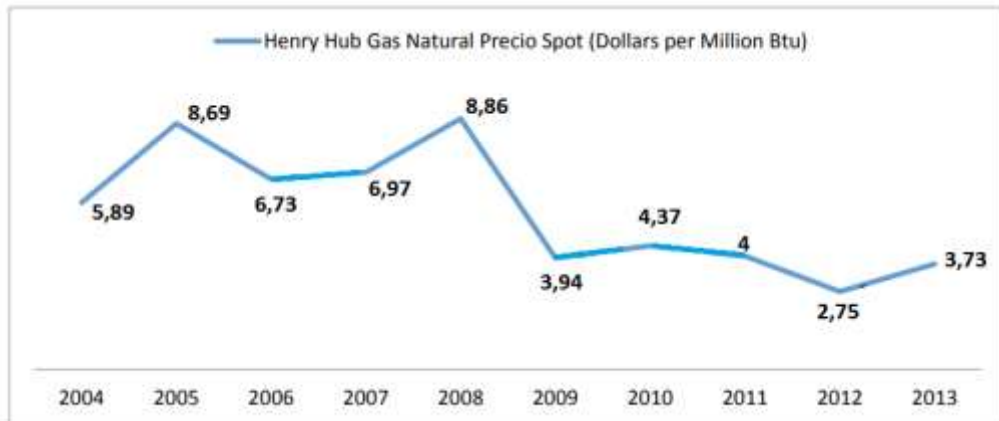
A continuación, se presenta un análisis de costo-beneficio del consumo de combustible de la central termosolar al utilizar una caldera auxiliar que funcione con gas natural.

Siempre que se trabaja en algún proyecto nuevo resulta necesario hacerlo lo más eficiente posible, con la finalidad que se gaste menos en recursos necesario para el funcionamiento del mismo, y así se produzca la misma cantidad de energía o más.

El uso de gas natural ha aumentado en el mundo debido a su bajo costo y a las pocas emisiones de dióxido de carbono que produce cuando reacciona en su combustión, el hidrocarburo menos contaminante del planeta. Según el Statistical Review of World Energy en julio de 2014, el comercio mundial de este gas ha aumentado 1,8 % y la construcción de gasoductos en 2,3 % ¹². La figura 38 muestra el comportamiento de precio *spot* del gas natural desde el 2004.

¹² Acceso a mercados energéticos - fase 2 - Guatemala, Organización Latinoamericana de Energía- OLADE - Guatemala, agosto de 2014. <http://www.olade.org/wp-content/uploads/2015/08/MERCADOS-ENERGETICOS-GT-FINAL.pdf>. Consulta: 4 de agosto de 2017.

Figura 38. Precio spot del gas natural (US\$ por millón de BTU)



Fuente: *Acceso a mercados energéticos - fase 2 - Guatemala, Organización Latinoamericana de Energía- OLADE - Guatemala, agosto de 2014.* p. 149.
<http://www.olade.org/wp-content/uploads/2015/08/MERCADOS-ENERGETICOS-GT-FINAL.pdf>. Consulta: 4 de agosto de 2017.

Realizando un promedio de los datos anteriores, se podría suponer un precio spot del gas natural como US\$ 5,6 por millón de BTU, lo que equivale a US\$ 5,31 por millón de kJ. Tomando como referencia este valor y considerando que el brillo solar en Escuintla es de 2 500 horas anuales en promedio (ver figura 39), se puede calcular el costo del consumo de gas natural para la caldera auxiliar.

El total de horas en un año de 365 días, es igual a 8 760 h. Si se restan las horas de heliofanía a las anteriores, se obtiene el número de horas en promedio cuando no existe radiación solar (el alba, noche y atardecer), igual a 6 260 horas, lo cual, representa el 71,5 % de las horas total de un año. En todo este tiempo será necesario utilizar la caldera auxiliar para que la central termosolar continúe funcionando.

El flujo de calor que entra al generador de vapor es del orden de 151 484,69 kW, lo que equivale a 545 344 884 kJ/h, por lo que el costo promedio total del consumo del gas natural, utilizando la caldera como una fuente de energía auxiliar, es:

$$\left(545\,344\,884 \frac{\text{kJ}}{\text{h}}\right) * \left(\frac{\text{US\$ } 5,31}{1\,000\,000 \text{ kJ}}\right) * \left(\frac{6\,260 \text{ h}}{1 \text{ año}}\right) = \frac{\text{US\$ } 18\,127\,591,15}{1 \text{ año}}$$

El costo de combustible calculado anteriormente involucra la utilización del campo solar en el día y la caldera auxiliar en la noche, en las horas en que no hay radiación solar.

En el caso cuando la central térmica funcione convencionalmente, utilizando solo la caldera (o calderas) para generar energía eléctrica y tomando en cuenta que funcionaría los 365 días del año, el costo del consumo de combustible sería:

$$\left(545\,344\,884 \frac{\text{kJ}}{\text{h}}\right) * \left(\frac{\text{US\$ } 5,31}{1\,000\,000 \text{ kJ}}\right) * \left(\frac{8\,760 \text{ h}}{1 \text{ año}}\right) = \frac{\text{US\$ } 25\,367\,044,5}{1 \text{ año}}$$

5.3. Análisis de ahorro de combustible

Con el uso de la central termosolar, el ahorro en el consumo de combustible sería:

$$\text{US\$ } 25\,367\,044,5 - \text{US\$ } 18\,127\,591,15 = \text{US\$ } 7\,239\,453,34$$

Esto demuestra que con el uso de la central termosolar, se puede alcanzar un ahorro de más de siete millones de dólares al año, en combustible. Esto representa una disminución del 28,5 % respecto al

consumo de combustible si solo existiera la caldera de gas natural. Además, este valor representa el costo del consumo, si la caldera auxiliar funciona únicamente en las horas cuando no existe radiación solar. Sin embargo, se demuestra que el ahorro es relativamente bajo, en comparación a una central térmica convencional que utilice las mismas características de funcionamiento.

CONCLUSIONES

1. La energía solar es una de las fuentes renovables con mayor capacidad existente en el universo, gracias a la gran densidad de rayos solares incidentes en diversas partes del planeta; esta tecnología no genera gases invernadero cuando se usan sistemas de almacenamiento térmico. Con el uso de una adecuada transformación de esta energía, se pueden alimentar grandes poblados con suficiente energía eléctrica, de una forma más limpia que la generación clásica por medio de hidrocarburos.
2. Las centrales termosolares llegan a ser versátiles para aplicaciones de gran magnitud; con el ciclo de potencia de vapor Rankine se pueden concentrar esfuerzos para distintas mejoras en las plantas y aumentar aún más su eficiencia, como el caso de la tecnología de las sales concentradas.
3. La energía solar promete ser una de las principales fuentes de energía renovable; gracias a la diversidad de tecnologías de concentración, se pueden obtener aplicaciones para cualquier necesidad: desde almacenamiento de energía calorífica en agua o sales fundidas hasta transformación directa e indirecta a energía eléctrica.
4. La tecnología de concentradores cilindroparabólicos es de las más aceptadas, debido a su amplio campo de aplicación y alta captación de energía. Sin embargo, esta tecnología tiene un límite de potencial energético, dado que se utiliza un fluido térmico, el cual tiene un máximo de temperatura de trabajo. A pesar de esto y de su bajo rendimiento

térmico, las centrales de concentradores cilindroparábolicos pueden suministrar una alta demanda de energía eléctrica.

5. La dimensión del campo solar necesaria para suministrar la potencia eléctrica propuesta es relativamente media, si se supone que los concentradores están justo uno a la par del otro, en una orientación paralela al suelo. Tomando en cuenta que se necesitan más equipos y sistemas para la instalación de la central termosolar, se necesita un área relativamente grande para un proyecto de esta magnitud. Sin embargo, la dimensión del proyecto es menor, considerando otras centrales termosolares en el mundo, para una potencia suficiente para suministrar la demanda eléctrica de Escuintla.
6. Se puede utilizar el mismo ciclo de potencia de vapor, el cual es muy común en las centrales térmicas convencionales para las centrales termosolares; se consigue un desempeño similar y facilita la instalación completa de la central ya que solo se tiene que concentrar fuerzas para entender y proyectar la tecnología solar de concentración para un acople completo. Según los resultados, una central de este tipo puede suministrar la suficiente demanda eléctrica para el departamento de Escuintla, operar con la misma energía que produce y, probablemente, lograr entrar al mercado mayorista y vender energía eléctrica a demás lugares.
7. A simple vista, parece que la eficiencia térmica del ciclo termodinámico es muy baja, en comparación con las eficiencias encontradas en las centrales térmicas convencionales, las cuales no superan el 38 %. Relativo a las eficiencias térmicas que manejan las grandes centrales termosolares del mundo, el resultado que se ha obtenido es más bajo a

la eficiencia máxima que se presenta en este tipo de centrales. La misma se distancia por 15 puntos. Esta significativa diferencia puede ser el caso de irregularidades en los sistemas, insuficiente radiación solar para el diseño de la central o incluso disponibilidad de demasiada energía térmica para que el ciclo de potencia sea eficiente para transformar la energía térmica en trabajo útil.

8. Analizando los resultados, la propuesta de este ciclo termodinámico para una central termosolar en Escuintla no se considera viable como se muestra en este trabajo de graduación; por el hecho de invertir en instalación y equipos necesarios para la caldera auxiliar; además, la instalación y equipos del campo solar. El ahorro en el costo del combustible solo representa el 28 % de lo que se necesitaría si el proyecto funcionara como una central térmica convencional de gas natural, considerando que la caldera auxiliar funcionará por más del 70 % de las horas totales de un año. Siendo más de la mitad de este, no se justifica el ahorro de combustible.

RECOMENDACIONES

1. Invertir en proyectos de generación eléctrica por medio de concentración de rayos solares, ya que es una de las fuentes de energía renovables con mayor abundancia en el planeta, no generan gases invernaderos y se pueden utilizar casi en cualquier área con suficiente radiación solar.
2. Utilizar el ciclo de potencia de vapor Rankine regenerativo, ya que este aumenta la eficiencia térmica de la central. Se recomienda también utilizar múltiples extracciones en la turbina, con el objetivo de maximizar la utilización y la conversión de la energía térmica en la turbina para maximizar la generación de energía eléctrica.
3. Utilizar la tecnología de concentración solar que mejor se adapte al terreno, presupuesto y radiador solar del lugar de interés. Si se tiene un lugar con alta radiación solar, se puede utilizar la tecnología de concentración por torre central, la cual maneja altas potencias térmicas para generar más energía eléctrica con cierta cantidad de heliostatos. Para lugares donde la radiación solar es considerable y donde se desean una generación alta de energía, se pueden utilizar tecnologías de concentración por colectores cilindroparabólicos, discos parabólicos, entre otros.
4. Distribuir todos los concentradores cilindroparabólicos en una orientación norte-sur. Por medio de un sistema de seguimiento solar, se puede garantizar la captación de rayos solares durante todo el día, concentrar la mayor cantidad de energía solar y mantener la generación en óptimas condiciones.

5. Utilizar un área lo más despejada posible para evitar que sombras se proyecten en los concentradores cilindroparabólicos durante las horas de radiación solar para no comprometer la eficiencia de estos componentes. Además, colocar los concentradores en una disposición en serie para que múltiples lazos calienten el fluido térmico hasta la temperatura de diseño de la central.

6. Es muy recomendable utilizar la tecnología de sales fundidas en este tipo de centrales. Con esto, se puede almacenar suficiente energía térmica durante las horas de radiación solar para luego redirigir y usar esta energía almacenada en el generador de vapor; para que la central continúe la generación de energía eléctrica durante la noche y madrugada. Con esta tecnología no se hace necesario quemar hidrocarburos para continuar con la generación durante las horas cuando no existen rayos solares, lo cual convierte la central en una instalación muy amigable con el medio ambiente que elimina la necesidad de instalaciones de almacenaje y distribución de combustible, tratamiento de desechos de caldera, chimenea de gases de escape, entre otros.

7. Para mejorar la eficiencia y mantener siempre la generación propuesta en la central termosolar es recomendable utilizar un múltiplo solar. Según el trabajo de graduación que se tomó como referencia, se debe sobredimensionar la planta termosolar en cierta proporción, la cual está en función de la potencia térmica que proporcionan los concentradores cilindroparabólicos y la potencia térmica que requiere el generador de vapor para funcionar y suministrar la energía eléctrica propuesta. En esto influye también el costo normalizado de la energía en donde el mínimo punto refleja el mejor rendimiento de la central. Con este

sobredimensionamiento, se asegura que el rendimiento de la central termosolar sea óptimo durante más tiempo a lo largo de todo un año.

BIBLIOGRAFÍA

1. CENGEL, Yunes; BOLES, Michael. *Termodinámica*. 7a. ed. México D. F: Editorial McGraw Hill, 2012. 1009 p.
2. CREUS SOLÉ, Antonio. *Energías renovables, ingeniería y medio ambiente*. 2da. ed. España: Ediciones de la U, Cano Pina, 2014. 434 p.
3. GARCÍA, Santiago. *¿Qué es una central termosolar de concentrador cilindro parabólico?* [En línea]. <http://www.santiagogarciagarrido.com/index.php/85-central-termosolar-de-concentrador-cilindro-parabolico>. [Consulta: 5 de abril de 2017].
4. GIMENO BASTANTE, Carlos. *Proyecto y simulación en MATLAB de central termosolar de 100 MW con tecnología de cilindros parabólicos*. [En línea]. <http://bibing.us.es/proyectos/abreproy/50060/fichero/Memoria+Descriptiva.pdf> [Consulta: 16 de mayo de 2017].
5. GODOY ANZUETO, Rafael Antonio. *Fundamentos para el diseño de una central de potencia mediante el uso de energía termosolar*. [En línea]. http://biblioteca.usac.edu.gt/tesis/08/08_0180_ME.pdf. [Consulta: 5 de abril de 2017].
6. GUILLAMÓN LOPEZ, Miguel Ángel. *Central termosolar de 50 MW en Murcia con colectores cilindro parabólicos*. [En línea].

http://oa.upm.es/14008/1/PFC_MIGUEL_ANGEL_GUILLAM%C3%93N_L%C3%93PEZ.pdf. [Consulta: 15 de mayo de 2017].

7. Insivumeh. *Red hidromet, datos red automática, datos históricos*. [En línea]. <http://www.insivumeh.gob.gt:8080/redhidromet/default1.aspx>. [Consulta: 6 de febrero de 2016].
8. MADRID VICENTE, Antonio. *Energía solar térmica y de concentración. Manual práctico de diseño, instalación y mantenimiento*. Madrid, España: AMV ediciones, 2009. 326 p.
9. Ministerio de Energía y Minas, Republica de Guatemala. *Mapa de radiación solar y ubicación de centrales generadoras solares*. [En línea]. <http://www.mem.gob.gt/wp-content/uploads/2012/04/Mapa-solar.pdf>. [Consulta: 28 de mayo de 2017].
10. WARK, Kenneth, Jr; RICHARDS, Donald E. *Termodinámica*. 6a. ed. España: Editorial McGraw Hill, 2001. 1048 p.

ANEXOS

Anexo 1. Tabla de propiedades del aceite Therminol VP-1

LIQUID PROPERTIES OF THERMINOL*

Temperature		Liquid Density			Liquid Heat Capacity		Liquid Enthalpy**	
°F	°C	lb/gal	lb/ft ³	kg/m ³	Btu/lb-°F [cal/g-°C]	kJ/kg K	Btu/lb	kJ/kg
54	12	8.53	66.8	1071	0.364	1.52	0.0	0.0
60	16	8.51	66.7	1068	0.366	1.53	2.3	5.4
68	20	8.48	66.5	1065	0.374	1.57	9.8	22.7
100	38	8.36	65.5	1050	0.382	1.60	17.3	40.2
120	49	8.29	65.0	1041	0.390	1.63	25.0	58.2
140	60	8.21	64.4	1032	0.397	1.66	32.9	76.4
160	71	8.13	63.8	1023	0.405	1.69	40.9	95.1
180	82	8.06	63.3	1014	0.412	1.73	49.1	114.1
200	93	8.00	62.7	1004	0.420	1.76	57.4	133.4
220	104	7.93	62.1	995	0.427	1.79	65.9	153.1
240	116	7.87	61.6	986	0.435	1.82	74.5	173.1
260	127	7.81	61.0	977	0.442	1.85	83.3	193.5
280	138	7.75	60.4	967	0.449	1.88	92.2	214.2
300	149	7.69	59.8	958	0.457	1.91	101.2	235.3
320	160	7.63	59.2	948	0.464	1.94	110.4	256.7
340	171	7.57	58.6	939	0.471	1.97	119.8	278.4
360	182	7.51	58.0	929	0.478	2.00	129.3	300.5
380	193	7.45	57.4	919	0.485	2.03	138.9	322.9
400	204	7.39	56.8	909	0.492	2.06	148.7	345.6
420	216	7.33	56.1	899	0.499	2.09	158.6	368.6
440	227	7.27	55.5	889	0.506	2.12	168.7	392.0
460	238	7.21	54.9	879	0.514	2.15	178.9	415.7
480	249	7.15	54.2	868	0.521	2.18	189.2	439.8
500	260	7.09	53.7	858	0.528	2.20	199.6	457.4
540	282	6.97	52.2	835	0.542	2.27	221.1	513.8
580	304	6.88	51.4	824	0.549	2.30	232.0	538.2
620	326	6.79	50.7	812	0.556	2.33	243.0	564.9
660	348	6.70	50.0	800	0.563	2.36	254.2	590.9
700	370	6.61	49.2	788	0.570	2.39	265.5	617.2
740	392	6.52	48.4	775	0.578	2.42	277.0	643.9
780	414	6.43	47.6	762	0.586	2.45	288.7	671.0
820	436	6.34	46.7	749	0.594	2.48	300.5	698.4
860	458	6.25	45.9	734	0.602	2.52	312.4	726.2
900	480	6.16	44.9	720	0.612	2.56	324.6	754.4
940	502	6.07	43.9	704	0.622	2.60	336.9	783.1
980	524	5.98	43.4	696	0.627	2.62	343.1	797.6
1020	546	5.89	42.9	687	0.633	2.65	349.4	812.2
1060	568	5.80	41.8	670	0.646	2.70	362.2	842.0
1100	590	5.71	40.6	651	0.662	2.77	375.3	872.4

* These data are based upon samples tested in the laboratory and are not guaranteed for all samples. Write us for complete sales specifications for Therminol VP-1 fluid.

** The anisole basis is liquid at the crystallizing point, 53.6 °F (12 °C).

† Does not constitute an express warranty. See NOTICE on the last page of this bulletin.

Anexo 2. Dimensiones del tubo absorbedor SCHOTT PTR-70

Especificaciones técnicas

Componentes	Especificación
Dimensión	<ul style="list-style-type: none"> Longitud: 4 060 mm a temperatura ambiente de 20 °C (159,8 pulgadas a 68 °F) Longitud de apertura: > 96,7 % de la longitud a granel a 350 °C/662 °F como temperatura de trabajo.
Absorbedor	<ul style="list-style-type: none"> Diámetro exterior: 70 mm/2,75 pulgadas. Tipo de acero: DIN 1.4541 o similar Absorbencia solar: $\alpha_{ISO} \geq 95,5 \%$ $\alpha_{ASTM} \geq 96 \%$ Emitancia térmica: $\zeta \leq 9,5 \%$
Envoltura de vidrio	<ul style="list-style-type: none"> Vidrio de borosilicato Diámetro exterior: 125 mm/4,9 pulgadas Covertura antireflectiva Transmitancia solar: $\tau \geq 97 \%$
Pérdidas térmicas	<ul style="list-style-type: none"> En conjunción con los protectores patentados SCHOTT solar CSP: $< 250 \text{ W/m (@ } 400 \text{ °C)}$ $< 165 \text{ W/m (@ } 350 \text{ °C)}$ $< 110 \text{ W/m (@ } 300 \text{ °C)}$ $< 70 \text{ W/m (@ } 250 \text{ °C)}$
Vacío	<ul style="list-style-type: none"> Presión de gas residual: $\leq 10^{-3} \text{ mbar}$
Fluido caloportador	<ul style="list-style-type: none"> Aceite térmico no corrosivo con una presión parcial efectiva de hidrógeno disuelto con $P_{H_2} < 30 \text{ Pa}$
Presión de operación	<ul style="list-style-type: none"> $\leq 41 \text{ bar (absoluto)}$

Fuente: *Absorbedores Schott PTR 70*. http://www.schott.com/d/csp/2ad9cb93-5b86-4a51-aead-a49b4e869ef8/1.0/schott_ptr70_4th_generation_datasheet.pdf. Consulta: 22 de mayo de 2017.

Anexo 3. Características del concentrador Eurotrough



www.eurotrough.com
INABENSA
Instalaciones Abengoa, S.A.



IBERDROLA
Schlaich Bergemann
und Partner GbR



FLABEG
FICHTNER
Ciemat



CRES



DLR



SOLEL

EuroTrough initial remarks

- Concentrating Parabolic Trough Collector for solar...
 - electricity generation
 - desalination
 - process heat
- Outlet temperature 400°C (752°F)
- Collector size 545 m² - 817 m²
 - up to 650 kW thermal output per collector
- Electricity price ranges 15 cts/kWh
- Technology under commercial operation in California (Mojave Desert, 354 MW_{el})

ASME Solar Energy: The Power to Choose, Washington, DC, April 21-25, 2001

Fuente: Euro Trough. <http://infohouse.p2ric.org/ref/46/45472.pdf>. Consulta: 6 de junio de 2017.

Anexo 4. Niveles de insolación o heliofania, en promedio de horas de brillo solar anual



Fuente: Insivumeh. *Atlas climático*.
http://www.insivumeh.gob.gt/hidrologia/ATLAS_HIDROMETEOROLOGICO/Atlas_Climatologico/isohelias.jpg. Consulta: 6 de junio de 2017.

Anexo 5. Datos técnicos de la turbina de vapor SHIN NIPPON MACHINERY, C10-R13-ERNX

1. SPECIFICATION OF STEAM TURBINE AND ACCESSORIES

- 1-1. Type of Steam Turbine :
- Type : : Horizontal, impulse, multi-stage
multi-valve, axial flow, condensing,
extraction &, geared.
(AXIAL EXHAUST TYPE)
- Manufacturer's model No. : C10-R13-ERNX
- 1-2. Output :
- Rated output : : 36,700 kW
(at generator terminal)
- 1-3. Operating Conditions :
- Speed (turbine/generator) : 3900/1800 rpm
Inlet steam pressure : 550 psi. G
Inlet steam temperature : 850 deg F
Exhaust steam pressure : 1.5 psi. A
Max. Inlet flow : 365,000 pph
Extraction flow : 0&50000to141000 pph
Max. Exhaust steam flow : 225,000 pph
at 1.5 psi. A

PERFORMANCE TABLE

OPERATION CASE	1	2		
	Initial	Future		
Inlet steam Pressure (psi. G)	550	550		
Temperature (deg F)	850	850		
Flow (pph)	225,000	365,000		
Extraction Pressure (psi. G)	20	20		
Temp (deg F)	340	300		
Extraction flow (pph)	0	141,000		
Exhaust press (psi. A)	1.5	1.5		
Exhaust temp (deg F)	116	116		
Gland leakage (pph) App.	220	220		
Exhaust flow (pph) App.	224,780	223,780		
Generator power (KW)	25,500	36,700		
Steam rate (lb/KW-Hr)	8.82	9.95		

REMARKS

- Guarantee Point: Case 2
- The measured steam consumption figures are subject to a tolerance margin of +3% for instrumentation and human errors.

Fuente: *Shin nippon machinery*. <http://www.snm.co.jp/>. Consulta: 13 de julio de 2017.

