

UNIVERSIDAD DEL BÍO-BÍO
FACULTAD DE INGENIERÍA
DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA



**ESTUDIO DE FACTIBILIDAD TÉCNICO-ECONÓMICA DE INTEGRACIÓN
DE ENERGÍA SOLAR EN PROCESOS DE SECADO DE LODOS**

Informe de habilitación profesional
presentado en conformidad a los requisitos
para optar al título de ingeniero civil mecánico

Profesor Guía:
Sr. Carlos Salinas Lira

JOSÉ MANUEL VERA RIVERO

CONCEPCION-CHILE

2017

RESUMEN

Se diseña un sistema de captación, concentración y transformación de energía solar compuesta por tres subsistemas: Colector y concentrador de energía radiante, receptor que la transforma en energía térmica y generador eléctrico. El sistema es diseñado en base a suplir los requerimientos térmicos para el secado de lodos de una Planta de Tratamiento de Aguas Servidas (PTAS), el cual viene a reemplazar el sistema actual en base a una planta de cogeneración de gas natural. La planta termosolar es diseñada en base a Colectores Cilindro-Parabólicos (CCP), habilitada para ser utilizada en procesos industriales de 100 °C a 400 °C.

La tecnología CCP se seleccionó por ser la más estudiada, desarrollada y puesta en funcionamiento en plantas de concentración solar del mundo, y particularmente, instaladas en el norte de Chile. Para esto, se seleccionó la ciudad de Calama para su instalación por sus altos índices de radiación solar y favorables condiciones para la distribución de la energía generada. La planta diseñada tiene una potencia nominal de 1,5 MW, posee 12 colectores con un área de captación total de 9.810 [m²], opera durante 3.724 [h/año] y genera 8,34 [GWh/año]. Estas características son suficientes para satisfacer la demanda térmica y eléctrica del proceso industrial seleccionado, como también para tener un ingreso económico por venta de electricidad.

Las estimaciones económicas indican un costo de inversión de US\$ 6.012.682, con un periodo de recuperación de 7,21 años. Este valor se obtuvo utilizando información basada en estudios internacionales e información proporcionada por empresas nacionales. Además, se evaluaron los posibles ingresos adicionales al proyecto producto de la venta de bonos de carbono, los cuales ascienden a US\$ 39.821 por año.

ABSTRACT

A system for capturing, concentrating and transforming solar energy composed of three subsystems is designed: a collector and concentrator of radiant energy, which transforms it into thermal energy and electric generator. The system is designed based on meeting the thermal requirements for the sludge drying of a Wastewater Treatment Plant (PTAS), which replaces the current system based on a natural gas cogeneration plant. The thermosolar plant is designed based on Parabolic Cylinder Collectors (CCP), qualified to be used in industrial processes of 100 °C to 400 °C.

The CCP technology was selected because it is the most studied, developed and put into operation in solar plants of the world, and particularly, installed in the north of Chile. For this, the city of Calama was selected for its installation due to its high solar radiation rates and favorable conditions for the distribution of the generated energy. The plant has a nominal power of 1.5 MW, has 12 collectors with a total catchment area of 9.810 [m²], operates for 3.724 [h / year] and generates 8,34 [GWh / year]. These characteristics are sufficient to satisfy the thermal and electrical demand of the selected industrial process, as well as to have an economic income from the sale of electricity.

The economic estimates indicate an investment cost of US\$ 6.012.682, with a recovery period of 7,21 years. This value was obtained using information based on international studies and information provided by national companies. In addition, potential additional income from the proceeds from the sale of carbon credits was assessed, which amount to US\$ 39.821 annual.

ÍNDICE

A.	ÍNDICE DE FIGURAS	vii
B.	ÍNDICE DE TABLAS	ix
	NOMENCLATURA Y ABREVIACIONES	xi
	INTRODUCCIÓN.....	12
	OBJETIVOS.....	15
	Objetivo General.....	15
	Objetivos Específicos	15
	CAPÍTULO 1: ANTECEDENTES GENERALES	16
1.1	Planta de tratamiento de aguas servidas.....	17
1.2	Secado de lodos.....	20
1.3	Cogeneración	31
1.4	Energía Solar.....	34
	1.4.1 Concentración de energía solar.....	35
	1.4.2 Tecnologías de concentración solar.....	36
1.5	Colectores cilindro-parabólicos	41
	1.5.1 Sistemas de almacenamiento energético	45
	CAPÍTULO 2: DESARROLLO DE PROPUESTA.....	48
2.1	Propuesta y Metodología	49
2.2	Sistema Base	50
2.3	Tipo de tecnología solar a utilizar.....	53

2.4	Parámetros de diseño planta termosolar CCP.....	54
2.5	Estudio de ubicación de planta solar.....	55
CAPÍTULO 3: DISEÑO PLANTA SOLAR TERMOELÉCTRICA.....		58
3.1	Disposición general planta solar	59
3.2	Sistema de transferencia de calor y ciclo de potencia.....	59
3.3	Tipo de fluido calorífico de transferencia de calor.	64
3.4	Integración de sistema de cogeneración a planta termosolar.....	66
CAPÍTULO 4: CAMPO SOLAR.....		68
4.1	Elección componentes principales campo solar	69
4.2	Disposición de componentes.....	73
4.3	Producción eléctrica.....	84
4.4	Resumen características de la planta solar.....	91
CAPÍTULO 5 : ANÁLISIS ECONÓMICO.....		93
5.1	Inversión	94
5.2	Costos.....	99
5.3	Ingresos.....	101
5.4	Ingresos adicionales	104
CAPÍTULO 6: COMENTARIOS Y CONCLUSIONES.....		106
BIBLIOGRAFÍA.....		108

ANEXOS.....	112
A: Flujo de caja.....	114
B: Memoria de cálculos.....	117
C: Datos meteorológicos.....	144
D: Especificaciones técnicas: Equipos del secador.....	147
E: Especificaciones técnicas: Equipos del campo solar.....	153
F: Especificaciones técnicas: Turbina a vapor.....	161
G: Programacion Engineering Equation Solver.....	163

A. ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.1: Esquema general de una PTAS	18
Figura 1.2: Usos del biogás	19
Figura 1.3: Estructura de un lodo de PTAS.....	21
Figura 1.4 : Cambios de humedad según energía necesaria de secado	22
Figura 1.5: Esquema de secadero de convección directa en circuito cerrado	24
Figura 1.6: Diagrama de bloques secadero por convección	28
Figura 1.7: Diagrama de bloques secado indirecto	31
Figura 1.8: Elementos túnel de secado térmico.....	31
Figura 1.9: Esquema motor de cogeneración y turbina a gas.....	32
Figura 1.10 : Esquema principio de cogeneración con motor térmico.....	34
Figura 1.11: Aprovechamiento de energía solar según tecnologías	35
Figura 1.12: Eficiencia térmica de acuerdo a la temperatura de operación.....	36
Figura 1.13: Colectores lineales de fresnel.....	37
Figura 1.14: Colector cilindro-parabólico	38
Figura 1.15: Torre central.....	38
Figura 1.16: Disco parabólico	39
Figura 1.17: Componentes de un CCP	42
Figura 1.18: Tubo absorbente de un colector cilindro-parabólico	43
Figura 1.19 : Sistema de seguimiento solar conjunto reflector cilindro-parabólico.....	44
Figura 1.20: Orientaciones de seguimiento del sol.....	44
Figura 1.21 : Funcionamiento sistema de almacenamiento de energía en dos tanques.....	46
Figura 1.22: Sistema de almacenamiento termoclina.....	47
Figura 2.1 : Esquema secado térmico por cogeneración	52
Figura 2.2: Esquema planta solar CCP.....	54
Figura 2.3: Radiación global anual ciudad de Calama	56
Figura 3.1: Distribución Planta termosolar CCP	59
Figura 3.2: Diagrama ciclo agua vapor	61
Figura 3.3: Diagrama T-S ciclo agua-vapor	62
Figura 3.4: Esquema integración de energía termosolar al secado de lodos.	66

Figura 4.1: Estructura colector Solargenix	69
Figura 4.2: Filas colectores Eurotrough SKAL-ET	70
Figura 4.3 : Tubo absorbedor SCHOTT PTR 70.	73
Figura 4.4 : Configuración lazos de colectores.	74
Figura 4.5: Configuración de lazo de colectores	81
Figura 4.6: Largo de sombra proyectada por el colector	83
Figura 4.7: Producción eléctrica bruta anual	86
Figura 4.8: Bosquejo de planta termosolar	92
Figura 5.1: Reducción de costos a escala para bloque de potencia (\$/kW).....	95
Figura 5.2: Reducciones de costos a escala planta en general (\$/kW).....	97
Figura 5.3: Precio de Nudo, SING-Crucero	101
Figura 5.4: Precio Potencia, SING-Crucero	103

B. ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1.1: Etapas durante el proceso de secado térmico.	22
Tabla 1.2: Comparación tipos de secadores de lodos.	26
Tabla 1.3: Ventajas y desventajas de los tipos de secadores.	27
Tabla 1.4: Ventajas y desventajas de tecnologías de concentración solar	40
Tabla 1.5: Aplicaciones de las tecnologías de concentración solar.	41
Tabla 2.1: Parámetros funcionamiento túnel de secado IBI.	51
Tabla 2.2 : Características técnicas sistema de cogeneración túnel de secado.	52
Tabla 2.3: Parámetros de ciclo para generación de electricidad Planta CCP	55
Tabla 2.4 : Radiación solar diaria total promedio en las regiones de Chile.	55
Tabla 3.1: Características técnicas turbina a vapor.	62
Tabla 3.2: Características principales del sistema agua-vapor.	63
Tabla 3.3: Aceites sintéticos más utilizados en plantas termosolares.	64
Tabla 3.4 : Especificaciones técnicas aceite térmico THERMINOL VP-1.	65
Tabla 4.1: Comparación colectores Solargenix SX-2 y Eurotrough SKAL-ET 150.	70
Tabla 4.2: Comparación tubos absorbentes SIEMENS UVAC 2010 y SCHOTT PTR 70.	72
Tabla 4.3 : Parámetros para análisis punto de diseño.	75
Tabla 4.4: Parámetros ópticos y geométricos colector Eurotrough.	76
Tabla 4.5: Producción eléctrica bruta mensual.	85
Tabla 4.6: Grado de carga planta.	88
Tabla 4.7: Producción energía eléctrica bruta real	90
Tabla 4.8: Resumen configuración planta solar	91
Tabla 5.1: Costos de inversión campo solar, mercado internacional.	94
Tabla 5.2: Costos de inversión caldera auxiliar, mercado internacional.	95
Tabla 5.3: Costos de inversión generador de vapor, mercado internacional	96
Tabla 5.4: Inversión total.	99
Tabla 5.5: Costos operación y mantenimiento planta CCP	100
Tabla B.1: Emisiones equivalentes de combustibles.	140
Tabla B.2: Tipo de tecnología y participación en el SING.	140
Tabla B.3: Cálculo de factor de emisión de operación.	141

Tabla B.4 Generación eléctrica de plantas recientes SING.....	141
Tabla B.5: Cálculo Factor emisión de operación	142

NOMENCLATURA Y ABREVIACIONES

A_z	: Ángulo de apertura de Azimut	T	: Temperatura.
β	: Ángulo de inclinación Colector.	Ton	: Tonelada.
x_i	: Calidad de vapor	v_i	: Velocidad específica.
Q_{TC}	: Calor absorbido por intercambiadores.	v	: Velocidad.
$Q_{condensador}$: Calor rechazado por condensador.	W_{bomba}	: Trabajo bomba
\$: Dólares.	$W_{turbina}$: Trabajo turbina
h	: Entalpía.	W_{neto}	: Trabajo neto.
s_i	: Entropía.	W	: Watt.
€	: Euro.		
m	: Flujo másico.		
°C	: Grados Celsius.		
K	: Grados Kelvin		
HTF	: HEAT transfer fluid		
kcal	: Kilocaloría.		
kg	: Kilogramo.		
kJ	: Kilojoule.		
km	: Kilómetros		
kW (e)	: Kilowatt eléctrico.		
kWh	: Kilowatt hora.		
kW (t)	: Kilowatt térmico.		
mm	: Milímetros.		
l	: Litros		
MW (t)	: Megawatt térmico.		
MPa	: Mega pascal		
m	: Metros		
MMBtu	: Millones de unidades térmicas Británicas.		
CLP	: Peso chileno.		
p_i	: Presión.		
η	: Rendimiento		
S	: Segundo.		
SING	: Sistema interconectado del norte grande.		

INTRODUCCIÓN

A medida que avanza el tiempo, la demanda global de energía ha aumentado de manera constante, en consecuencia a diversos factores como la modernización, el aumento de la población y urbanización. La dependencia de combustibles fósiles como el gas natural, carbón y petróleo (80%)¹ han traído graves consecuencias ambientales, tales como el efecto invernadero.

En los últimos años, se ha tomado conciencia de la dependencia energética que se ha adquirido con los combustibles fósiles en el desarrollo industrial, obligando a mantenerse permanentemente actualizado acerca de las tendencias y aplicaciones en la búsqueda de nuevas fuentes que aseguren el suministro energético del planeta. Es por eso que se busca fomentar el uso de las energías renovables no convencionales (ERNC), correspondientes exclusivamente del aprovechamiento de recursos naturales renovables, y a la vez surgen como una alternativa limpia, inagotable y amigable con el medio ambiente que puede complementar los actuales sistemas de generación de energía. Su desarrollo tecnológico es todavía incipiente y se caracteriza por utilizar mecanismos de generación con escaso impacto ambiental. En cuanto a su participación y penetración en el mercado mundial está centrada especialmente en la producción de electricidad sujeta al nivel de crecimiento de los países, con relación directa en cuanto a los avances tecnológicos y económicos que posean. Entre las energías renovables no convencionales más utilizadas actualmente son la energía nuclear, energía solar, energía geotérmica, la energía química, la energía eólica y la energía de la biomasa.

Las energías renovables tienen su origen en la energía solar, a través del aprovechamiento indirecto de la energía aportada por el sol, como es el caso de la energía eólica, geotérmica, mareomotriz e incluso la biomasa. De forma específica la radiación solar ofrece varias formas de recuperación energética, es decir, una forma pasiva y otra activa, ya sea como vía de calentamiento para reemplazar el consumo de energías convencionales en viviendas, como también para producción de electricidad.

Una característica de la energía solar activa es su uso en diferentes aplicaciones de acuerdo a la temperatura de trabajo, el tipo de tecnología a utilizar y su nivel de desarrollo, como es el caso de los colectores de placa plana y fresnel para bajas temperatura, siendo los más utilizados los de tipo

¹ Communication from the commission to the council and the European parliament. Brussels, 2004.

cilindro-parabólico para temperaturas medias a partir de los 80 °C debido a su alta eficiencia en comparación a los anteriormente mencionados. Además, para temperaturas altas se precisa mayor cantidad de radiación solar y, por lo tanto una mayor concentración de ésta, así como la utilización de nuevos elementos para conseguirlo como es el caso de receptores torre central y discos parabólicos.

La tecnología de concentración más ampliamente utilizada en los últimos años ha sido aquella que usa colectores cilindro-parabólico (CCP), debido a la alta eficiencia global que se obtiene en el ciclo térmico de potencia, por efecto de su mayor capacidad de concentración solar que permite obtener vapor sobrecalentado a mayor temperatura. Dicha tecnología es de gran importancia en plantas de generación eléctrica y una de las más ideales para aprovechar el calor producido por la concentración de luz solar en procesos industriales que requieren un fluido de trabajo a temperatura de tipo media a alta, como por ejemplo en procesos de secado de lodos en una planta de tratamiento de aguas servidas. Los diferentes procesos para el secado de lodos van desde el espesamiento, digestión hasta el secado o deshidratación, este último se realiza a través de dos procesos: Uno de deshidratación mecánica y otro de secado térmico.

En Chile existe un variado número de plantas de tratamiento de aguas servidas, de las cuales un 20%² utiliza la digestión anaeróbica para la estabilización de lodos, ambientada a plantas de un mayor tamaño, debido a los menores costos operacionales y al atractivo de la generación del metano como biocombustible.

En diferentes países de la unión europea, acotándose a la necesidad de buscar como disponer finalmente de los lodos generados, se ha impulsado el proceso de secado térmico, consistente en la aplicación de calor para la evaporación de gran parte del agua contenida en estos lodos. Las ventajas de este tipo de proceso, es que al reducirse el volumen de los fangos generados, se consigue una mejor disposición final de los mismos, además de que pueden ser valorizados energéticamente como fertilizante y como combustible en determinados procesos industriales.

De una manera de suplir los costos energéticos de este tipo de proceso, se ha recurrido a satisfacer las necesidades de energía mecánica y térmica, a partir del gas generado en el proceso de digestión (Biogás).

² Tratamiento de las aguas servidas: Situación en Chile, ACHS.

En Chile, la disponibilidad final de los lodos estabilizados se destinan principalmente en rellenos sanitarios, juntos a residuos domiciliarios o en un relleno exclusivo (denominado monofill) que es la alternativa más usada por las grandes PTAS. Estos tipos de alternativas de disposición de lodos, se espera que cambie en un futuro, debido al gran potencial energético y económico, a través del compostaje y secado térmico para la valorización y disposición final de los lodos provenientes del tratamiento de las aguas servidas.

La tecnología propuesta para el secado térmico de lodos, es de un secador de cinta, el cual se caracteriza por ser de convección indirecta, cuya fuente energética es proporcionada por un sistema de cogeneración.

Este trabajo postula utilizar una planta termosolar para el reemplazo de un sistema de cogeneración en base a gas natural equivalente a 648 kW (t) de flujo de calor, con tal de reducir costos de dicho proceso en una planta de tratamiento de aguas servidas. Como requerimiento energético se considera un sistema de secado de lodos del tipo cinta modelo DORSET KSD15/2D, el cual tiene una demanda térmica de 1 MW. Para el desarrollo del tema se describe brevemente la planta de tratamiento de aguas servidas dando énfasis al secado térmico de lodos y a la tecnología solar de colectores cilíndricos parabólicos (CCP). Además de realizar un análisis técnico y económico que respalde su implementación.

OBJETIVOS

Objetivo General

- Realizar un estudio técnico y económico para la sustitución de un sistema de cogeneración a base de gas natural, por uno en base a energía solar, cuyo flujo de calor (648 kW (t)) es utilizada en el proceso de secado de lodos de una planta de tratamiento de aguas servidas.

Objetivos Específicos

- Describir el funcionamiento de una estación depuradora de aguas servidas.
- Diseñar una instalación solar de 648 kW (t) integrado a otro en base a biogás, que permita suplir los requerimientos energéticos del proceso de secado de lodos
- Analizar la factibilidad técnica-económica del diseño propuesto.

CAPÍTULO 1

ANTECEDENTES GENERALES

1.1 Planta de Tratamiento de Aguas Servidas

Las Plantas de tratamiento de aguas servidas (PTAS) están dedicadas a la depuración de aguas residuales, cuya función básica es recoger las aguas de una población o industria, con tal de reducir su contaminación mediante ciertos tratamientos y procesos, para que posteriormente puedan ser reutilizadas o vertidas al medio natural.

En el tratamiento de aguas residuales se pueden distinguir cuatro etapas que comprenden procesos químicos, físicos y biológicos:

- Pretratamiento, destinado a la eliminación de residuos fácilmente separables como sólidos grandes, arenas y grasas, en algunos casos se realiza un proceso de pre-aireación.
- Tratamiento primario, en donde se eliminan parte de los sólidos a través de procesos de sedimentación y tamizado.
- Tratamiento secundario, destinado a la eliminación de la materia orgánica por medio de procesos biológicos aerobios y anaerobios, en los cuales la materia orgánica es metabolizada por diferentes cepas bacterianas junto con procesos de tipo físico-químicos (floculación) para reducir la mayor parte de la DBO.³.
- Tratamiento terciario o avanzado: Está dirigido a la reducción final de la DBO, metales pesados y/o contaminantes químicos específicos y la eliminación de patógenos y parásitos, con el objetivo de tener una mayor calidad del agua.
- A todos los procesos mencionados se le suma una línea de tratamiento de lodos con el objetivo de estabilizarlos y reducir su volumen para su posterior valorización energética.

Una manera de reducir el consumo energético en las plantas de tratamiento de aguas servidas, es a través de la digestión anaeróbica. Este tipo de proceso, se da en plantas de tamaño medio y grande para producir a través de digestores gas metano denominado como “biogás”, el cual es utilizado para satisfacer las necesidades energéticas de la planta, y a la vez un ingreso económico a través de su venta.

³ Demanda biológica de oxígeno: Parámetro que mide la cantidad de oxígeno consumido al degradar la materia orgánica de una muestra líquida.

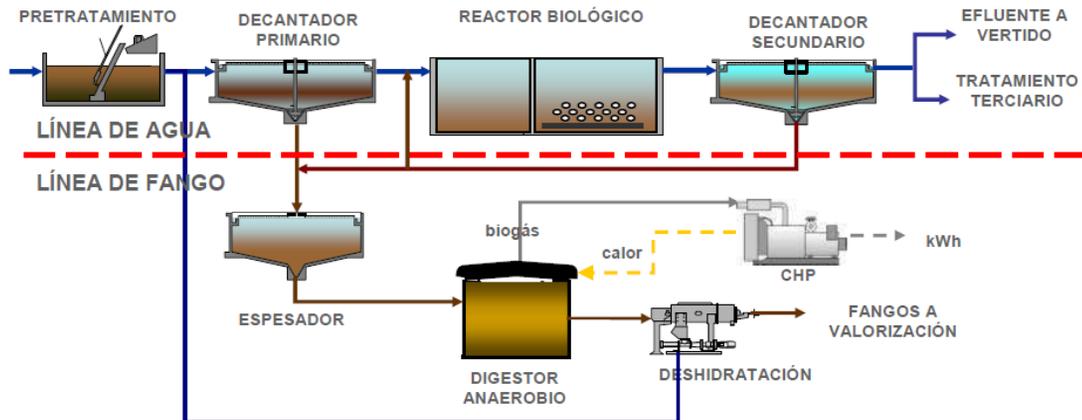


Figura 1.1: Esquema general de una PTAS [1]

A. Tratamiento de lodos

La línea de lodos, pretende reducir el volumen de lodos (deshidratación) y la DBO del agua, recuperar algunos de sus componentes o acondicionarlos para su valorización (compostaje, gasificación, biometanización).

Para realizar este proceso se realizan distintos procedimientos:

- **Espesamiento:** Se elimina parcialmente el agua contenida en los lodos primarios y secundarios, aumentando la concentración de sólidos y reducir su volumen para posteriores procesos.
- **Digestión:** Los digestores estabilizan los lodos para que la materia orgánica residual resultante sea lo más inocua posible para el medioambiente. En la digestión anaerobia se extrae el potencial energético en forma de biogás.
- **Deshidratación:** Proceso termo mecánico de secado que permite obtener lodos con 22% a 27% de humedad. Este punto se tratará con mayor énfasis posteriormente.

B. Producción de biogás

La producción de biogás se genera a partir de la digestión anaeróbica de los lodos primarios de las plantas de tratamiento de aguas servidas. El proceso de digestión anaeróbica⁴ produce de 400 a 700 litros de gas por cada kilogramo de materia volátil destruida, según sean las características del lodo.

El biogás del digestor posee un poder calorífico aproximado de 4.500 a 5.600 kcal/m³ el cual está determinado por la concentración de metano (8.500 kcal/m³).

El procedimiento empieza en los digestores a los cuales se les aplica temperatura mediante calderas o intercambiadores de calor, para poder reducir la materia orgánica de los lodos y extraerla en forma de biocombustible (biogás).

Las variaciones de producción de gas en los digestores se amortiguan mediante depósitos de almacenamiento (gasómetros), que pueden ser de diversos tipos: De baja, media o alta presión.

La figura 1.2 muestra las diferentes formas en que puede ser valorizado el biogás producido por la PTAS.

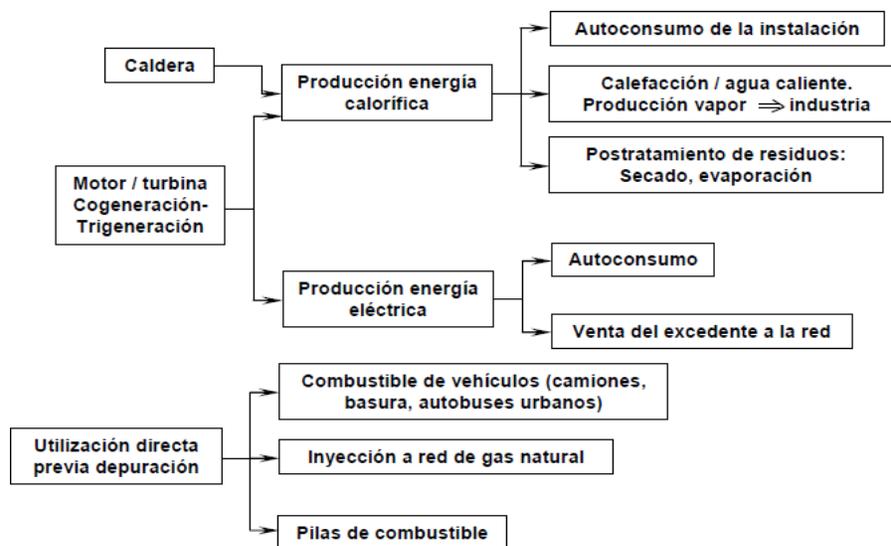


Figura 1.2: Usos del biogás [1]

⁴ Proceso en el cual microorganismos descomponen material biodegradable en ausencia de oxígeno.

1.2 Secado de lodos

La deshidratación y secado son operaciones mecánicas utilizadas para reducir el contenido de humedad del lodo, de manera que pueda manipularse como un semisólido en vez de líquido.

Los lodos salen de la PTAS con un contenido de materia seca que oscila entre el 3% y el 6%. Por lo tanto, es de vital importancia conducirlos a la planta de deshidratación para disminuir su cantidad de humedad. Finalmente, si es necesario, se pasa a la etapa de secado térmico para incrementar el contenido de materia seca hasta el 85%-90%. El secado es una operación básica de proceso industrial, por la cual se extrae el agua de la materia húmeda (en este caso del lodo de PTAS) de manera que la humedad final sea del 10%-15%.

En resumen, los dos grandes sistemas de eliminación de agua en los lodos son:

- Deshidratación mecánica
- Secado Térmico

A. Deshidratación mecánica

La línea de deshidratado, extrae del lodo una importante cantidad de agua, hasta llegar a un porcentaje de materia seca del orden del 22%-27%. Los métodos comúnmente utilizados para deshidratar el lodo son la filtración en vacío, filtración a presión, extensión sobre eras de secado y el centrifugado. La elección sobre estos métodos depende de las características del lodo, del método de eliminación final, de la disponibilidad del terreno y de la economía obtenible.

- **Filtración en vacío:** A través de un cilindro rotativo dentro de un tanque de lodos se retienen los sólidos con un medio poroso en la superficie de este, junto con una bomba de vacío que reduce el porcentaje de humedad. Posteriormente se descarga a una cinta transportadora.
- **Filtración a presión:** Los lodos circulan siendo comprimidos por una serie de filtros prensa, que consiste en una serie de placas rectangulares ranuradas, las cuales son colocadas una frente a otra

en posición vertical con telas filtrantes dispuestas en prensas hidráulicas o tornillos accionados mecánicamente.

- **Centrifugado:** Por medio de centrífugas el lodo se introduce a caudal constante, separándose en una torta densa que contiene los sólidos y una corriente que contiene los sólidos finos de poca densidad, los cuales retornan a un proceso de reutilización. El contenido de humedad de los lodos salientes es aproximadamente del 75% al 80%.
- **Eras de secado:** A partir de una capa de arena y grava, un lecho de arena y un tubo de drenaje, se depositan los lodos reduciendo el contenido en humedad.

B. Secado térmico

Los lodos de una PTAS contienen cuatro tipos de agua (libre, capilar, coloidal e intracelular) como se muestra en la figura 1.3. En el proceso de secado, para la eliminación del agua libre (la separación de la gran cantidad de agua que acompaña a la materia sólida) basta con el espesado, obteniendo un porcentaje de materia seca 4%-5%.

Para la extracción de parte del agua capilar junto con la coloidal, es suficiente la deshidratación mediante fuerzas mecánicas en filtros o centrifugas, con lo que se puede llegar a un contenido de materia seca del 20%-40%.

El agua intracelular y molecular es más difícil de extraer. En consecuencia, los procesos de secado para obtener porcentajes de materia sólida seca entre un 80%-90% requieren mayor energía y altas temperaturas.

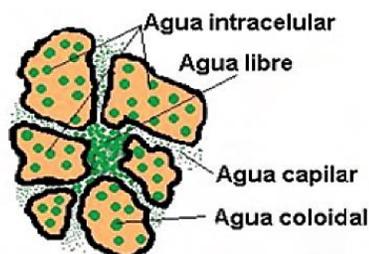


Figura 1.3: Estructura de un lodo de PTAS [1]

Al efectuarse el proceso de secado térmico se experimentan diferentes cambios en cuanto a la estructura del lodo las cuales se detallan en la tabla 1.1.

Tabla 1.1: Etapas durante el proceso de secado térmico [2]

Etapa	% Materia Seca	Características
Ebullición libre	Hasta 40	Estructura y circulación de lodo estable.
Plástica	40 a 60	Lodo muy pegajoso, se apelmaza y bloquea los sistemas de desplazamiento al interior del secadero.
Granular	60 a 80	Se forman gránulos, sigue siendo pegajoso.
De Endurecimiento	A partir de 80	Se endurece alcanzando su dureza final. Si no es conducido convenientemente se produce polvo debido al desgaste

Por otra parte, los mayores consumos de energía necesaria para el proceso de secado térmico, se observan cuando se atraviesa la fase plástica o “pastosa” como se muestra en la figura 1.4 en función del porcentaje de materia seca (MS) del lodo.

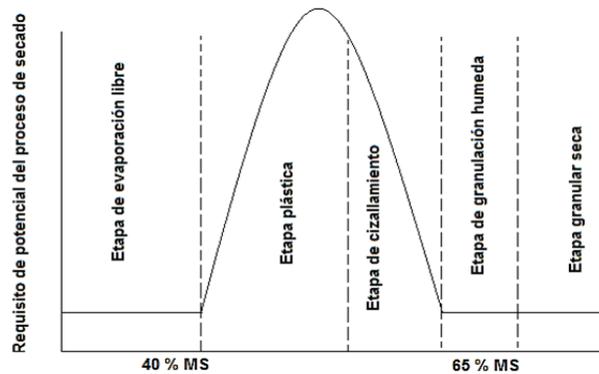


Figura 1.4 : Cambios de humedad según energía necesaria de secado [2]

El secado térmico es necesario debido a que no es un proceso final, sino un proceso intermedio permitiendo reducir el volumen de los lodos, además de concentrar la materia orgánica para su posterior valorización junto con estabilización y pasterización según la normativa ambiental para poder ser devueltos al ambiente en el caso que el secado sea completo (fracción de sólidos > 90%).

Desde el punto de vista de la valorización de los lodos después del secado, posee la ventaja de poder almacenarse por largos periodos de tiempo y poder ser transportado a largas distancias. Los lodos se pueden valorizar como fertilizantes para uso agrícola o como un biocombustible llamado “combustible verde”.

En cuanto a la calidad de las partículas secas, toma gran importancia las características físicas del producto según su dureza, densidad a granel y el tamaño a la hora de la valorización, es necesario que contengan una cantidad mínima de polvo producido en la etapa de endurecimiento, ya que el polvo es explosivo al contener materia orgánica causando riesgos en su almacenamiento por ignición e incendio, además de producir un impacto negativo en la salud de las personas que lo manipulan como al medioambiente, en caso de tener una alta concentración de polvo.

Por lo tanto, el producto final debe ser lo suficientemente duro para facilitar la manipulación, el transporte junto con evitar los excesivos niveles de polvo.

C. Tipos de sistemas de secado térmico

Hay una amplia variedad de criterios para lo que es la clasificación de los sistemas de secado térmico resumiendo los principales a continuación:

1. En función de la transición de la fase pastosa:

- a) En fase pastosa: El problema de estos sistemas es que el lodo se apelmaza, bloqueando los sistemas de desplazamiento a ser forzada a atravesar la fase pastosa (sequedad 50%) mientras se produce el secado. Lo que hace que se genere una fracción elevada de polvo que excede el 80% a la salida del secadero. Los secaderos que trabajan con este sistema son los de cinta o banda y los de capa fina.
- b) Con recirculación de lodo seco: Los problemas de la fase pastosa se evitan con la mezcla de lodo seco y lodo húmedo antes de introducirse al secadero, el problema es que se produce un cambio físico del lodo seco, junto con problemas de desgaste y consumo energético. Los secaderos de tambor rotativos, de bandeja, de disco y algunos de lecho fluido trabajan con este tipo de sistema.

- c) Con acondicionamiento previo: Estos sistemas se caracterizan, porque antes del secado el lodo es sometido a procesos previos de acondicionamiento como la extrusión, granulación o atomización. Este acondicionamiento de los lodos se da en algunos secaderos de lecho fluido.

2. Según transferencia de calor:

- a) Secado por convección o directo: Estos sistemas se caracterizan debido a que el lodo es secado por contacto directo con una corriente de aire o fluido caliente. Se utiliza un gran caudal en un sistema de ciclo cerrado para la protección ambiental y el control de emisiones de gases, además de no expulsar el fluido calor portador al exterior (secadores ecológicos), tal como se muestra en la figura 1.5.

La ventaja de estos tipos de secaderos es su bajo costo de inversión, pero requieren la recirculación de grandes flujos de aire con el consecuente gasto energético. Secaderos de tambor rotativos, cinta y los de lecho fluido trabajan con este sistema.

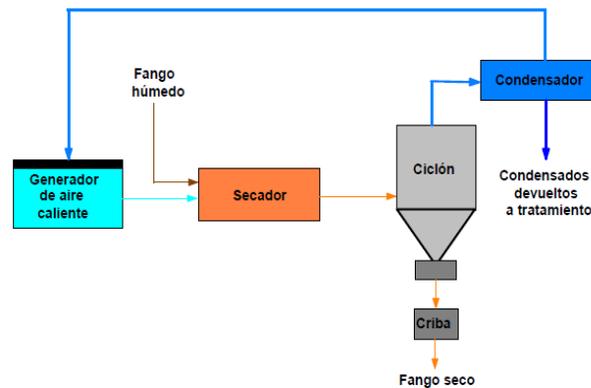


Figura 1.5: Esquema de secadero de convección directa en circuito cerrado [2]

- b) Secado por conducción o indirecto: Lo que caracteriza a estos secadores es que no existe contacto entre el termofluido y el lodo, el cual puede ser vapor o aceite térmico dado que, la transferencia de calor se produce a través de una superficie metálica.

Sus dos principales ventajas son la reducción de olores y riesgos de explosión. Los secadores que trabajan con este sistema son los de bandeja y de disco.

- c) Secadores mixtos: Estos secadores combinan los sistemas directo e indirecto, y poseen características similares a los directos. Los secadores de capa fina son los que utilizan este sistema.
- d) Secado/granulación en un solo paso o separados: Estos sistemas se caracterizan por poseer un sistema de granulación para reducir la cantidad de polvo en el producto, secando y granulando en un solo paso a través de la recirculación de lodo seco en el proceso de secado. Los secadores de tambor, de bandeja y de lecho fluido pueden secar y granular en un solo paso.
- e) Secado parcial o secado completo: En este tipo de sistema de secado se pueden distinguir tres tipos de secadores:
- Secadores parciales con secado de lodos en materia seca hasta un 40%: La ventaja de estos secadores es que, como se evita la fase pastosa (sequedad al 50%) son considerados para aumentar la valorización del lodo en sistemas de incineración de lecho fluido para su posterior combustión.
 - Secadores parciales con secado de lodo más allá de su fase pastosa: Son sistemas que obtienen sequedades entre el 65% y el 90% obteniendo un gran porcentaje de sólidos en el secado.
 - Secadores completos: Se caracterizan por obtener una sequedad mayor al 90% utilizando la recirculación de lodo para evitar la fase pastosa.
3. Según temperatura de secado:
- a) A alta temperatura: El lodo auto combustiona a temperaturas del orden de 800 °C a través de hornos especiales, obteniéndose ceniza y no lodo seco.
- b) A media temperatura: El lodo es sometido a temperaturas de 120 °C a 150 °C. El calor necesario para el secado se aporta por incineración de petróleo, gas u otro combustible.
- c) A baja temperatura: El lodo es expuesto en un túnel de secado continuo, a temperaturas límites de 70 °C, a través de fuente de calor como la energía solar y bombas de calor.

Las tablas 1.2 y 1.3 muestran la comparación entre los diferentes sistemas de secado, cuyas valorizaciones energéticas están centradas en la parte agronómica o energética.

Tabla 1.2: Comparación tipos de secadores de lodos [2]

	Principales Características	T (°C)	MS⁵ entrada (%)	MS salida (%)	Consumo energético Medio¹ Kcal/kg h₂O
Secador de capa fina o mixto	Secado parcial (2/3) por contacto con una camisa calefaccionada, y parcial (1/3) por convección con aire precalentado que circula por el interior del tambor	200-270	> 5	90-95	700-1000
Secador de lecho fluido	Secado por convección, donde la corriente de gas caliente es el recipiente de secado, manteniendo el lodo en suspensión en su seno.	80-100	> 25	95	750
Secador de tambor por convección	Calor transferido por una corriente de aire precalentado, en contacto directo con el lodo	300-500	> 20	90-95	750
Secador por conducción rotativo	Tambor horizontal en cuyo interior giran discos calentados interiormente por un fluido térmico. Avance del lodo gracias a deflectores en discos y tambor.	100-130	> 20	90-95	750
Secador vertical de bandejas	El lodo cae por sucesivas bandejas metálicas calentadas interiormente, Se calienta sólo por conducción.	100-130	> 20	90-95	750
Secador de cinta o banda	El lodo se extrusiona y deposita sobre una cinta perforada, expuesta a una corriente de aire caliente que incide perpendicularmente.	55-70	> 25	85	350

(1) Consumo eléctrico y térmico convencional

⁵ Masa seca

Tabla 1.3: Ventajas y desventajas de los tipos de secadores [2]

	Ventajas	Desventajas
Secador de capa fina o mixto	Tiempo de residencia secadero corto (2-3 min). No necesita recirculación de lodo seco (2). Seguro y de fácil control. Arranque y paradas rápidas.	Poco sensible a la variación de humedad de entrada. Poco automatizado. Problema de desgaste de materiales.
Secador de lecho fluido	Se puede trabajar con un circuito cerrado de aire (menos problemas de emisiones y de seguridad). Lodo seco muy homogéneo. Reducido mantenimiento. No existen partes móviles.	Alto consumo eléctrico de soplantes. Necesidad alta uniformidad en alimentación. Sistema muy sofisticado (costos elevados) Necesario recircular lodo seco en algunos casos (2) Problemas de abrasión.
Secador de tambor por convección	No excesiva complejidad técnica Tecnología desarrollada, en otras aplicaciones industriales Paradas y arranques rápidos	Generación de mucho aire contaminado a tratar. Problemas de seguridad y riesgo de incendios y explosiones. Necesidad de recircular lodo seco (2)
Secador por conducción rotativo	Menor generación de aire contaminado a tratar. Menos problemas de seguridad que en convección.	Más complejo por el circuito de fluido térmico y el mecanismo de limpieza. Desgaste de materiales. Necesidad de recircular lodo seco (2). Arranque complicado y largo. Depende condiciones reo-lógicas lodo para transporte.
Secador vertical de bandejas	Menor generación de aire contaminado a tratar. Menos problemas de seguridad que en convección.	Mayor complejidad por circuito de fluido y el mecanismo de limpieza. Necesidad de recircular lodo seco (2) Riesgo de pegado en superficie de bandejas. Gran inercia térmica: Poco flexible. Gran tamaño
Secador de cinta o banda	Poca complejidad técnica. Menor consumo energía. No necesita recirculación de lodo seco (2) Intrínsecamente seguro. Bajos costos.	Generación de gran cantidad de aire contaminado a tratar. Uso poco extendido

(2) En ocasiones, es necesario salvar la fase pastosa del lodo (50% MS), por lo que en el secador ha de introducirse un lodo más seco que el deshidratado.

D. Secado por Convección

Entre los sistemas más utilizados en procesos de secado, están los convectivos, caracterizados por ser simples y flexibles. A continuación, son descritas algunas ventajas y desventajas principales.

Ventajas:

- Tecnología ampliamente utilizada en aplicaciones industriales y sin mayor complejidad técnica.
- Sus costos de mantenimiento son menores en relación con otros secadores.
- El producto final se caracteriza por tener una estructura granulada y con una baja concentración de polvo, lo que facilita su almacenamiento y transporte.

Desventajas

- Como consecuencia del caudal de aire elevado se generan una gran cantidad de vapores a depurar.
- Existe una pérdida de rendimiento energético en los gases expulsados por la chimenea.
- Presenta un alto contenido de oxígeno del fluido calefactor, aumentando el riesgo de incendios y explosiones.

Para comprender mejor este tipo de sistema de secado, la figura 1.6 muestra un esquema de bloques de una planta de secado por convección pura.

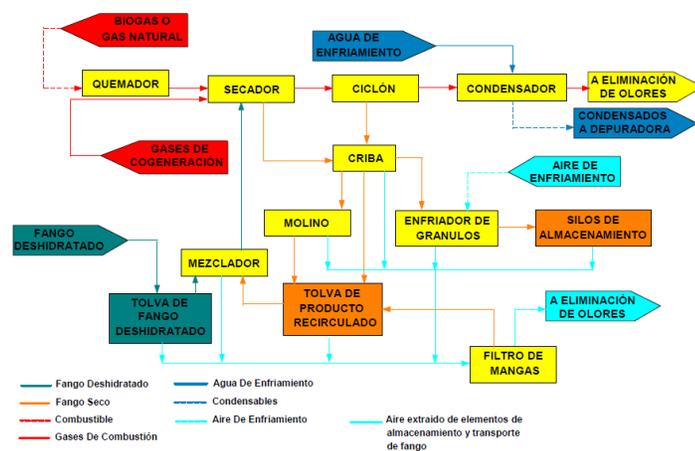


Figura 1.6: Diagrama de bloques secadero por convección [2]

Los elementos que caracterizan a este sistema son:

- a) Sistema de alimentación de lodo: Se compone por una tolva de lodo deshidratado y otra de producto recirculado seco suministrado a través de un mezclador.
- b) Sistema de producción de fluido caliente: El medio calefactor puede ser generalmente tanto de un quemador o los gases de un motor de cogeneración alimentado por biogás o gas natural.
- c) Sistema de secado: Se realiza la deshidratación debido al contacto de los gases calientes con la mezcla de lodos por un extremo, y posteriormente sale una corriente de aire que contiene el vapor de agua extraído junto con partículas de lodo seco.
- d) Sistema de separación del producto: Mediante un ciclón se extraen las partículas sólidas y el vapor de agua.
- e) Sistema de tratamiento de gases: A través de un condensador se separa el agua evaporada del lodo de la corriente de gases.
- f) Sistema de cribado del producto: Se compone por un molino y un clasificador que se encargan de separar las partículas sólidas en función de su tamaño, recirculándolas o llevándolas a un molino.
- g) Sistema de enfriamiento del producto: Se enfría el producto antes de ser almacenado, a su vez el aire utilizado junto con el aire extraído en el proceso se lleva a un filtro de mangas para separar las partículas.

En el mercado existen diferentes tipos de tecnologías las cuales utilizan esta solución a las desventajas de los secadores de convección, como lo son la tecnología SERNAGIOTTO, SWISS COMBI Y ANDRITZ, de las cuales esta última es en la que se centra el presente estudio debido a su bajo consumo de energía térmica. Dicha tecnología, contempla un circuito cerrado que impide la fuga de gases contaminantes al medioambiente, junto con proporcionar un alto contenido de sólido seco mayor al 92%, con una estructura física del producto que facilita su manipulación, almacenaje y

transporte para su posterior valorización como biocombustible, fertilizante o depositado en un vertido controlado.

La tecnología Andritz proporciona dos alternativas para el secado térmico: Sistema directo e Indirecto. El primero utiliza directamente los gases de escape provenientes de motores, turbinas a gas u otra fuente de energía para el secado de lodo. Mientras el segundo, utiliza un sistema secundario de intercambio de calor (gas-agua-aire).

La alternativa más favorable para el secado térmico es el sistema indirecto, debido a que se caracteriza por utilizar una baja temperatura (65 °C a 70 °C) para el secado de productos y a la vez permite variadas posibilidades de aporte energético (Bomba de calor, agua caliente, sistemas mixtos y cogeneración). La mayoría de las tecnologías mencionadas anteriormente, se engloban dentro del grupo de secado térmico a media temperatura. Sin embargo, el secador de cinta o de banda trabaja a baja temperatura, utilizando un sistema indirecto para su funcionamiento. Las principales ventajas de este sistema de secado de cinta son:

- No se emiten gases ni polvos a la atmósfera, junto con la nula producción de olores.
- Bajo coste energético
- Nulo riesgo de incendio o explosión en instalaciones.
- El único residuo del proceso es agua, con mínimos arrastres de partículas.
- Presentación óptima del producto, facilitando su gestión y valorización.
- Fácil mantenimiento y posibilidad de adaptación a los cambios de tarifas eléctricas.

La figura 1.7 muestra un diagrama de bloques de una planta de secado térmico que funciona a baja temperatura, basada en el funcionamiento de un túnel de secado, el cual no necesita recirculación del producto seco, para evitar problemas durante el paso por la fase plástica cuando la sequedad inicial es mayor al 25%, debido a su sistema de conformado y alimentación (figura 1.8) simplificando instalaciones auxiliares necesarias y evitando la formación de polvo.

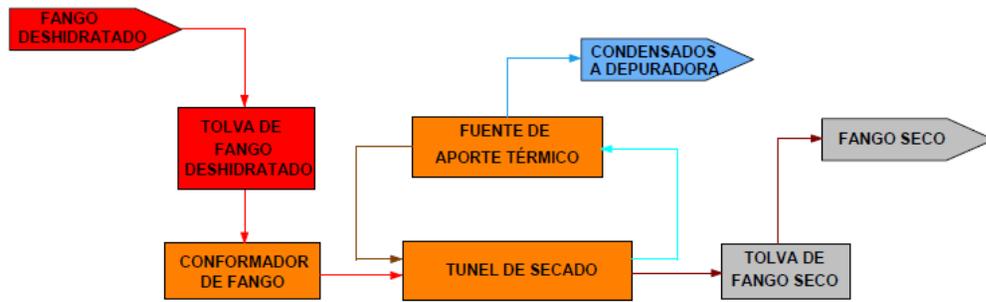


Figura 1.7: Diagrama de bloques secado indirecto [2]

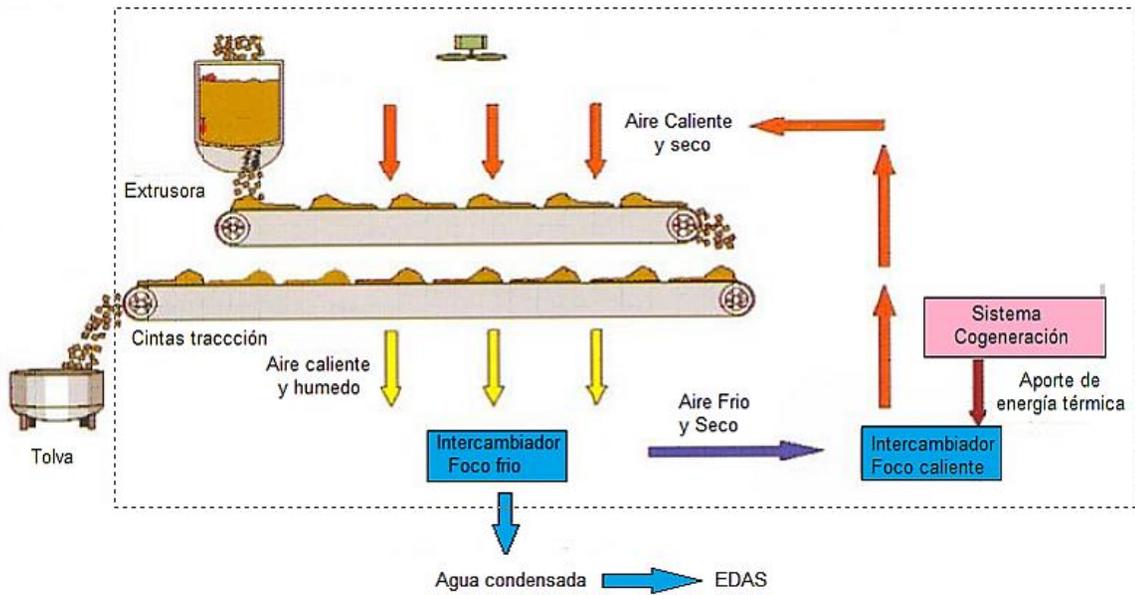


Figura 1.8: Elementos túnel de secado térmico [2]

1.3 Cogeneración

La cogeneración se describe como una tecnología de alta eficiencia en la producción de electricidad, permitiendo convertir la energía de un combustible en electricidad, además de aprovechar el calor generado. Estos sistemas son de gran éxito en el ámbito industrial debido a su alta eficiencia energética y ambiental, debido al ahorro de energía primaria como también en la reducción de gases de efecto invernadero, además de la contaminación térmica. De acuerdo a los rangos de producción

de electricidad, se denomina cogeneración a pequeña escala a la potencia inferior a 1 MW eléctrico y microgeneración cuando la potencia instalada es inferior a 50 kW eléctricos (Directiva 2004/8/CE, Parlamento europeo).

Las tecnologías de producción de electricidad más utilizadas en este sistema son el motor de combustión interna y la turbina a gas. La primera tecnología se basa en un ciclo Otto convirtiendo la energía química del combustible en energía eléctrica mediante un alternador acoplado a eje del motor, junto con la obtención de energía térmica a través de los gases de escape y agua caliente proveniente de los circuitos de refrigeración. La turbina a gas cumple las mismas funciones que el motor alternativo, pero se diferencia en el funcionamiento mediante un ciclo Brayton, obteniendo la electricidad por un alternador o reductor acoplado al eje de la turbina.

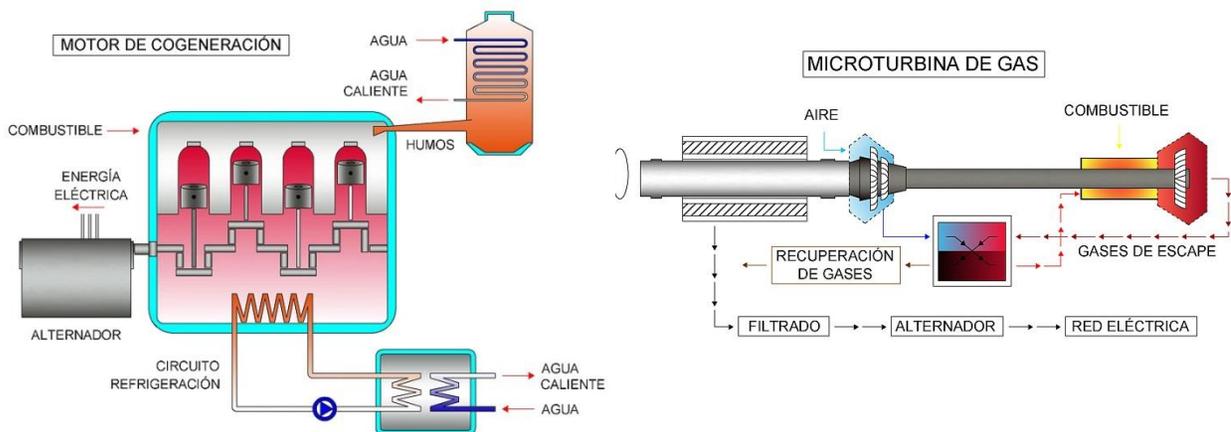


Figura 1.9: Esquema motor de cogeneración y turbina a gas [3]

A. Cogeneración aplicada al secado térmico

El secado térmico es un proceso caro, por lo que una manera de mitigar los costos es a través del aporte de calor de bombas de calor o sistemas de cogeneración. La cogeneración con respecto al funcionamiento de las bombas de calor presenta las siguientes ventajas:

- Genera una producción simultánea de calor y electricidad a través de turbinas a gas o motores alternativos, estos últimos son los más utilizados, y aprovechados en caso de estudio para el funcionamiento de la estación depuradora.
- Si se genera un excedente de energía eléctrica en cuanto al consumo de la planta, es vendida a la red de distribución de electricidad.
- La planta presenta una independencia energética, la cual no depende de la red de distribución, debido a que la instalación de cogeneración provee de forma eficaz y segura en caso de interrupción del suministro eléctrico.

La cogeneración a través de motores alternativos de combustión interna presenta diferentes ventajas competitivas en relación a otros tipos de sistemas, principalmente es una tecnología probada y fiable, tiene una eficiencia eléctrica elevada, además los costos de inversión y mantenimiento son relativamente bajos. Sus rendimientos eléctricos medios son del 35% junto a una eficiencia global del 80% recuperando el calor producido por el circuito de refrigeración del motor y los gases de escape, transformándolo en energía térmica.

La funcionalidad de este tipo de cogeneración es generar energía mecánica, la cual es convertida en electricidad por un alternador y a su vez produce energía sobrante en forma de calor residual, producido por los gases de escape y los sistemas de refrigeración del motor como se muestra en la figura 1.10, los cuales son aprovechados para el secado térmico de lodos.

Respecto al calor residual aportado por los motores de cogeneración, la potencia térmica para el secado de lodos es suministrada mediante circuitos diferentes como:

- Circuito de agua de refrigeración de los motores de combustión: Se aprovecha el calor generado por el bloque del motor a través de un intercambiador intermedio destinado a un circuito de agua secundario.

- Circuitos de aprovechamiento de los gases de escape: La potencia térmica es aprovechada a través de un intercambiador primario el cual recibe los gases de escape, para luego transmitir la potencia térmica a un circuito de agua procedente del intercambiador intermedio.
- Circuito de agua caliente para la alimentación del túnel de secado térmico: Se transmite de manera conjunta la potencia térmica que es recuperada del circuito de refrigeración y la del intercambiador de los gases de escape hacia el túnel de secado.
- Circuitos auxiliares: Estos circuitos sirven para la alimentación de combustible de los motores y para la refrigeración de los gases de escape, antes de su entrada en los turbocompresores.

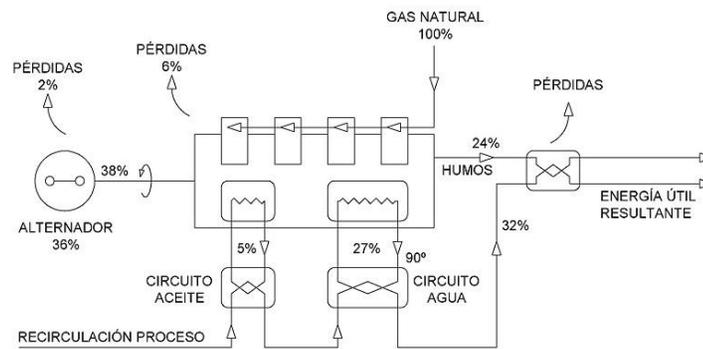


Figura 1.10 : Esquema principio de cogeneración con motor térmico [4]

1.4 Energía Solar

La energía solar se aplica directamente a través de dos formas, ya sea por acumulación de calor o por generación de electricidad, utilizando campos de espejos que apuntan hacia el sol concentrando la radiación en un elemento llamado receptor, el cual es diseñado para minimizar la pérdidas térmicas y a su vez transmitir el calor a un fluido calor portador que circula por su interior (agua, sales fundidas, aceite, gas). La funcionalidad de este fluido es refrigerar el receptor y trasladar el calor obtenido para ser utilizado en la planta en forma de ciclo termodinámico convencional, ya sea mediante turbinas de vapor o gas, o un motor Stirling para posteriormente producción de electricidad.

La energía solar térmica se aprovecha de formas: Pasiva y directa. El aprovechamiento pasivo trata en la modificación de la arquitectura de hogares y edificios para aprovechar el calor obtenido del sol, logrando así disminuir el consumo de energía convencional. Por otra parte el aprovechamiento activo

trata sobre la captación solar térmica en forma directa, a través de tres tipos de tecnologías: Baja temperatura (< 90°C), media temperatura (90 °C a 400 °C) y alta temperatura.

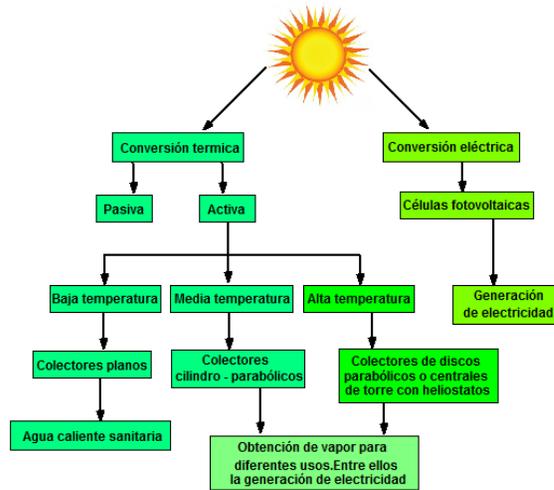


Figura 1.11: Aprovechamiento de energía solar según tecnologías [Elaboración propia]

1.4.1 Concentración de energía solar

La radiación solar está compuesta por dos tipos de radiación: Directa y difusa, diferenciándose en la dirección con la cual llega a la superficie terrestre. La radiación directa es aquella que proviene del sol sin desviaciones en su trayectoria, pudiendo concentrarse y reflejarse en una sola dirección de incidencia; en cambio, la difusa proviene de la atmosfera, por dispersión de parte de la radiación sobre ella.

Para concentrar la radiación se hace necesario utilizar sistemas de concentración solar de manera de conseguir que las temperaturas de trabajo sean mayores y aumentar la eficiencia de este sistema.

En la figura 1.12 se supone una radiación directa normal de 800 W/m^2 , temperatura ambiente $27 \text{ }^\circ\text{C}$ y un receptor que se comporta como cuerpo negro⁶ ($\alpha = \varepsilon = 1$). Se puede apreciar que la eficiencia del sistema está relacionada directamente con la temperatura del receptor y el índice de concentración (C). Para cada variación de concentración existirá una temperatura y eficiencia óptima. Se observa la limitante en el rendimiento debido al aumento de pérdidas a medida que aumenta la temperatura.

⁶ Es un objeto teórico o ideal que absorbe toda la luz y toda la energía radiante que incide sobre él.

Se denomina índice de concentración (C) a la relación entre el área del receptor y el área de apertura del concentrador que capta la radiación solar.

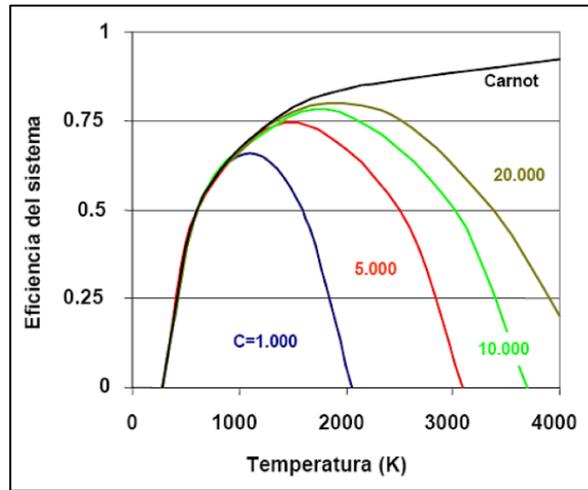


Figura 1.12: Eficiencia térmica de acuerdo a la temperatura de operación [5]

1.4.2 Tecnologías de concentración solar

Entre las tecnologías que convierten la radiación solar en energía térmica, de acuerdo a sus sistemas de seguimiento (un eje o dos ejes), son los colectores cilindro-parabólico (CCP), fresnel, torre central y disco parabólico respectivamente.

Los sistemas de seguimiento de un eje reúnen las tecnologías que poseen tipos de reflectores largos y estrechos, generalmente en un eje orientado de norte a sur de manera que puedan rotar siguiendo al sol durante el día, de este a oeste. Los colectores que funcionan con este tipo de sistema son los reflectores lineales fresnel y los CCP.

Por otra parte, en los sistemas de dos ejes, el seguimiento solar se realiza individualmente por cada colector, de manera de conseguir la posición exacta a la que debe estar el equipo a través de coordenadas determinadas por un computador, de manera que el colector se mueva en dos ejes y así obtener la mayor cantidad de energía radiante posible a lo largo del día. Los sistemas que utilizan este tipo de seguimiento son: Disco parabólico y torre central.

A. Concentradores lineales tipo fresnel

Consisten en un conjunto de reflectores casi planos que concentran la radiación solar en receptores lineales invertidos y elevados, en donde el agua que fluye por los receptores se convierte en vapor. Este sistema es de concentración lineal, similar a un canal parabólico, con la ventaja de su bajo costo en soporte estructural y reflectores, juntas fijas del fluido, un receptor separado del sistema de reflectores, y grandes longitudes focales que permiten utilizar espejos planos.

La eficiencia solar – eléctrica alcanzada por este tipo de planta está entre un 8% a 10% para un índice de concentración de entre 30 y 70.

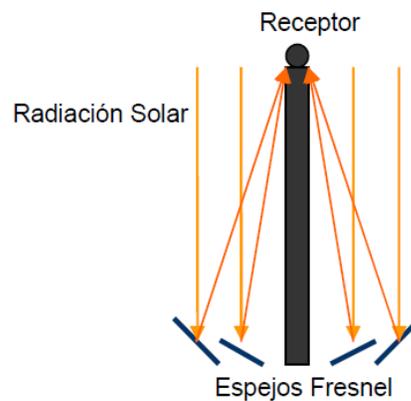


Figura 1.13: Colectores lineales de fresnel [6]

B. Colectores cilindro-parabólicos

En este tipo de plantas el campo solar lo constituyen filas paralelas de colectores cilindro-parabólicos (CCP), pudiendo cada fila albergar varios colectores conectados en serie. Cada colector está compuesto básicamente por un espejo cilindro-parabólico que refleja la radiación solar directa concentrándola sobre un tubo receptor colocado en la línea focal de la parábola, es decir, concentran la radiación solar en dos dimensiones. Estos tipos de sistemas tienen índices de concentración entre 70 a 100 y desarrollan potencias de 50 MW o superiores, operando de manera eficiente a temperaturas del orden de los 400 °C.

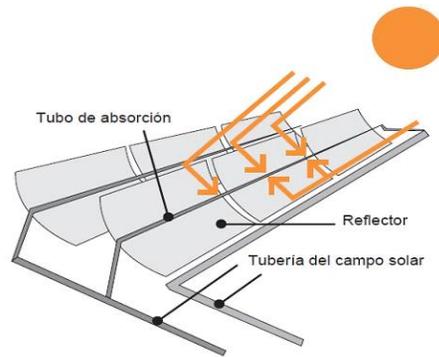


Figura 1.14: Colector cilindro-parabólico [6]

C. Torre central

Consisten en un campo de heliostatos (espejos) que siguen la posición del sol en todo momento (elevación y azimut) y orientan el rayo reflejado hacia el foco colocado en la parte superior de una torre.

El fluido de trabajo que circula por el receptor puede alcanzar temperaturas por encima de los 500 °C, por lo que se aumenta la complejidad en su operación en término de control de estabilidad de temperaturas. Los índices de concentración son de 200 a 1000 y las potencias unitarias de 10 MW a 200 MW.

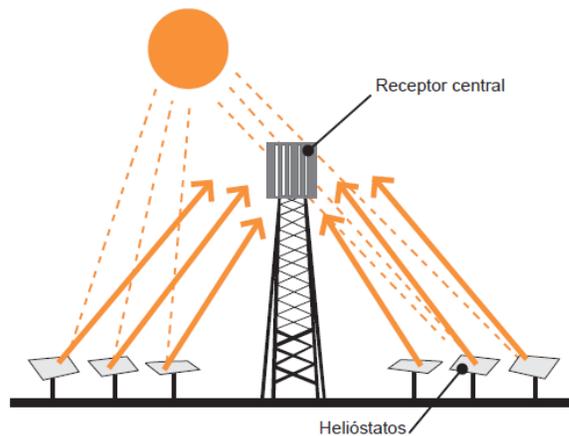


Figura 1.15: Torre central [6]

D. Disco parabólico

Son pequeñas unidades independientes formadas por un reflector con forma de paraboloide de revolución que concentra los rayos en el receptor situado en el foco del paraboloide y que, a su vez, integra el sistema de generación eléctrica basado en un motor Stirling. Una variante de este tipo de plantas son las que en lugar de un reflector dispone de varios reflectores de modo que el conjunto forma una estructura que se asemeja a un paraboloide de revolución.

La concentración se realiza en tres dimensiones e incluso se alcanzan mayores concentraciones, esto permite trabajar con temperaturas de operación aún más elevadas, por encima de los 700 °C.

La eficiencia solar – eléctrica alcanzadas por este tipo de planta son cercanas al 25% a índices de concentración entre 1000 y 5000.

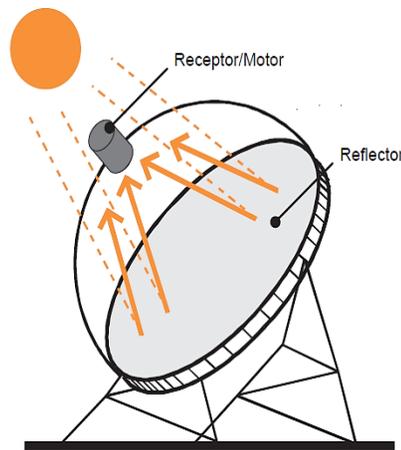


Figura 1.16: Disco parabólico [6]

E. Comparación de tecnologías de sistemas termosolares de concentración

En las tablas 1.4 y 1.5 se comparan las distintas tecnologías de concentración termosolar más utilizadas para la generación eléctrica.

Tabla 1.4: Ventajas y desventajas de tecnologías de concentración solar [6]

	Ventajas	Desventajas
Concentrador Lineal Fresnel	<p>Disponibilidad. Pueden adquirirse espejos planos y doblarse in situ, menos costos de fabricación. Posible operación Híbrida. Muy alta eficiencia solar Alrededor del mediodía solar.</p>	<p>Reciente entrada en el mercado, sólo hay pequeños proyectos operativos.</p>
Cilindro-Parabólicos	<p>Gran experiencia operativa; Temperatura operativa potencial de hasta 500 °C. Inversión y costos operativos probados comercialmente. Modularidad. Buen uso del terreno. La menor demanda de Materiales. Concepto híbrido Probado. Capacidad de almacenamiento.</p>	<p>El uso de medio de transferencia térmica a base de aceite restringe hoy las temperaturas operativas a 400 °C, por lo que se obtienen sólo moderadas calidades de vapor.</p>
Receptor Planta	<p>Perspectivas a medio plazo para grandes eficiencias de conversión, temperatura operativa potencial de más de 1000 °C. Almacenamiento a altas Temperaturas. Mejores para refrigeración en seco que los canales y Fresnel. Mejores opciones para usar en lugares no llanos.</p>	<p>Los valores anuales de rendimiento previstos, los costos de inversión y su operación necesitan pruebas a mayor escala en operaciones comerciales.</p>
Disco Parabólico	<p>Eficiencias de conversión muy altas – conversión solar pico a electricidad neta de más del 30%. Modularidad. Integra de la forma más efectiva el almacenamiento térmico en una planta grande. Experiencia operativa de primeros proyectos de demostración. Fácil fabricación y producción en serie de piezas disponibles. No requiere agua para refrigerar el ciclo.</p>	<p>No hay ejemplos de uso comercial a gran escala. Objetivos de costos previstos de producción en serie aún por probar Menor potencial de disponibilidad para integración a la red. Receptores híbridos aún en proceso de I+D.</p>

Tabla 1.5: Aplicaciones de las tecnologías de concentración solar [6]

	Concentrador Lineal Fresnel	Cilindro Parabólicos	Torre Central	Disco Parabólico
Aplicaciones	Plantas conectadas a la red, o generación de vapor para su uso en plantas térmicas convencionales. Máxima potencia por planta hasta la fecha: 5 MW en EE.UU., con 177 MW en proceso de desarrollo)	Plantas conectadas a la red eléctrica Máxima potencia por planta hasta la fecha: 80 MW. Potencia total construida: Más de 500 MW y más de 10 GW en desarrollo.	Plantas conectadas a la red eléctrica Máxima potencia por planta hasta la fecha: 20MW en construcción, Potencia total ~50MW con al menos 100 MW en desarrollo	Sistemas pequeños independientes, sin conexión a red o plantas más grandes de discos conectados a la red eléctrica. Máxima potencia por planta hasta la fecha: 140 kW.

1.5 Colectores cilindro-parabólicos

Un colector cilindro-parabólico (CCP) está constituido por una superficie reflectante tipo cilindro-parabólica, que refleja la radiación solar directa concentrándola en un receptor tubular situado en el foco de la parábola, por el cual circula un fluido térmico que transforma la energía térmica absorbida en forma de calor sensible. Por las características del receptor la concentración en el foco está en un rango de 30 a 100 veces la intensidad normal. Para que la radiación solar directa sea más útil por el colector, se realiza un sistema seguimiento continuo del sol durante el día según su trayectoria. Esta tecnología ha estado dominada por los colectores LS-2, LS-3, Solargenix y Eurothough.

A. Componentes de un colector cilindro-parabólico

Un colector cilindro-parabólico (CCP) está compuesto principalmente por los siguientes elementos básicos desde un punto de vista estructural:

- Reflector cilindro-parabólico

- Tubo absorbente o receptor
- Sistema de seguimiento solar
- Estructura soporte y cimentación

La figura 1.17 muestra el componente mencionado anteriormente y que son descritos a continuación:



Figura 1.17: Componentes de un CCP [7]

1) Reflector Cilindro-parabólico

Forma la parte reflectante del colector, ya que cumple la función de reflejar y concentrar la radiación que incide sobre la superficie solar hacia el tubo receptor. Se caracteriza por ser un espejo de tipo curvo en una de sus dimensiones con forma de parábola, concentrando la radiación solar que atraviesa por su plano de apertura sobre un tubo absorbedor situado en la línea focal del reflector. Para llevar a cabo la reflexión, se utilizan películas de plata o aluminio, las cuales son depositadas sobre un soporte que le da rigidez al reflector. Los medios de soporte comúnmente utilizados son las chapas metálicas, plástico o cristal.

2) Tubo absorbente o receptor

Es el componente esencial de un colector cilindro-parabólico, ya que influye directamente en el rendimiento global del colector pues es el encargado de convertir la luz solar concentrada en energía térmica que transporta el fluido calorífico. Consiste en un tubo absorbedor compuesto por dos tubos concéntricos, uno interior metálico por el cual circula fluido calorífico y otro exterior de cristal, con

el fin de disminuir las pérdidas por convección y aumentar su absorptividad a través de un vacío entre los tubos. El tubo metálico lleva un recubrimiento selectivo de alta absorptividad ($\sim 94\%$) y una baja emisividad de espectro infrarrojo ($\sim 15\%$) proporcionando un alto rendimiento térmico del receptor.

Por el interior del tubo circula un tipo de fluido de trabajo dependiendo de la temperatura máxima de operación. Si se desean temperaturas de agua moderadas ($< 200\text{ }^{\circ}\text{C}$), se puede utilizar como fluido de trabajo agua desmineralizada, o una mezcla de Etileno – Glicol y para aplicaciones que requieran temperaturas superiores ($200^{\circ}\text{C} < T < 450\text{ }^{\circ}\text{C}$), se utilizan aceites térmicos sintéticos para poder trabajar a menores presiones, favoreciendo al uso de materiales más económicos para la red de tuberías junto con la simplificación de la instalación y medidas de seguridad.

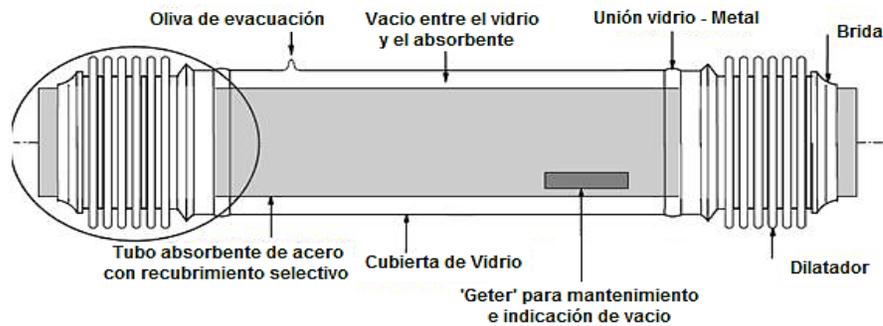


Figura 1.18: Tubo absorbente de un colector cilindro-parabólico [8]

3) Sistema de seguimiento del sol

Para poder concentrar la radiación solar sobre el receptor durante el día, se dispone de un sistema de seguimiento para la obtención de energía solar durante el mayor tiempo posible de acuerdo a la trayectoria del sol, para lograr un rendimiento máximo del colector. La rotación del CCP es a través de un mecanismo Hidráulico o electrónico, efectuando el movimiento alrededor de un eje fijo como se muestra en la figura 1.19. La rotación se activa por un mecanismo de accionamiento electrónico, el cual consta de un sensor constituido por dos fotocélulas las cuales accionan el movimiento cuando el sol no llega directamente, provocando en una de estas una zona de sombra, debido a esto se acciona un relé que pone en movimiento el colector.

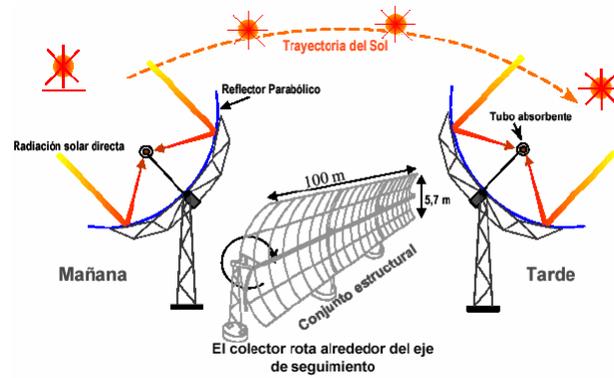


Figura 1.19 : Sistema de seguimiento solar conjunto reflector cilindro-parabólico [8]

En cuanto a la forma de giro de los colectores CCP, su instalación normalmente va de tal forma que su eje de giro quede orientado en dirección Este – Oeste o Norte – Sur. La diferencia en el posicionamiento está en las variaciones de energía térmica suministrada diariamente de acuerdo a las variaciones estacionales, ya que si bien un Colector orientado de Norte – Sur genera grandes cantidades de energía en verano que en invierno (hasta 3 veces mayor), depende de las condiciones atmosférica y latitud del lugar.

En cambio, de acuerdo a la orientación de Este – Oeste las variaciones de la energía incidente son bastante menores, teniendo un aporte térmico más estable durante el año a diferencia de la orientación anterior, difiriendo según la latitud del emplazamiento como se muestra en la figura 1.20.

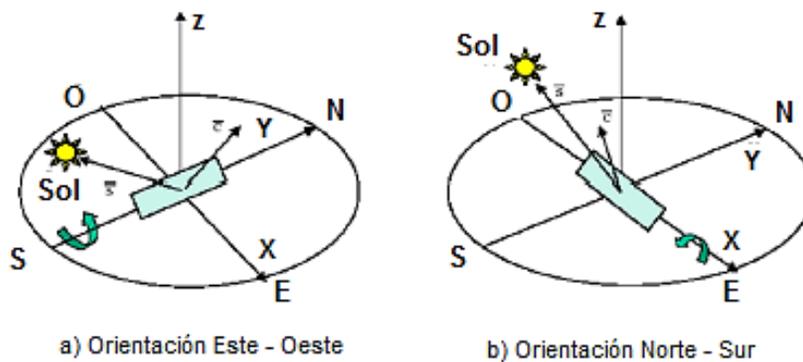


Figura 1.20: Orientaciones de seguimiento del sol [8]

4) Estructura soporte y cimentación

La funcionalidad principal de la estructura de un CCP es dar rigidez al conjunto de elementos que lo componen, además de actuar como interface junto con la cimentación del colector. En general las estructuras utilizadas en los CCPs son metálicas, al igual que los apoyos o pilares, teniendo como alternativa de instalación, montarlos de hormigón junto a la cimentación a través del método de pilotaje.

Por otro lado la cimentación soporta los captadores y los fija al suelo para que el conjunto estructural resista las cargas de diseño, en función de las dimensiones y características estructurales del captador (peso, cargas de viento, tipo de terreno de montaje). El material utilizado para realizar la cimentación es hormigón armado standard ajustado a las características, al tipo de terreno de montaje, siendo como alternativas tipos de zapatas individuales hasta pilotes con anclajes directos al suelo para colectores pequeños situados en el techo de un edificio.

1.5.1 Sistemas de almacenamiento energético.

Desde el punto de vista de la producción de energía eléctrica, de acuerdo a la influencia de la variabilidad de radiación solar se recurre a los sistemas de almacenamiento térmico, los cuales pueden almacenar la energía durante los periodos de baja demanda y utilizarlos en periodos de alta demanda, permitiendo al bloque de potencia trabajar de forma continua y prevenir los riesgos derivados de las citadas oscilaciones en la radiación solar directa.

A. Tipos de almacenamiento de energía

Los sistemas de almacenamiento de energía se basan en el intercambio de calor a través del calentamiento de un fluido frío que interactúa con el fluido térmico proveniente del campo de colectores solares. Existen variados sistemas de almacenamiento, siendo descritos brevemente a continuación, los más relevantes en cuanto al proyecto:

1) Almacenamiento en tanques.

El almacenamiento de la energía solar térmica se realiza por medio de tanques aislados térmicamente, que contienen un mismo o distinto fluido que almacena el calor proveniente del fluido térmico a través del intercambio de energía térmica por medio de intercambiadores de calor. El sistema de almacenamiento puede contar con uno o más tanques que almacenan el fluido de trabajo, de tipo caliente y frío distribuidos en tanques diferentes como se muestra en la figura 1.21. La solución más viable en la actualidad para aplicar a plantas solares de CCP, es la del almacenamiento indirecto en dos tanques de sales fundidas.

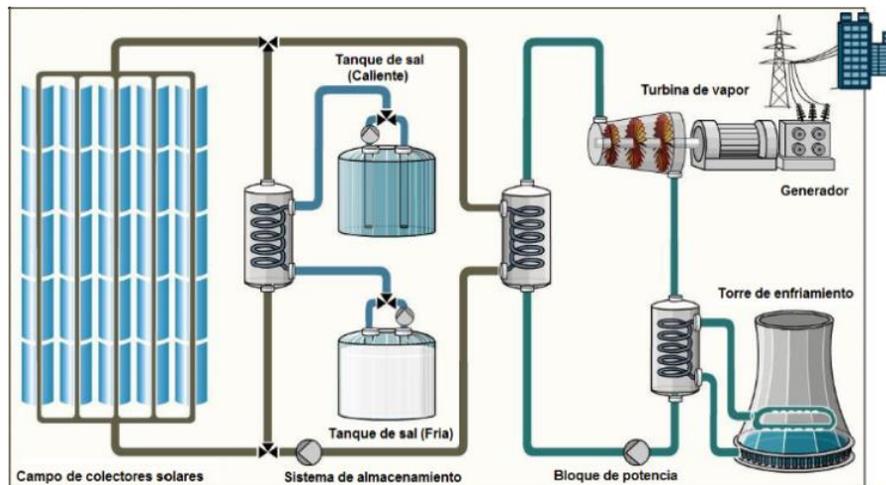


Figura 1.21 : Funcionamiento sistema de almacenamiento de energía en dos tanques [9]

2) Almacenamiento en un único tanque con efecto termoclina

Este tipo de almacenamiento se basa en la estratificación que se produce en el tanque debido a la diferencia de densidad del fluido de trabajo al existir diferentes niveles de temperatura.

La finalidad de este tipo de sistema, es extraer el fluido frío de la parte baja del tanque enviándolo al campo solar con la finalidad de aumentar su temperatura, para así dirigirlo nuevamente a la parte alta del tanque y a su vez a medida que se completa la carga, ir retirando el fluido frío. El fluido caliente al ser menos denso que el fluido frío no se mezclan dentro del tanque como se muestra en la figura 1.22.

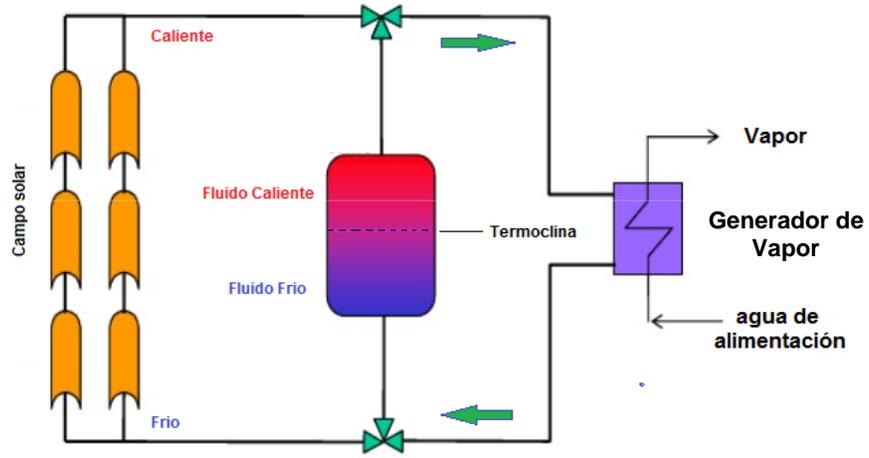


Figura 1.22: Sistema de almacenamiento termoclina [10]

CAPÍTULO 2

DESARROLLO DE PROPUESTA

2.1 Propuesta y Metodología

El objetivo de este proyecto es la utilización de la energía solar como fuente de energía no convencional en procesos de secado de biomasa que requieran energía térmica y eléctrica para su funcionamiento. El sistema propuesto contempla colectores cilíndricos parabólicos (CCP) que permitan sustituir un sistema de cogeneración a gas natural (648 kW (t)), utilizado en el secado de lodos de una PTAS.

La metodología de diseño es descrita a continuación:

1) Caracterización del sistema base:

Dada una planta existente (sistema base), se describe críticamente su sistema de secado, y se selecciona el más favorable, en apartado 1.2. A continuación, se observan diferentes parámetros técnicos de importancia para el desarrollo del proyecto en cuanto a cambiar la planta de cogeneración a gas natural por una solar. En particular, se determina el flujo másico de agua caliente requerido para el secado de lodos.

2) Selección de la tecnología de concentración solar:

Se selecciona y describe el tipo de tecnología a utilizar, junto con definir los parámetros de diseño de la planta.

3) Definir la localización.

En base a características meteorológicas, geográficas y principalmente de intensidad de radiación, se define la ubicación de la planta solar.

4) Diseño del ciclo térmico de potencia y transferencia de calor:

Se definen los parámetros operacionales y configuración general del ciclo térmico de potencia y transferencia de calor.

5) Integración sistema de biogás y termosolar:

Se esquematiza la integración del sistema de cogeneración a la planta solar, junto con la determinación de nuevos parámetros de diseño.

6) Selección de equipos principales:

Se seleccionarán los principales equipos utilizados en la planta: Colectores y tubos absorbedores.

7) Cálculo y descripción de modos de operación:

Se calculan los principales parámetros de la planta termosolar, tanto en lo que respecta al campo solar, como a la planta eléctrica que le acompaña.

8) Estudio de viabilidad económica:

Se evalúa la viabilidad del proyecto a través del análisis de la inversión e identificación de ingresos, costos, flujos monetarios del proyecto y periodo de recuperación.

9) Análisis de la propuesta:

Discusión de los aspectos más relevantes de la propuesta.

2.2 Sistema Base

El sistema base corresponde a una Estación Depuradora de Aguas Residuales (EDAR) de IBI, localizada en Alicante, España.

La EDAR DE IBI, en sus procesos para el tratamiento de aguas servidas, consta con una línea de agua que cuenta con un tratamiento físico-químico, un tratamiento biológico con eliminación de nutrientes y desinfección del agua tratada mediante radiación ultravioleta, mientras los fangos reciben un tratamiento químico de estabilización mediante adición de cal y digestión anaeróbica para su posterior deshidratación en filtros banda. El porcentaje de materia orgánica seca obtenida con estas condiciones de funcionamiento es del 28%, además de contar con un sistema de secado térmico de

lodos a baja temperatura, basado en el principio de convección del aire caliente en túnel cerrado y continuo, para que las emisiones de gases al medio sean mínimas, obteniendo al final del proceso agua y lodo seco

La planta de tratamiento utiliza para el secado térmico, un secador de tipo banda, el cual funciona a una baja temperatura de secado (65°C a 80 °C), en donde el aire de secado es precalentado por agua, obteniendo el aporte térmico necesario para el secado de lodos, por medio de un sistema de cogeneración que usa el calor generado por dos motores alternativos a gas natural y biogás..

En este sistema de cogeneración, los gases de escape son aprovechados en forma indirecta junto con el sistema de refrigeración del motor, a través de un intercambiador de calor que intercambia energía térmica por medio de un fluido intermedio térmico (agua). Este fluido intercambia en forma indirecta potencia térmica con el aire, que es introducido y recirculado mediante un ciclo cerrado para la posterior deshidratación y secado de lodos.

Los parámetros medios de funcionamiento del túnel de secado de IBI se muestran en la tabla 2.1.

Tabla 2.1: Parámetros funcionamiento túnel de secado IBI [11]

Parámetros	Características
Producción diaria de fangos deshidratados	15.200 kg/día
Producción diaria de fangos secados	4.500 kg/día
Sequedad de entrada	28%
Sequedad de Salida	83%
Volumen de agua a evaporar	10.380 m ³ /día
Reducción masa de lodos	66%
Consumo combustible	363 (l/m ³ _{Evaporado})
Consumo combustible	363 (l/t _{Lodo entrada})
Energía Generada	1,42 (kWh/l)

La principal desventaja de este tipo de instalación por cogeneración, es que depende de las variaciones existentes en el precio de suministro de gas natural, así como los precios de venta de energía eléctrica a la empresa suministradora.

La figura 2.1 muestra un esquema aproximado del túnel de secado con aporte térmico de energía, a través de un sistema de cogeneración a biogás y gas natural, el cual funciona mediante un circuito de agua caliente a alta temperatura, cuya salida de ciclo es a 90 °C [4]. Esta temperatura es la apropiada, según condiciones técnicas del secador de cinta DORSET KSD15/2D, cuya temperatura de trabajo del fluido calefactor es entrada a 90 °C y de salida 30 °C.

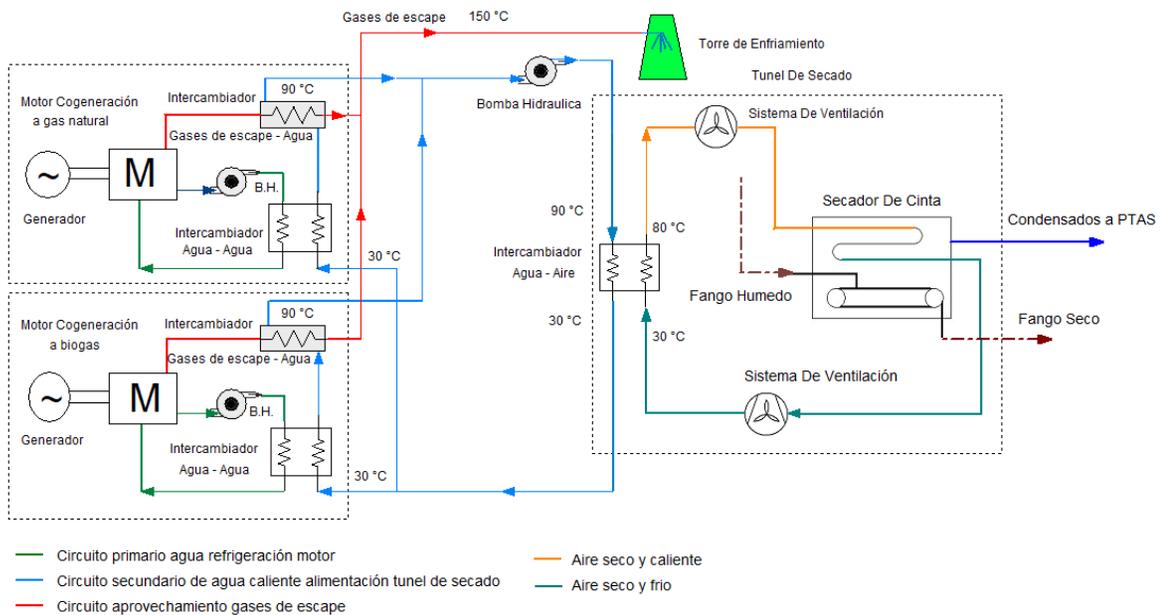


Figura 2.1 : Esquema secado térmico por cogeneración [Elaboración propia]

Las características técnicas del sistema de cogeneración a partir de biogás y gas natural, para satisfacer la demanda térmica de 1 MW (t) del secador son las siguientes:

Tabla 2.2 : Características técnicas sistema de cogeneración túnel de secado [Elaboración propia]

Cogeneración	Potencia eléctrica kW(e)	Potencia térmica kW (t)
Motor biogás	520	562
Motor Gas Natural	528	648

Para el dimensionamiento de la planta, se usa como parámetro la potencia correspondiente al sistema de cogeneración a base de gas natural, junto con el caudal de agua circulante que alimenta al túnel de secado que respectivamente es de 648 kW (t) y un volumen de agua de 14,76 m³/h, equivalente a 4,13 kg/s.

Como el propósito es suplir completamente los 648 kW (t), se considera la temperatura de entrada al sistema de cogeneración de 30 °C, por lo que, realizando un balance de energía al sistema de cogeneración a base de gas natural, se obtiene el flujo de agua circulante (Anexo B.1.):

$$\dot{m}_{\text{agua}} = \frac{648}{4,1868 * (90 - 30)} = 2,579 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

2.3 Tipo de tecnología solar a utilizar

Los colectores cilindro-parabólicos (CCP) es la tecnología más estudiada, desarrollada y puesta en funcionamiento en plantas de concentración solar del mundo, debido al buen rendimiento anual con eficiencias que van desde un 10% y 15% con un máximo medido de un 21% [9] en algunas plantas SEGS.

Este tipo de tecnología se caracteriza por disponer de aceite térmico como fluido térmico (HTF) en el campo de colectores y ciclo Rankine para la generación de electricidad. Esta planta funciona a través de la conversión térmica a media temperatura, la cual se aplica a procesos que requieran temperaturas comprendidas entre 80 °C a 250 °C.

Una planta CCP es seleccionada debido a: 1) Ser la tecnología más estudiada y utilizada actualmente, 2) Bajo riesgo técnico y económico en cuanto al desarrollo de plantas a corto plazo, 3) Ideal para el secado de lodos que requiere calor a temperaturas de tipo media, 4) Presenta el menor costo para la generación de electricidad de 10–12 centavos US\$/kWh [6] y 5) El seguimiento del sol se realiza por rotación del colector sobre un eje fijo paralelo a su línea focal, que en comparación con los sistemas de seguimiento de dos ejes es menos complejo.

La dosificación de la energía según las variaciones de demanda energética diaria, es a través de sistemas de almacenamiento y/o hibridación que le permite a la planta seguir funcionando cuando se produzcan periodos sin sol o intervalos de nubes. Estos tipos de almacenamiento de energía pueden complementarse o sustituirse por sistemas de tipo auxiliar de biomasa o gas natural proporcionando la oportunidad de disminuir los costos por generación eléctrica.

En este contexto, se muestra un sistema de almacenamiento de energía por sales que almacena el calor proveniente del fluido térmico para su posterior uso, cuando exista déficit de radiación solar junto con un calefactor HTF de respaldo, que proporciona protección al termofluido para que no se congele durante el tiempo en que la energía solar no esté disponible, además de apoyar a la producción de energía térmica en conjunto con la energía obtenida de la radiación solar.

La figura 2.2 muestra los principales componentes de una instalación solar CCP.

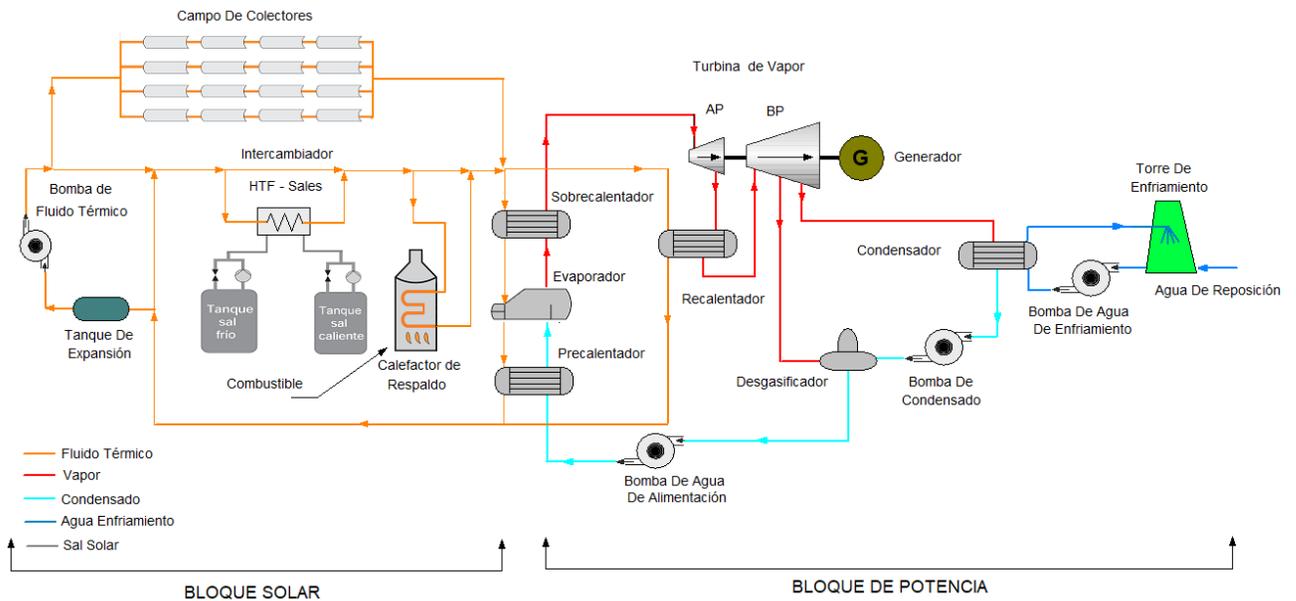


Figura 2.2: Esquema planta solar CCP [Elaboración propia]

2.4 Parámetros de diseño planta termosolar CCP

Para el dimensionamiento de la planta, se utiliza los parámetros de los ciclos de producción de energía eléctrica y térmica de un motor de cogeneración a gas natural, cuyo objetivo en este proyecto es suplir dichas demandas según la tabla 2.3. El criterio seguido para el dimensionamiento de la planta CCP, es que las demandas picos sean cubiertas totalmente en el punto de diseño. En el tiempo restante, cuya producción será inferior, prevalecerá la demanda térmica respecto de la eléctrica, es decir, una vez cubierta la demanda térmica, el resto de la potencia sobrante será empleada para la generación de energía eléctrica.

Tabla 2.3: Parámetros de ciclo para generación de electricidad Planta CCP [Elaboración propia]

PARÁMETROS DE CICLOS	
Producción térmica pico (kWh)	648
Producción eléctrica pico (kWh)	528

2.5 Estudio de ubicación de planta solar.

Las plantas solares requieren de una alta radiación directa, para la producción de electricidad, junto con una topografía adecuada de tipo llana, preferiblemente con una pendiente inferior al 1%, además de tener disponibilidad de agua para refrigerar el bloque energético.

En Chile la radiación solar de acuerdo con su intensidad, depende del punto geográfico en donde se mida esta variable, como se muestra en la siguiente tabla: 1

Tabla 2.4 : Radiación solar diaria total promedio en las regiones de Chile [12]

Región	I	II	III	IV	V	VI	VII
Radiación solar [kcal/(m ² /día)]	4.554	4.828	4.346	4.258	3.520	3.676	3.672
Radiación solar [kWh/(m ² /día)]	5,292	5,611	5,051	4,948	4,091	4,272	3.157
Región	VIII	IX	X	XI	XII	RM	Antártica
Radiación solar [kcal/(m ² /día)]	3.475	3.076	2.626	2.603	2.107	3.570	1.563
Radiación solar [kWh/(m ² /día)]	4,038	3,574	3,052	3,025	2,448	4,149	1,816

En la zona norte del país, existen los niveles de radiación más altos del mundo, específicamente desde la I a IV región, y a la vez presentando condiciones sumamente favorables para la instalación de una planta solar de tipo CCP, en parte debido a una alta radiación, bajo nivel de nubosidad y áreas extensas donde instalar los colectores.

La localización que presenta las condiciones más favorables para la instalación de una planta solar, es la ciudad de Calama ubicada a 215 kilómetros de Antofagasta, capital de la provincia del Loa y de la comuna del mismo nombre perteneciente a la Región de Antofagasta, con una altura de 2.260 metros sobre el nivel del mar. Abarca una superficie de 15.597 km² posee una población de 147.666 habitantes.

Su clima se clasifica como desértico marginal de altura y se caracteriza por una aridez extrema durante todo el año, ausencia de humedad y una carencia casi absoluta de nubosidad (cercana al 2% anual), lo que permite una alta radiación solar durante el día. Las temperaturas presentan un ciclo diario con una significativa amplitud, que bordea los veinte grados en verano e invierno.

La figura 2.3 muestra los valores de la radiación anual de acuerdo a las componentes directa y difusa para la ciudad de Calama:

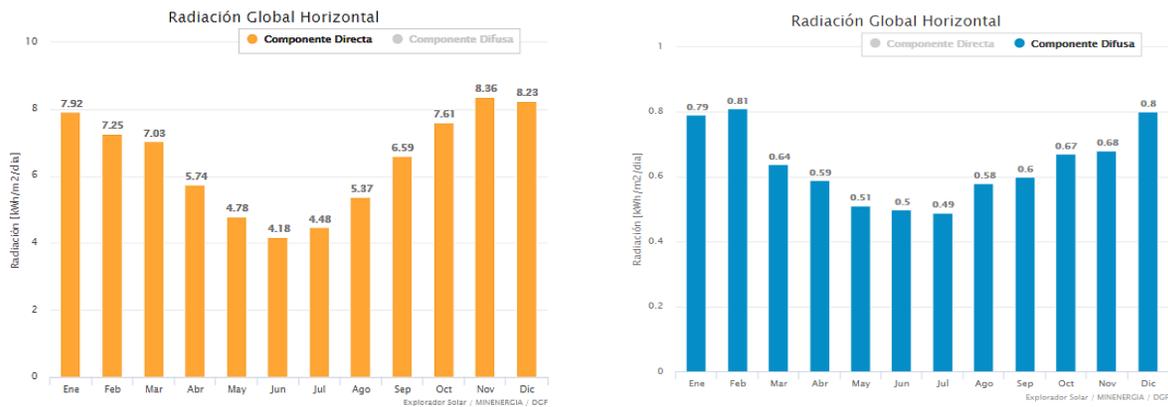


Figura 2.3: Radiación global anual ciudad de Calama [13]

La temperatura ambiental promedio anual es de 11,8 °C, con un máximo promedio en marzo de 15,1 °C. Esta temperatura afecta en lo que respecta a la eficiencia de los colectores y celdas fotovoltaicas.

La velocidad promedio anual del viento en la zona es de 3,2 m/s, con un máximo promedio de 3,9 m/s en el mes de julio. La velocidad del viento interviene en el enfriamiento de las celdas fotovoltaicas y tubos absorbedores, y por lo tanto en su eficiencia, además puede afectar la integridad del montaje de los paneles y estructura de los colectores.

El índice de nubosidad promedio anual es de un 2,1%, con un máximo promedio en el mes de enero correspondiente a un 4,4%. Este índice es de vital importancia, ya que la nubosidad es el componente de la atmósfera que remueve la mayor cantidad de radiación incidente.

La ubicación específica para la instalación de la planta termosolar, es un terreno adjunto a la PTAS Calama, cuyo dueño es la empresa TRATACAL S.A. y que actualmente posee un parque fotovoltaico para reducir el consumo eléctrico de la planta. cuyas características en cuanto a radiación son muy similares al desierto de Atacama, pero en cuanto a la distribución de electricidad generada, posee mejores condiciones de acuerdo con el tipo de terreno y clima para la instalación de una planta termosolar.



Figura 2.4: Ubicación Planta Termosolar [13]

El sitio escogido (Latitud: 22,45°/Longitud: 69,9°) se encuentra aproximadamente a 5 kilómetros de la subestación Calama (Figura 2.5), Lo que tendrá como consecuencia una línea de transmisión de menor costo y menores pérdidas por conceptos de transmisión eléctrica.



Figura 2.5: Ubicación Subestación Calama [13]

CAPÍTULO 3

DISEÑO PLANTA SOLAR TERMOELÉCTRICA

3.1 Disposición general de la planta solar

La figura muestra la distribución de la planta a diseñar, la cual consta de las siguientes partes:

1. Campo solar.
2. Sistema de transferencia de calor.
3. Bloque de potencia.

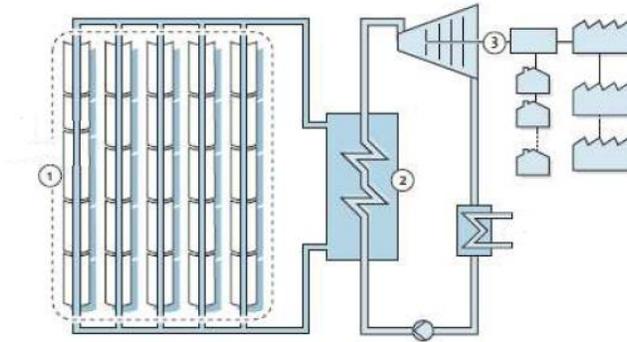


Figura 3.1: Distribución planta termosolar CCP [9]

3.2 Sistema de transferencia de calor y ciclo de potencia

A. Ciclo vapor y agua

Previo a dimensionar el campo solar, se definen los parámetros operacionales del bloque de potencia. La configuración general del ciclo dependerá de su tamaño, es decir, de la potencia eléctrica que produzca para poder satisfacer completamente la demanda térmica de 648 kW (t) necesaria para el secado de lodos.

Como la potencia de la planta es baja (1,5 MW (e)), el ciclo de potencia que se va a acoplar al campo solar, va a ser un ciclo de Rankine con regeneración destinado a la producción de energía eléctrica. Este tipo de ciclo consiste, en extraer parte del vapor expandido en la turbina y utilizarlo para suministrar calor al fluido de trabajo (mediante calentadores), aumentando su temperatura antes de pasar por la fuente principal de calor (Intercambiadores de calor) a una presión determinada.

Existen dos tipos de calentadores, uno denominado calentador abierto o de contacto directo y el calentador cerrado o cambiador de calor de carcasa y tubos.

Se elegirá un calentador de tipo abierto, en donde el vapor extraído de la turbina se mezcla con el agua de alimentación que sale de la bomba.

Sin embargo, la temperatura del vapor va a estar condicionada por las temperaturas máximas que puedan alcanzar los fluidos de trabajo en el campo solar. Para el caso actual ambientado a temperatura media, se utilizara aceite sintético (se detallara más adelante), cuya temperatura no admite trabajar por encima de 400 °C, por lo que se debe dejar cierto margen de seguridad en cuanto a las temperaturas máximas de trabajo, limitándose a una temperatura máxima del orden de 393 °C. Si además, se tiene en cuenta el intercambio de calor entre el aceite térmico y el agua que se realiza en el generador de vapor⁷, la temperatura de entrada a la turbina es 390 °C, aproximadamente. Para las temperaturas de entrada y salida del campo solar, se debe tener en cuenta un salto térmico de 100 °C, considerando el posterior ciclo Rankine y el sistema de intercambio de calor.

Para este caso en particular, se toma una potencia eléctrica neta de 1,5 MW de acuerdo a las particularidades derivadas de los parámetros mencionados en la tabla 2.3, para una planta de colectores cilindro-parabólicos sin almacenamiento térmico. Por lo cual, se utiliza la información disponible de las plantas actuales en funcionamiento, y cuyo rendimiento máximo del ciclo Rankine en una planta solar termoeléctrica es del 38% [14], por lo que la potencia que debe suministrar el campo solar es la siguiente:

$$\frac{1500 \text{ kW}}{0,38} = 3947,36 \text{ kW (t)}$$

Con la cantidad de 3947,36 kW (t) se abastece por completo la demanda térmica del sistema de cogeneración, siendo la restante utilizada para la producción de electricidad, con tal de contar con un ingreso económico para que la instalación de la planta sea rentable en un corto o largo plazo.

⁷ Conjunto de intercambiadores de calor para la producción de vapor en centrales termoeléctricas.

El diseño de la planta se muestra en el siguiente esquema:

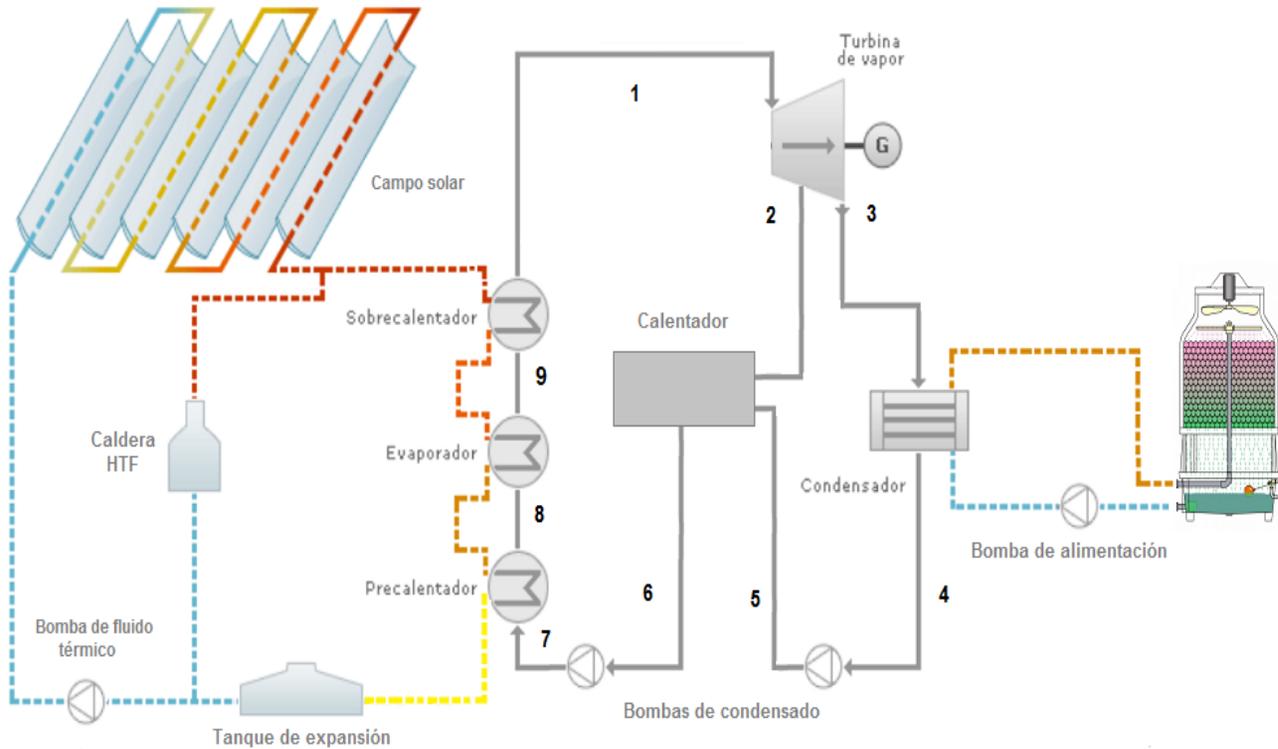


Figura 3.2: Diagrama ciclo agua vapor [Elaboración Propia]

En el esquema anterior se muestra que los intercambiadores de calor (precalentador, evaporador y sobrecalentador), actúan como una caldera, en donde intercambian la energía calórica proveniente del aceite térmico que viene de los colectores hacia el fluido de trabajo, el cual se empieza a calentar hasta que toda el agua se convierte en vapor sobrecalentado. Este vapor luego pasa a la turbina en donde generará un trabajo de flecha, para luego salir como una mezcla de alta calidad hacia el condensador en donde se enfría y pasa nuevamente al estado líquido. El condensado es dirigido hacia el calentador abierto, en donde se mezcla con una extracción de parte del vapor expandido en la turbina, para posteriormente salir como líquido saturado a una presión determinada. Posteriormente es bombeado hacia los intercambiadores de calor, repitiéndose el ciclo.

Para el análisis del ciclo de vapor se toman como datos de partida las características técnicas de la turbina (Anexo F), de las cuales sus principales son las siguientes:

Tabla 3.1: Características técnicas turbina a vapor [Elaboración propia]

Fabricante	Hangzhou Steam Turbine Co. Ltda.
Modelo	N1.5-2.35/0.98
Potencia Nominal (kW)	1500
Presión entrada (MPa)	2,354
Temperatura entrada (°C)	390
Flujo de vapor de entrada(Ton/hora)	16,2
Presión salida (MPa)	0.0098
Flujo de extracción (Ton/hora)	10,8
Presión salida extracción(MPa)	0,981
Velocidad nominal (r/min)	*12080L/1500R

*Sentido de giro del eje, L-CCW: Sentido horario y R-CW: sentido anti-horario

Las características principales de entrada y salida de cada uno de los equipos que forman el sistema de generación de vapor para el caso de funcionamiento al 100% de su capacidad, son las que vienen indicadas en la tabla 3.2 a través del programa informático Engineering equation solver. (Anexo G).

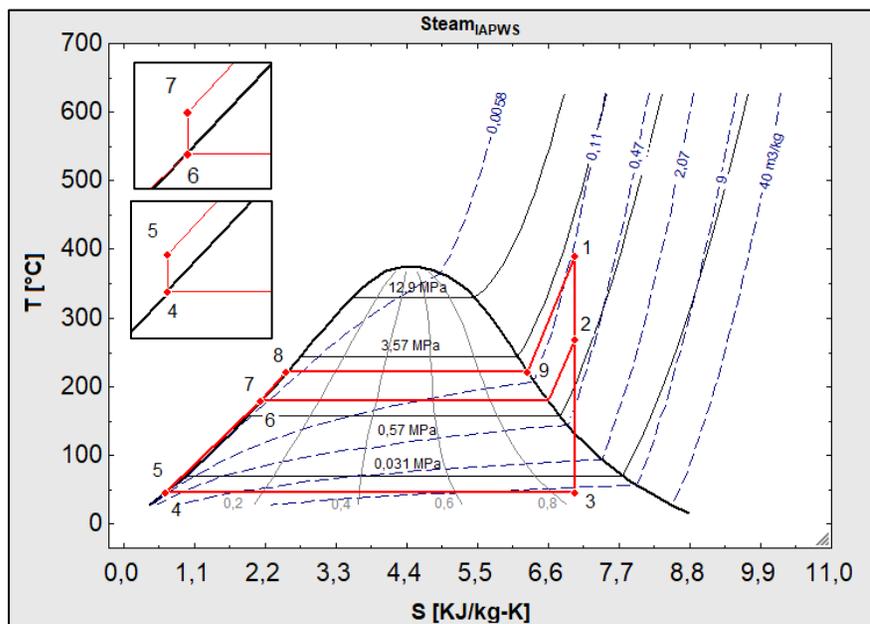


Figura 3.3: Diagrama T-S ciclo agua-vapor [Elaboración propia]

Tabla 3.2: Características principales del sistema agua-vapor [Elaboración propia]

Estado	h _i [kJ/kg]	p _i [MPa]	s _i [kJ/kg-K]	t _i [°C]	v _i [m ³ /kg]	x _i	Fluido de trabajo	Condición
1	3.220	2,35	7,01	390	0,125	1	Vapor de agua	Vapor sobrecalentado
2	2.985	0,98	7,01	268,9	0,247	1	Vapor de agua	Vapor a la presión de extracción
3	2.219	0,01	7,01	45,4	12,682	0,84	Vapor de agua	Mezcla saturada
4	190,2	0.01	0,64	45,4	0,001	0	Agua	Líquido saturado
5	190,5	0,09	0,64	45,4	0,001	1	Agua	Líquido condensado
6	2.054	0,981	2,13	179	0,001	0	Agua	Líquido subenfriado
7	2.055	2,35	2,13	179,2	0,051	0,59	Agua	Líquido subenfriado
8	2.801	2,35	6,28	220,8	0,084	1	Vapor de agua	líquido saturado
9	3.220	2,35	6,28	220,8	0,084	1	Vapor de agua	Vapor saturado

B. Potencias circuito de agua-vapor.

Para un caudal de vapor de $\dot{m} = 16,2 \frac{\text{ton}}{\text{hora}} = 4,5 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$, con extracción de $\dot{m}_{\text{ext}} = 10,8 \frac{\text{ton}}{\text{hora}} = 3 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$

las potencias térmicas y mecánicas (Anexo B.2.1) que se obtiene en el circuito agua vapor son:

$$Q_{\text{IC}} = 5.243 \text{ kW}$$

$$Q_{\text{condensador}} = 3.044 \text{ kW}$$

$$W_{\text{neto}} = 2.206 \text{ kW}$$

$$W_{\text{turbina}} = 2.206 \text{ kW}$$

$$W_{\text{bomba}_1} = 0,000327 \text{ kW}$$

$$W_{\text{bomba}_2} = 0,001546 \text{ kW}$$

C. Rendimiento ciclo de vapor

Obtenidas las potencias del ciclo de agua vapor, su rendimiento es el siguiente:

$$\eta_{\text{térmico}} = \left(\frac{2.206}{5.243} \right) * 100 = 42,08\%$$

3.3 Tipo de fluido calorífico de transferencia de calor.

Para poder estimar la cantidad del fluido térmico que proviene del campo de colectores, se debe elegir el tipo de fluido calorífico con el cual se pretende trabajar, de acuerdo al rango de temperatura, degradación de uso, el costo de operación e inversión.

Existen dos tipos de tecnologías asociadas a fluido calorífico utilizadas en el campo solar, una de ellas la denominada Heat Transfer Fluid (HTF) que se basa en el uso de un medio térmico (aceite o sales fundidas) para transportar la energía térmica desde el campo solar al bloque de potencia, y la tecnología de DSG (Direct Steam Generation), la cual utiliza agua directamente en los tubos absorbedores y elimina la necesidad de utilizar dos fluidos diferentes, además de que se prescinde de los intercambiadores de calor intermedios para la generación de vapor.

La tecnología de Generación Directa de vapor es muy interesante, pero necesita que se dé un salto tecnológico en el diseño de componentes y nuevos materiales para que ésta sea usada a nivel comercial.

El fluido térmico que comúnmente se usa en plantas termosolares del tipo CCP, es el aceite sintético. En la tabla 3.3 se muestran los aceites más utilizados en plantas termosolares de tipo CCP, con respecto a la tecnología HTF:

Tabla 3.3: Aceites sintéticos más utilizados en plantas termosolares [Elaboración propia]

HTF	Fabricante	Material	Rango de trabajo °C	Precio €/kg
Syltherm 800	Down chemical	Silicona	-40 a 400	10
Therminol 75	Solutia	Aceite	80 a 385	2
Therminol VP-1	Solutia	Aceite	12 a 400	2

El Therminol 75 se descarta debido a que por las noches el fluido se enfría, por lo que se puede alcanzar temperaturas por debajo de los 80 °C.

Otro aspecto de consideración a la hora de escoger aceites térmicos, es la degradación y la información del fabricante. El Syltherm 800 indica que se degrada con el uso, además su precio es 5 veces superior al precio del Therminol VP1. Por estos motivos, el aceite que se escoge finalmente para los colectores es el Therminol VP1 de Solutia.

Este tipo de aceite sintético trabaja eficientemente a 400 °C, con el único problema debido a su punto de congelación⁸ igual a 12 °C, lo que obliga a mantener todo el circuito de aceite, de forma permanente a una temperatura superior a este valor. Esto no suele ser un problema, debido a que la energía auxiliar necesaria para mantener la temperatura del aceite por encima del punto de congelación es muy baja, asociada a pérdidas térmicas pequeñas.

Las características técnicas principales de este tipo de aceite térmico se detallan a continuación, siendo más detalladas en el ANEXO E.

Tabla 3.4 : Especificaciones técnicas aceite térmico THERMINOL VP-1 [Elaboración Propia]

		THERMINOL VP-1
Rango de operación	(°C)	12 a 400
Temperatura entrada campo solar	(°C)	293
Temperatura salida campo solar	(°C)	393
Pérdidas térmicas	(%)	10
Precio	(U\$/kg)	2

A. Caudal aceite térmico sistema de transferencia de calor.

Para calcular el caudal de aceite térmico, el cual proporciona la energía térmica necesaria para que el ciclo agua-vapor funcione al 100% de su capacidad, se realiza a través de un balance de energía del

⁸ Temperatura a la que el aceite deja de fluir por simple gravedad, factor importante al momento de arranque y sus propiedades a bajas temperaturas.

sistema de generación de vapor (anexo B.3.1.), en donde $h_{393\text{ }^{\circ}\text{C}}$ y $h_{293\text{ }^{\circ}\text{C}}$ respectivamente son 779,53 kJ/kg y 535,59 kJ/kg a través de método de interpolación según la especificaciones técnicas del aceite en el anexo E.

$$\dot{m}_{VP-1} = 4,5 * \frac{(3.220 - 2.055)}{(779,53 - 535,59)} \approx 21,5 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

3.4 Integración de la planta termosolar al sistema de cogeneración.

En el siguiente esquema se muestra como se integra el sistema de cogeneración con la planta termosolar. Esto se hace a través de un intercambiador de contraflujo del tipo carcasa y tubo, usando como fuente de transferencia de energía el aceite térmico proveniente del campo solar.

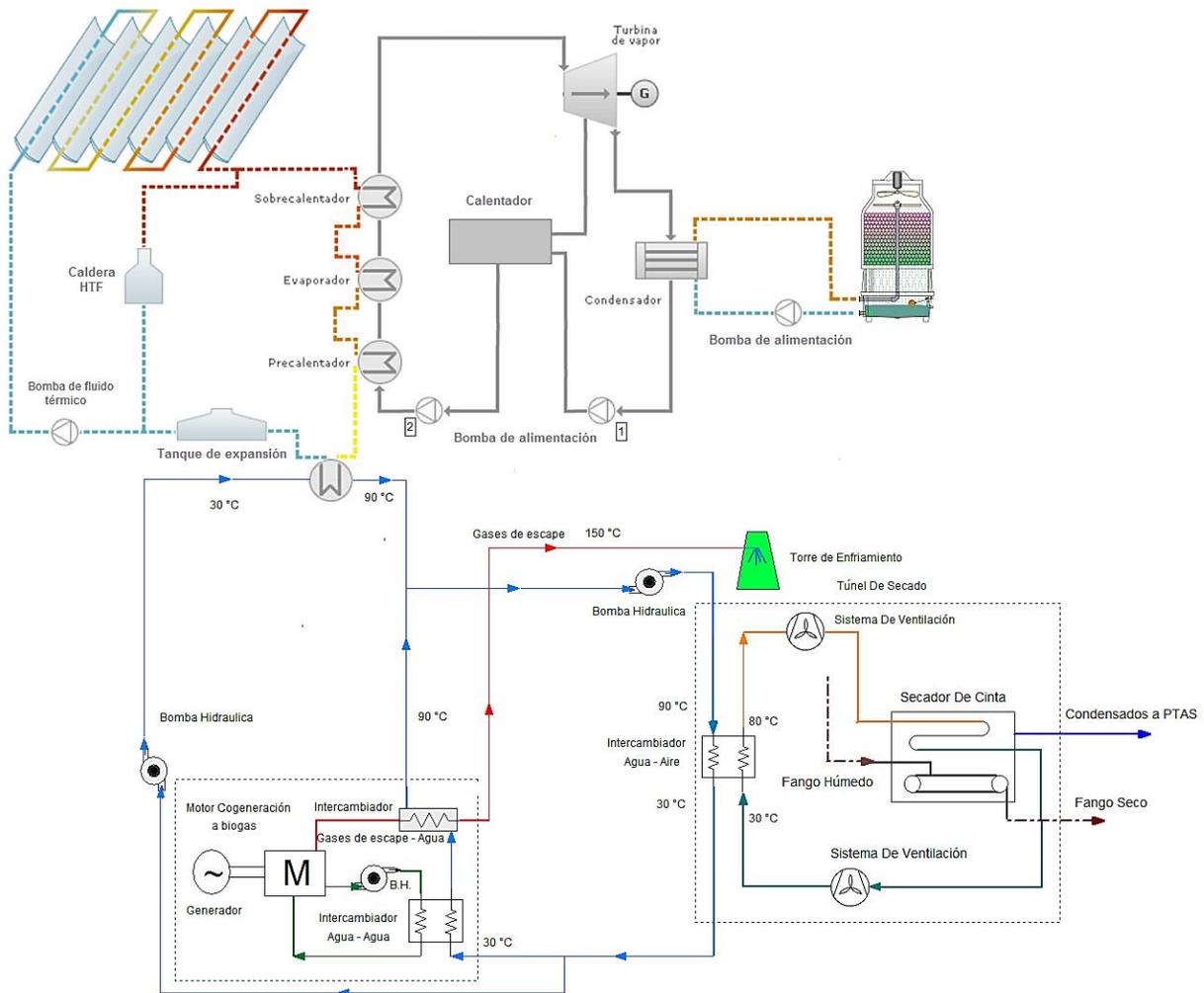


Figura 3.4: Esquema integración de energía termosolar al secado de lodos [Elaboración propia]

Antes de dimensionar el campo solar es necesario saber la nueva temperatura de salida del aceite térmico hacia el tanque de expansión, para así poder utilizar como punto de diseño la temperatura media del fluido térmico. La temperatura de salida del aceite térmico se obtiene por medio de un balance de energía del intercambiador aceite-agua (ver anexo B.3.2).

$$21,45 * (1,479T_{s_{aceite}} + 0,0014 * T_{s_{aceite}}^2 - 1,479 * 293 - 0,0014 * 293^2)$$

$$= 2,579 * 4,1868 * (30 - 90)$$

$$35,69T_{s_{aceite}} + 0,03378 * T_{s_{aceite}}^2 - 12708,94 = 0$$

$$T_{s_{aceite}} = 279,78 \approx 280 \text{ } ^\circ\text{C}$$

CAPÍTULO 4

CAMPO SOLAR

4.1 Elección componentes principales campo solar

Colector Solar

Entre los colectores más utilizados en plantas termosolares están los LS-2, LS-3, Solargenix y Eurotrough, de los cuales los dos primeros no se encuentran disponibles comercialmente, ya que pertenecían a la desaparecida empresa LUZ, por lo que se analiza y compara los otros dos tipos de colectores: Solargenix y Eurotrough los cuales han demostrado una gran eficiencia en proyectos en los que han intervenido.

La empresa Solargenix Energy apoyada por el departamento de energía de EE.UU. ha desarrollado un nuevo colector cilindro-parabólico de última generación. La estructura del colector de Solargenix está hecha de aluminio extruido y utiliza una estructura de diseño espacial⁹. Las ventajas de este tipo de colector son que pesa menos que los de acero, requiere de muy pocos elementos de fijación, no necesita de una soldadura o fabricación especializada, se monta fácilmente y no requiere de una alineación en el campo solar.



Figura 4.1: Estructura colector Solargenix [7]

Tras la desaparición de Luz, un consorcio de empresas y laboratorios de investigación europeos (Inabensa, Fichtner Solar, Flabeg Solar, SBP, Iberdrola, Ciemat DLR, Solel, CRES), inicio el desarrollo del diseño de un nuevo colector basándose en las experiencias de los colectores Luz y con

⁹ Es una estructura metálica formada por nudos esféricos y barras de sección tubular unidos entre sí mediante tornillos de alta resistencia que forman un entramado con elementos en las tres dimensiones del espacio.

la intención de aunar en él todos los conocimientos adquiridos en el diseño del LS-2 y LS-3. El colector Eurotrough utilizó un diseño de armazón soporte o torque box. Consiste básicamente en un armazón rectangular con brazos soporte, así consigue combinar una mayor resistencia a la torsión con una menor cantidad de acero utilizado en su fabricación. Menos componentes, menos costos, más eficiente.



Figura 4.2: Filas colectores Eurotrough SKAL-ET [15]

Tabla 4.1: Comparación colectores Solargenix SX-2 y Eurotrough SKAL-ET 150 [16]

	SOLARGENIX SX-2	EUROTROUGH SKAL-ET 150
Estructura	Estructura especial de aluminio extruido	Estructura tipo armazón soporte acero galvanizado (torque box)
Apertura (m)	5	5.77
Distancia focal media (m)	1,8	2.1
Longitud por módulo (m)	8	12
Longitud de un colector (m)	100	150
Área de espejo por colector (m ²)	470	817,5
Concentración geométrica	71:1	82:1
Mecanismo de accionamiento	Hidráulico	Hidráulico
Peso (kg/m ²)	~22	~33
Rendimiento óptico (%)	~77	80

La tabla 4.1 muestra las características principales correspondientes a los modelos de última generación correspondientes a cada tipo de colector. Para el modelo Solargenix se dan las características del SGX-2, y para el modelo Eurotrough se dan las características del SKAL-ET 150,

dicho colector está fabricado por la empresa Flagsol. El tipo de colector a elegir para ser utilizado en la planta termosolar será el Eurotrough y más específicamente el modelo SKAL-ET 150 fabricado por la empresa Flagsol.

Las principales ventajas de este tipo de colector son:

- La elevada rigidez, en cuanto al diseño de una caja de torsión (Torque box) más ligera y con menos deformaciones de la estructura del colector, reduciendo la torsión y flexión de la estructura durante el funcionamiento, dando como resultado un mayor rendimiento óptico (80%) y una mayor resistencia al viento.
- Es un colector producido a gran escala, lo que hace que comercialmente tenga un precio bastante competitivo 210 €/m² aprox. [15]
- Permite su construcción en el mismo campo solar reduciendo así los costos de fabricación.
- Es un colector que está diseñado para que sea sencillo de manejar, tanto en las operaciones normales diarias como a la hora de realizar los trabajos de mantenimiento correspondientes.

Tubo absorbedor

El tubo absorbedor es uno de los elementos más importantes que componen un colector cilindro-parabólico, es en él donde la energía solar radiante se convierte en energía térmica por lo que el rendimiento global del colector depende en gran medida de este elemento.

La tabla 4.2 muestra las características principales correspondientes a dos modelos de tubos absorbedores: SIEMENS UVAC 2010 y el SCHOTT PTR 70, cuya tecnología incorpora los últimos avances tecnológicos proporcionados de la experiencia acumulativa en los últimos años.

Tabla 4.2: Comparación tubos absorbentes SIEMENS UVAC 2010 y SCHOTT PTR 70¹⁰

	SIEMENS UVAC 2010	SCHOTT PTR 70
Longitud (mm)	4060	4060
Ø exterior de tubo (mm)	70	70
Tipo de metal	Acero inoxidable	Acero inoxidable
Recubrimiento selectivo	Cermet	Cermet
Ø exterior de tubo de vidrio (mm)	115	125
Tipo de vidrio	Vidrio borosilicatado	Vidrio borosilicatado
Transmisividad (%)	≥ 96.5	≥ 96
Absortividad (%)	≥ 96	≥ 95
Emisividad	≤ 9% a 400 °C	≥ 10% a 400 °C
Superficie útil (%)	~96	~95
Cámara de vacío	Vida útil > 25 años	Vida útil > 25 años

Según la tabla 4.2, se puede apreciar que las diferencias que existen entre ambos modelos son mínimas, tanto a nivel de diseño como al nivel de rendimiento térmico.

En cuanto al diseño de los dos modelos, sus extremos de vidrio van soldados, mediante una soldadura vidrio metal, a un fuelle metálico y a su vez respectivamente al tubo de acero inoxidable. A través de esto se logra que exista una cámara de vacío entre el tubo metálico y el tubo de vidrio para compensar dilataciones térmicas vidrio y metal mediante el fuelle metálico.

Los dos modelos utilizan recubrimientos selectivos tipo cermet en el tubo metálico absorbedor, realizados mediante procesos de sputtering o PVD (Physical Vapour Deposition), como también cuentan con un recubrimiento antirreflexivo de alta resistencia al desgaste y que al mismo tiempo permite una elevada transmisión de la radiación solar.

El tipo de tubo absorbedor a utilizar es SCHOTT PTR 70, si bien como se ha podido ver, cualquiera de los dos modelos de tubos absorbedores analizados cumple perfectamente con los requisitos que se le exigen a un elemento tan importante como este dentro de un colector cilindro-parabólico. El modelo

¹⁰ Elaboración propia.

elegido se basa debido a que el actual mercado de tubos receptores está dominado por Schott solar en cuanto a competitividad y distribución.



Figura 4.3 : Tubo absorbedor SCHOTT PTR 70 [17]

4.2 Disposición de componentes

A la hora de diseñar una planta termosolar, como requisito inicial se debe estimar el coste del campo solar, de acuerdo a la influencia de los elementos principales que lo conforman. Entre los elementos que influyen en dicho coste son: Colectores solares, sistema de control, bombas, intercambiadores de calor y sistema de tuberías, ya que solo la interconexión de tuberías representa el 10% del coste total de la inversión del campo solar. Es por esto, que la configuración del campo solar es de gran importancia, ya que una disposición óptima del sistema de tuberías, minimiza costos de inversión en cuanto a soportes, aislantes y tuberías, pérdidas térmicas y energía eléctrica necesaria para el bombeo.

Existen dos configuraciones del campo solar según su área de colectores, la configuración en “H”, para campos con un área de colectores mayor que 400.000 m^2 , y la configuración en “I” para campos con un área de colectores menor. En donde los lazos de colectores se disponen en U o W. Los lazos en U son dos alineaciones de colectores, cada una con un total de 300 metros de ida y 300 de vuelta. Los lazos en W están formados por 4 colectores, pero se disponen en paralelo (4 tramos de 150 metros)

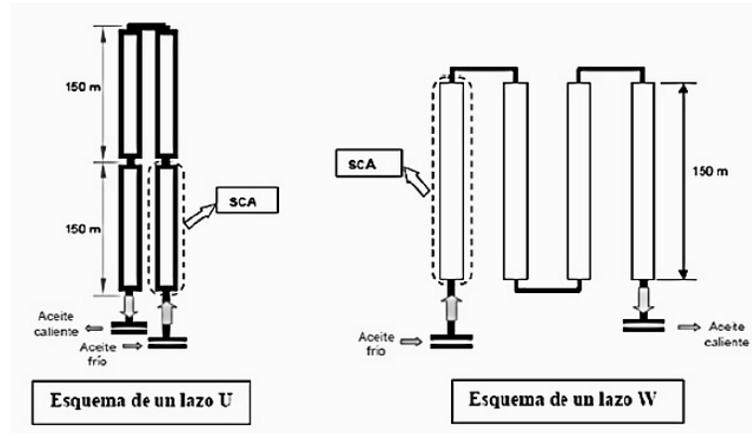


Figura 4.4 : Configuración lazos de colectores [7]

Otro parámetro importante asociado al punto de diseño es el múltiplo solar (SM) [14], el cual se define como el cociente entre la potencia térmica que es capaz de generar el campo solar en el punto de diseño y la potencia térmica que requiere el ciclo de potencia para trabajar en condiciones normales de funcionamiento.

$$SM = \frac{Q_{\text{campo solar}}}{Q_{\text{bloque potencia}}}$$

En general, se elige un número mayor que uno para conseguir el bloque de potencia trabaje a un rendimiento óptimo en condiciones estacionarias durante un intervalo de tiempo mayor, ya que no siempre se contara una alta radiación solar.

En casos de plantas sin almacenamiento térmico, el múltiplo solar no puede ser excesivo, puesto que se desperdiciaría gran cantidad de energía. Si bien, un alto múltiplo solar haría trabajar el ciclo de potencia en condiciones estacionarias por más tiempo, conllevaría a un mayor costo de la electricidad producida. El valor del múltiplo solar en cada caso depende del ajuste que se pueda hacer con los caudales de los lazos, pero se intenta que sean lo más semejantes entre sí.

Por otra parte, de acuerdo a lo descrito en el apartado 4.1, el campo solar estará conformado por colectores EURO TROUGH SKAL-ET 150 fabricados por la empresa FLAGSOL, junto con los tubos absorbedores del fabricante SCHOTT modelo PTR 70 y el fluido térmico del tipo aceite sintético THERMINOL VP-1.

Parámetros de diseño

Con el fin de realizar un adecuado dimensionamiento del campo solar respecto al ciclo de potencia y el posterior análisis, es necesario definir un punto de diseño para la evaluación de la planta estudiada. Como punto de diseño y análisis, se toma el mediodía solar (12:00 hora solar) del día de solsticio de verano, es decir, para el día 21 de diciembre en la localidad de Calama.

En cuanto al sistema de colectores, se decide que su ubicación sea en dirección Norte-Sur, con seguimiento solar en dirección Este-Oeste, ya que éste es el sistema de seguimiento más eficiente y más utilizado en las diferentes plantas solares termoeléctricas actuales. Además, los colectores se ubicarán sin inclinación, es decir, $\beta=0$ dado que, esta es la configuración más utilizada en las plantas operativas.

Tabla 4.3 : Parámetros para análisis punto de diseño [Elaboración propia]

Parámetros de punto de diseño (Calama)	
Latitud	-22,45°
Longitud	-68,95°
¹¹ * Radiación solar directa	1054,46 W/m ²
* Temperatura ambiente	19 °C
* Velocidad del viento	6,84 m/s
** Angulo de declinación	-23,45°
** Angulo de incidencia (Norte-Sur)	29,72°
** Modificador ángulo de incidencia	0,8466

Como complemento, se tienen los siguientes valores de diseño que corresponden a los parámetros ópticos y geométricos del colector Eurothough según el anexo D.

¹¹ *Valores medios para el mes de diciembre del año 2016. ** Ver anexo B.4

Tabla 4.4: Parámetros ópticos y geométricos colector Eurotrough [Elaboración propia]

Parámetros geométricos			Parámetros ópticos	
Área apertura del Colector	(m ²)	817,5	Factor interceptancia Experimental tubo absorbedor	0,95
Ancho de la parábola	(m)	5,77	Transmisividad cubierta tubo absorbedor	0,96
Longitud de cada módulo	(m)	12,27	Absortividad tubo absorbedor	0,95
Longitud del tubo absorbedor	(m)	148,5	Reflectancia superficie	0,94
Longitud colector	(m)	150	Factor ensuciamiento	0,98
∅ _{ext} Tubo absorbedor	(m)	0,070	Rendimiento térmico	0,96
∅ _{int} Tubo absorbedor	(m)	0,066		

Caudal de aceite térmico

De acuerdo al punto de diseño, para obtener el caudal de aceite térmico por cada fila de colectores se realiza a través del número de Reynolds, cuyo valor sea lo suficientemente elevado para garantizar una buena transferencia de calor en el interior del tubo absorbedor (régimen turbulento desarrollado completamente). En el concepto de diseño se adopta un valor del número de Reynolds correspondiente al caso más desfavorable en cuanto al funcionamiento del fluido dentro del campo solar, correspondiente a $1,5 \times 10^5$ en la estación de invierno. En este transcurso del año el caudal de aceite llega ser un solo un 23% [14] con respecto al verano, de acuerdo a experiencias en otras plantas termoeléctricas, en consecuencia a la menor radiación solar disponible para colectores con su eje de giro orientado en dirección Norte-Sur.

Para la fase de pre-diseño del campo solar se necesita obtener una temperatura media, para así determinar los parámetros de diseño del fluido térmico (aceite). Como anteriormente las temperaturas de entrada y salida del campo solar es de 280 °C y 393 °C.

$$T_{\text{media,aceite}} = \left(\frac{T_{\text{entrada campo solar}} + T_{\text{salida campo solar}}}{2} \right)$$

$$t_{\text{media aceite}} = \left(\frac{280 + 393}{2} \right) = 336,5 \approx 337 \text{ } ^\circ\text{C}$$

De acuerdo a las tablas de especificaciones técnicas del aceite Therminol VP-1 (ver Anexo E) se obtienen las siguientes características según la temperatura media del aceite térmico en el campo solar. Obteniendo por método de interpolación y transformación de unidades de medida, una viscosidad dinámica (μ) de $1,866 \cdot 10^{-4} \text{ kg/(m} \cdot \text{s)}$ y una densidad (ρ) de $775,2 \text{ kg/m}^3$.

Para determinar la velocidad mínima que ha de tener el aceite dentro del tubo absorbente, se obtiene despejando la variable de la ecuación de Reynolds (Anexo B.3), en donde el diámetro (D) es igual a 66 mm (Schott ptr 70).

$$V = \frac{6,52 \cdot 10^5 \cdot 1,866 \cdot 10^{-4}}{775,2 \cdot 0,066} = 2,37 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Obtenida la velocidad del fluido (V), y sabiendo que el área de la sección transversal del tubo absorbedor es de $34,21 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$, el caudal másico es el siguiente:

$$M = 2,37 \cdot 34,21 \cdot 10^{-4} \cdot 775,2$$

$$M = 6,28 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

Rendimiento campo solar

Para obtener el rendimiento del campo solar, se debe considerar una serie de pérdidas producidas por el paso de la radiación solar, desde que es reflejada en el plano de la apertura del concentrador hasta que es absorbida en el tubo receptor. Estas pérdidas son principalmente ópticas y térmicas.

Las pérdidas ópticas se deben a que el espejo concentrador no es perfecto del todo, en cuanto a su geometría, reflectividad y absortividad (Anexo B.4)

Las pérdidas ópticas del colector Eurotrough considerando los datos de la tabla 4.4 y los proporcionados por el fabricante, viene dada en la siguiente ecuación:

$$\eta_{\text{optico}} = 0,94 * 0,95 * 0,96 * 0,95$$

$$\eta_{\text{optico}} = 0,8144 = 81,14\%$$

Las pérdidas térmicas se producen principalmente en el tubo absorbedor, el valor de dichas perdidas es proporcionado por el fabricante expresado en cuanto al rendimiento térmico, siendo $\eta_{\text{th}} = 0,96$ y el modificador de ángulo de incidencia $K(\theta) = 0,84$.

$$\eta_{\text{campo solar}} = 0,8114 * 0,98 * 0,84 * 0,96$$

$$\eta_{\text{campo solar}} = 0,6412 = 64,12\%$$

Pérdidas térmicas

Las pérdidas térmicas en un colector Eurotrough se producen principalmente en dos lugares: en el tubo absorbedor y en las tuberías del fluido térmico. Por lo que las pérdidas térmicas globales, en un CCP (Anexo B.5), son:

$$Q_{L_{\text{colector-ambiente}}} = \left[\left[\left(0,00154 * 318^2 + 0,2021 * 318 - 24,899 + \right. \right. \right.$$

$$\left. \left. \left(0,00036 * 318^2 + 0,2029 * 318 + 24,899 \right) * \frac{1054,46}{900} * \cos 29,72 \right] \right]$$

$$Q_{L_{\text{colector-ambiente}}} = 311,49 \frac{W}{m}$$

Como las pérdidas térmicas están expresadas en W/m, y sabiendo que la longitud del tubo absorbedor es de 148.5 m, las pérdidas en un colector Eurotrough son:

$$Q_{L_{\text{colector}}} = 311,49 * 148,5 = 46.256,15 \text{ W}$$

La energía solar incidente disponible en la apertura sobre el colector Eurotrough (anexo B.6) es:

$$Q_{\text{sol}} = 817,5 * 1054,15 * \cos 29,72$$

$$Q_{\text{sol}} = 748.629,5 \text{ W}$$

Para calcular la potencia útil que proporciona un colector Eurotrough es proporcionada por la siguiente ecuación (anexo B.6):

$$Q_{\text{útil}} = 748.629,5 * 0,8144 * 0,8466 * 0,98 * 0,96 - 46.256$$

$$Q_{\text{útil}} = 485.601,78 \text{ W}$$

Calculados los parámetros necesarios el rendimiento global de un colector Eurotrough es el siguiente:

$$Q_{\text{Global}} = \frac{Q_{\text{útil}}}{Q_{\text{sol}}} = \frac{485.601,78}{748.629,5} = 0,6486 = 64,86\%$$

Colectores por lazo

Antes de estimar el número de lazos necesarios, primero se debe estimar el número de colectores que constituyen dicho lazo.

Por otro lado, la potencia térmica útil se invierte en aumentar la entalpía del aceite, obteniendo la siguiente ecuación expresando el incremento de entalpía, en función del calor específico del aceite, y cuya fórmula viene dada por el fabricante (ver anexo B.6.).

$$485,6 = 6,28 * (1,479 * T_{\text{out}} + 0,0014T_{\text{out}}^2 - 523,88)$$

$$T_{\text{out}} = 313,5 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Por lo tanto, el incremento de temperatura en el colector Eurotrough es:

$$\Delta T_{\text{colector}} = 313,5 - 280 = 33,5 \text{ } ^\circ\text{C}$$

La cantidad de colectores a conectar en serie por fila del campo solar se determina dividiendo el salto térmico deseado por el incremento de temperatura por colector ($\Delta T_{\text{colector}}$). Sabiendo que el salto térmico deseado es de 113 °C, la cantidad de colectores es:

$$\frac{113}{33,5} = 3,37 \text{ colectores por fila}$$

Desde el ámbito constructivo es conveniente elegir un número par, debido a que se puede optar a una configuración del tipo “alimentación planta” disponiendo las filas en forma de “U” para las tuberías del campo de colectores.

Es por esto que se opta por 4 colectores conectados en serie por fila, sin embargo al aumentar la cantidad de colectores el caudal de aceite térmico aumenta en la misma proporción, por lo que el nuevo caudal másico del fluido es:

$$6,28 * \left(\frac{4}{3,37}\right) = 7,45 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

Obtenido el caudal del fluido, y sabiendo que el área de la sección transversal del tubo absorbedor es de $34,21 * 10^{-4} \text{ m}^2$ y la densidad, ρ , de 775,2 kg/m³ según tabla de especificaciones técnicas del aceite (Anexo E) de acuerdo a la temperatura media del fluido. La velocidad mínima del fluido térmico dentro del tubo absorbedor, se obtiene despejando la ecuación de caudal másico en función de la velocidad:

$$V = \frac{7,45}{34,21 * 10^{-4} * 775,2} \approx 2,8 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Entonces, velocidad del aceite es de $2,8 \frac{\text{m}}{\text{s}}$ por cada 4 colectores. Obteniendo un número de Reynolds $6,65 * 10^5$ el cual es superior al inicialmente previsto, por lo que no se pone en peligro una buena transferencia de calor en los tubos absorbedores

Número de lazos

Se entiende por lazo de colectores, como una fila de ida de colectores, una conexión y una fila de vuelta paralela a la anterior, pero de sentido contrario. Los lazos son de vital importancia a la hora de dimensionar el campo solar, debido a que poseen una configuración única, para evitar inestabilidades térmicas y fluido-mecánicas. La planta solar a diseñar contara con una configuración de “tipo U”, por lo que el número de lazos que se van a manejar tiene que ser siempre múltiplo de dos. La figura representa la configuración de un lazo de colectores tipo U.

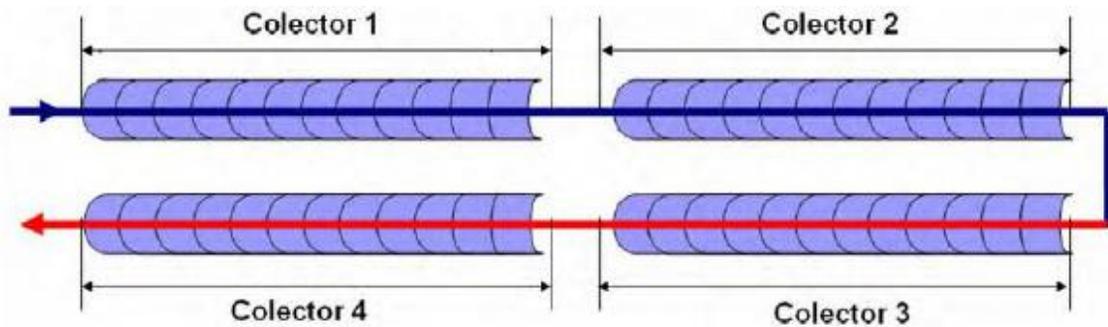


Figura 4.5: Configuración de lazo de colectores [Elaboración propia]

La potencia útil que va a suministrar cada fila de colectores es:

$$Q_{\text{util x fila}} = N_{\text{colectores x fila}} * Q_{\text{útil}}$$

$$Q_{\text{util x fila}} = 4 * 485,6$$

$$Q_{\text{util x fila}} = 1.654,96 \text{ kW(t)}$$

Conociendo el caudal que pasa por cada línea de colectores, se puede determinar el número de lazos del campo, ya que se conocen los valores máximo y mínimo del caudal total de aceite del campo. En el caso del tipo de planta termosolar de diseño la cantidad de lazos se determina de la manera siguiente:

$$N_{\text{lazos}} = \frac{\dot{m}_{\text{aceite.C.S}}}{\dot{m}_{\text{aceite.F.C}}}$$

Donde

N_{lazos} : Número de lazos campo solar

$\dot{m}_{\text{aceite.C.S}}$: Flujo másico aceite sistema transferencia de calor, expresada en kg/s.

$\dot{m}_{\text{aceite.F.C}}$: Flujo másico aceite por fila de colectores, expresada en kg/s

Entonces

$$N_{\text{lazos}} = \frac{21,5}{7,45} = 2,88 \approx 3$$

De esta manera, se establece que el campo solar estará formado por 3 lazos de 4 colectores cada uno. Por lo que la potencia térmica que es capaz de generar el campo solar en el punto de diseño es la siguiente:

$$Q_{\text{Campo solar}} = Q_{\text{útil}} * N_{\text{Colectores}} * N_{\text{lazos}}$$

$$Q_{\text{Campo solar}} = 485,6 * 4 * 3 = 5.827,2 \text{ kW}$$

Ya se ha dicho, en el apartado 4.2, que el múltiplo solar que se va a adoptar en este estudio debe ser ligeramente superior que uno. También se ha explicado por qué el múltiplo solar no puede ser excesivo. Considerando, pues, unos valores límites así que $1 < SM < 1.3$, surgen las potencias térmicas correspondientes (mínima y máxima) que tiene que suministrar el campo solar en condiciones de diseño, que conducen a unos caudales másicos mínimos y máximos para cada uno de los fluidos de trabajo considerados. Por lo tanto:

$$SM = \frac{5.827,2}{5.243} = 1,11$$

Se aprecia que el número del múltiplo solar está dentro del rango de los valores límites para plantas sin almacenamiento térmico, lo que proporciona que el bloque de potencia trabaje a un rendimiento óptimo en condiciones estacionarias durante un intervalo de tiempo mayor, ya que como anteriormente se mencionó, no se contará con una alta radiación solar tan beneficiosa todo el tiempo.

Área del campo solar

Teniendo en cuenta que el área de espejo de cada colector es de 817,5 m², se establece la extensión del campo solar:

$$S_{\text{espejos}} = N_{\text{Lazos}} * N_{\text{Colectores*fila}} * A_{\text{Espejo-Colector}}$$

$$S_{\text{espejos}} = 3 * 4 * 817,5 = 9.810 \text{ m}^2$$

Distancia entre colectores

Un punto importante a la hora de establecer la configuración del campo solar, es la distancia entre las líneas de colectores, ya que se debe evitar la proyección de sombra por parte de estos, durante el movimiento de seguimiento del sol.

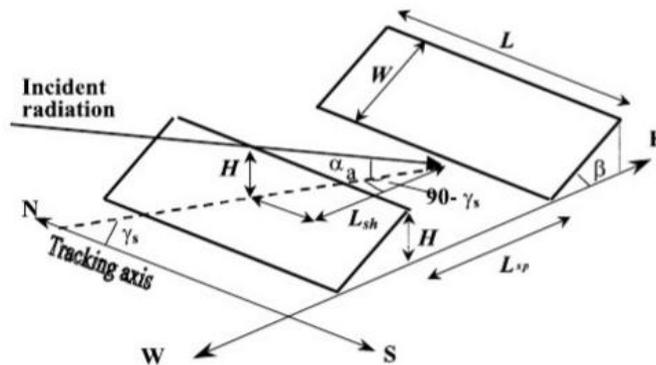


Figura 4.6: Largo de sombra proyectada por el colector [18]

La longitud de sombra entre filas de colectores (l_{sh}) se puede calcular mediante la siguiente ecuación:

$$l_{sh} = \left(\frac{H}{\tan \varphi} \right) * \cos(90 - A_z)$$

Sabiendo que la apertura del colector (w) es 5,77 m, un ángulo de seguimiento solar (ψ) igual a $64,7^\circ$ y las relaciones geométricas de interés (Anexo B.4), la altura (H) del borde posterior del colector, relacionada con el borde frontal, está dada por:

$$\begin{aligned} H &= w * \sin \psi \\ H &= 5,77 * \sin 64,7^\circ \\ H &= 5,21 \text{ m} \end{aligned}$$

Entonces

$$l_{sh} = \left(\frac{5,21}{\tan 13,6} \right) * \cos(90 - 59,2)$$

$$l_{sh} = 18,5 \text{ m}$$

Por lo tanto, se obtiene un promedio de longitud de sombra de 18.5 m. Este valor será utilizado como distancia entre filas de colectores, ya que se asegura que gran parte del día ninguno de los colectores proyecte sombra sobre otro, exceptuando el amanecer y atardecer. Debido a que la radiación incidente a estas horas del día es baja, la pérdida de energía es mínima.

4.3 Producción eléctrica

Producción eléctrica campo solar

Con una superficie de 9.810 m^2 , un rendimiento medio de transformación solar térmica de un 64,12%, un rendimiento del ciclo térmico-eléctrico del 42,08%, y con un rendimiento del alternador de un 99% se puede obtener, a partir de la tabla de radiación normal directa de la NASA, una previsión de la producción eléctrica por meses y el total anual (anexo B.7.). Los resultados son los que indica la tabla 4.5:

Tabla 4.5: Producción eléctrica bruta mensual [Elaboración propia]

Meses	Días por mes	Radiación normal directa (kWh/m ² día)	Producción bruta de energía (kWh)
Enero	31	9,38	760.544,2
Febrero	29	8,71	660.657
Marzo	31	8,35	677.030,3
abril	30	8,46	663.821,8
Mayo	31	8,41	681.895,1
Junio	30	8,25	647.344
Julio	31	8,47	686.760
Agosto	31	8,68	703.787,1
Septiembre	30	9,64	754.352,6
Octubre	31	9,94	805.949,8
Noviembre	30	10,6	831.738,3
Diciembre	31	10,4	843.247,2
		Total Anual (kWh/año)	8.719.187,2

La figura 4.7 muestra de una manera más gráfica la cantidad de energía bruta producida.

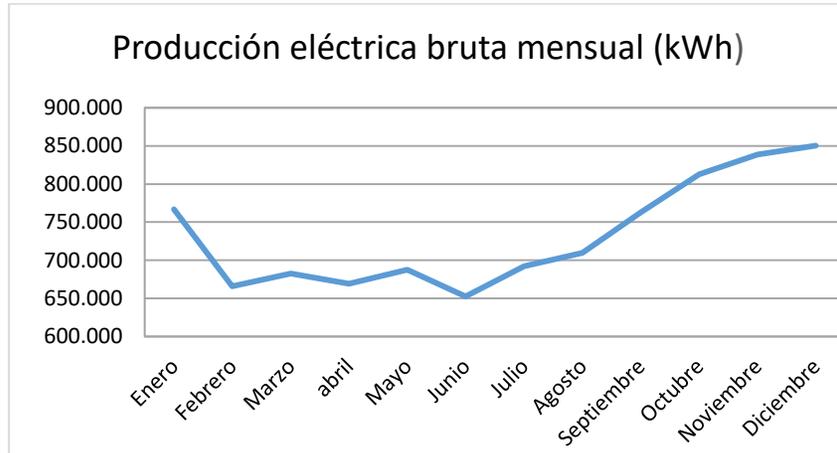


Figura 4.7: Producción eléctrica bruta anual [Elaboración propia]

Producción eléctrica con caldera auxiliar

La instalación cuenta con una caldera auxiliar de gas natural, que prestará servicio tanto para los arranques de la instalación, como para cubrir la demanda térmica en momentos de baja radiación. También se empleará en modo anti-freezing para evitar el congelamiento durante la noche del aceite térmico empleado.

El Gas Natural es el combustible elegido por motivos ambientales (su combustión genera menos CO₂ que la del propano u otros combustibles líquidos) y económicos.

En este caso, se va a suponer que la parte de combustible auxiliar destinada a compensar pérdidas o ausencias de radiación del campo solar será un 13% de la producción eléctrica total.

El rendimiento de la caldera se supondrá en un 90%, que es el rendimiento habitual de las calderas de gas. Por lo tanto existirá una producción eléctrica adicional obtenida a partir de la energía térmica aportada por la caldera auxiliar.

$$E_{\text{cald.aux}} = 8.719.187,2 * 13\% * 90\% = 1.000.526,73 \frac{\text{kWh}}{\text{año}}$$

La producción eléctrica adicional obtenida a partir de la energía térmica aportada por la caldera auxiliar es de 1.177.090,27 kWh/año.

Por lo tanto, la producción bruta total de energía es la sumatoria de la producción de energía del campo solar más la energía aportada por la caldera auxiliar:

$$\text{Producción bruta total} = 8.719.187,2 + 1.000.526,73 = 9.719.713,93 \text{ kWh}$$

La planta se encontrará funcionando todos los días del año en que haya sol, por lo que arrancará y parará todos los días, funcionando un gran número de horas a plena carga y un mínimo de horas a cargas parciales.

Disponibilidad de planta solar

A continuación se estudia una serie de consideraciones para facilitar la disponibilidad de la planta solar.

A. Potencia máxima de la planta

La potencia máxima es la que puede llegar a alcanzar la planta con el valor más alto de la radiación directa incidente, en este caso en particular se toma la radiación de diseño 1054.46 W/m².

Por lo tanto, la potencia térmica máxima del campo solar diseñado (Anexo B.8.), es la siguiente:

$$P_T = 1,054 \frac{\text{kW}}{\text{m}^2} * 0,641 * 9.810 \text{ m}^2 = 6.602,6 \text{ kW (t)}$$

Siendo la potencia eléctrica máxima:

$$P_{E,\text{max}} = 1.054 * 0,641 * 0,4208 * 0,99 * 9.810 = 2.761,1 \text{ kW(e)}$$

Como la potencia eléctrica máxima de diseño es de 1500 kW, parte del tiempo de funcionamiento se llevará a cabo el desenfoco de una parte de los espejos para no superar dicha potencia máxima.

La radiación global directa, para el cual la planta produce su potencia nominal de 1500 kW es:

$$P_N = I * 0,641 * 0,4208 * 0,99 * 9.810 = 1500 \text{ kW}$$

$$I = 572 \text{ W/m}^2$$

Factor de carga

Para determinar el factor de carga de la planta en cada momento, se calcula la distribución de la radiación a lo largo de las 24 horas, de la forma más precisa posible.

Según los datos entregados por el explorador solar, entrega la distribución de la radiación directa normal por horas sobre una superficie horizontal. (Anexo C)

La tabla 4.6 muestra los diferentes grados de carga, con que funcionara la planta:

Tabla 4.6: Grado de carga planta [Elaboración Propia]

Hora	Enero	Febrero	Marzo	Abril	Mayo	Junio	Julio	Agosto	Septiembre	Octubre	Noviembre	Diciembre
23	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
22	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
21	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
20	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
19	0,12	0,03	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0,04
18	0,96	0,84	0,51	0,10	0	0	0	0,06	0,20	0,37	0,67	0,92
17	1,40	1,30	1,32	1,09	0,74	0,62	0,82	1,08	1,21	1,29	1,41	1,42
16	1,64	1,60	1,61	1,49	1,40	1,34	1,39	1,48	1,57	1,61	1,69	1,64
15	1,76	1,72	1,74	1,66	1,62	1,56	1,58	1,64	1,71	1,74	1,80	1,74
14	1,81	1,77	1,80	1,75	1,72	1,66	1,68	1,74	1,78	1,82	1,85	1,80
13	1,78	1,78	1,81	1,79	1,76	1,71	1,72	1,76	1,80	1,84	1,85	1,83
12	1,77	1,79	1,83	1,80	1,77	1,73	1,73	1,78	1,78	1,80	1,75	1,77
11	1,83	1,82	1,83	1,79	1,74	1,71	1,70	1,76	1,82	1,85	1,80	1,82
10	1,82	1,78	1,78	1,75	1,69	1,66	1,65	1,71	1,79	1,84	1,88	1,84
9	1,75	1,69	1,70	1,67	1,60	1,54	1,54	1,61	1,71	1,79	1,84	1,78
8	1,57	1,45	1,48	1,41	1,35	1,29	1,27	1,33	1,53	1,67	1,74	1,66
7	1,23	1,04	1,05	0,88	0,68	0,46	0,44	0,70	1,16	1,42	1,53	1,43
6	0,53	0,24	0,10	0,01	0	0	0	0,001	0,19	0,68	1,02	0,88
5	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
4	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
3	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
2	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0

	< 30 %
	30 - 100 %
	> 100%

Como se puede apreciar en la tabla anterior, los porcentajes obtenidos indican que la planta funcionara durante casi todo el tiempo a una carga muy alta, esta situación es favorable, ya que el proceso industrial trabajara durante el día, con el único aporte de la energía captada en el campo solar.

Según la ubicación, la planta cuenta con aproximadamente 4.382 horas de sol al año (ver anexo B), las cuales fueron estimadas a partir de las horas de luz solar del día 15 de cada mes, por medio del recurso web “Daylight Hours Explorer” [19] (Anexo C). Por lo tanto, la planta tendrá ese número aproximado de horas de funcionamiento. Sin embargo, habrá que tener en cuenta las horas de parada para mantenimiento y los posibles problemas de funcionamiento de acuerdo al clima.

Las paradas de mantenimiento se estiman en un 5% de las horas anuales y los problemas de funcionamiento, en cuanto a días lluviosos o días muy ventosos se estiman en un 10% de las horas anuales. Por lo tanto, el número de horas de funcionamiento de la planta serán las siguientes:

$$\text{N}^{\circ} \text{ horas funcionamiento planta} = 4.382 - [(4.382 * 5\%) + (4.382 * 10\%)] = 3.724,7 \text{ horas}$$

La disponibilidad total de la planta será la siguiente:

$$\text{Disponibilidad} = \frac{\text{N}^{\circ} \text{ horas funcionamiento planta}}{\text{N}^{\circ} \text{ horas funcionamiento posibles}}$$

$$\text{Disponibilidad} = \frac{3.724,7}{4.382} = 0,85 = 85\%$$

Teniendo en cuenta el valor de disponibilidad de la Planta, la producción de energía generada será diferente, por lo tanto la producción de energía real de la planta será:

$$P_{E.\text{real}} = P_{E.\text{total}} * \text{Disponibilidad}$$

Tabla 4.7: Producción energía eléctrica bruta real [Elaboración propia]

Producción de energía (MWh/año)	
Campo solar	7.411,31
Caldera auxiliar	1000,52
Producción bruta	8.411,83

El factor de capacidad de la planta, es la energía generada dividida por la que generaría si trabajase las 8.760 horas del año a su máxima potencia.

En el caso de este proyecto se tiene:

$$\text{Factor de capacidad} = \frac{\text{Energía eléctrica producida}}{\text{Energía máxima posible producir}}$$

Donde energía máxima posible producir = $P_N * \text{Horas año}$

$$\text{Factor de capacidad} = \frac{8.411,83}{1,5 * 8.760} = 0,6131 = 64,02\%$$

Cantidad de energía generada sistema cogeneración a gas natural

El sistema de cogeneración a gas natural, proporciona una cantidad de energía de 528 kWh para satisfacer la energía que consume el sistema de secado térmico de lodos, como también otros consumos de la planta de tratamiento de aguas servidas. Para el cálculo de energía generada por este sistema, se toma un tiempo de funcionamiento continuo de 8 horas por día, los 365 días del año. Por lo tanto la cantidad de energía generada por el sistema de cogeneración a gas natural es la siguiente:

$$\text{Energía generada cogeneración} = 365 * 8 * 528 = 1.541.760 \text{ kWh/año}$$

Por lo que el consumo de combustible del sistema de cogeneración a gas natural según las especificaciones técnicas (Anexo C) es de 1.341 kWh y sabiendo que 1 kWh de energía generada por el combustible equivale a 0,003412 MMBtu.

Consumo anual de combustible cogeneración = $1.341 * 0,003412 * 8 * 365 = 13.360,43$ MMBtu/año

4.4 Resumen características de la planta solar

Tabla 4.8: Resumen configuración planta solar [Elaboración propia]

Configuración planta solar		
Potencia nominal	(kW)	1.500
Nº de lazos		3
Nº Colectores por fila		4
Nº Total colectores		12
Orientación del eje del colector		N-S
Separación entre filas	(m)	18,5
Extensión colectores	(m ²)	9.810
Extensión planta termoeléctrica	(ha)	3,5
Múltiplo solar		1.1
Producción Eléctrica anual bruta anual	(GWh)	8,05
Tipo de colector		Eurotrough
Tubo absorbedor		Schott PTR 70
Aceite térmico		Therminol VP-1
Rendimiento del campo solar	(%)	64,12
Rendimiento del ciclo agua vapor	(%)	42,08
Rendimiento global de la planta	(%)	26,98
Factor de capacidad	(%)	64,02

En la figura 4.8 se muestra un esquema de la planta termosolar diseñada.

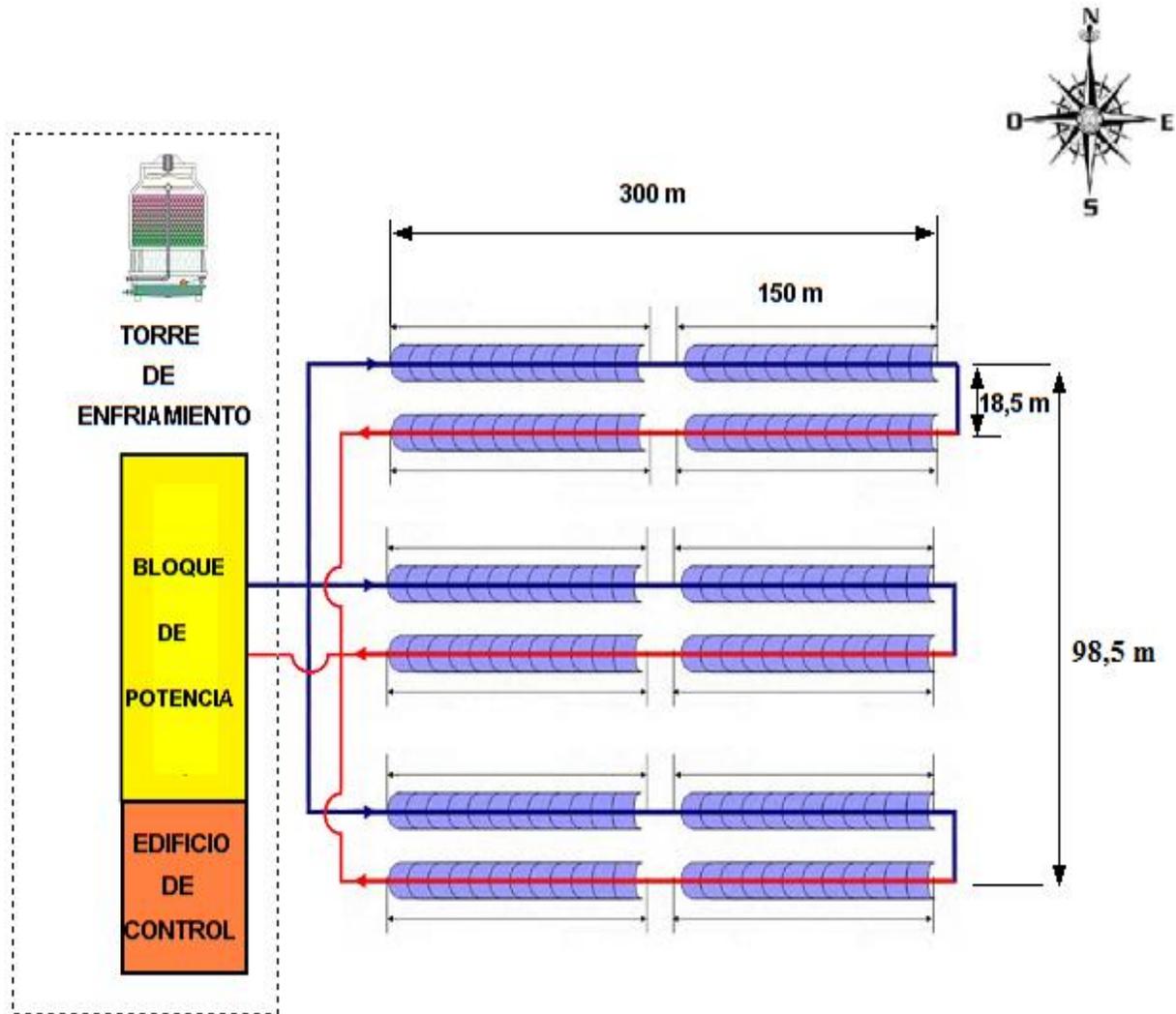


Figura 4.8: Bosquejo de planta termosolar [Elaboración propia]

CAPÍTULO 5

ANÁLISIS ECONÓMICO

A continuación, se realiza el desarrollo del modelo económico del proyecto. Principalmente, se lleva a cabo la evaluación de la inversión, además de un balance económico donde se identifican los ingresos, costos, flujos monetarios del proyecto y su periodo de recuperación.

5.1 Inversión

Por medio del estudio de la inversión, se determinan los fondos necesarios para la adquisición de activos necesarios para poner en ejecución y producción el proyecto.

Los siguientes elementos se van a tener en cuenta para la estimación de la inversión: Campo solar, sistema de conversión de potencia, sistema de generación de vapor, sistema de aceite térmico HTF, junto con los seguros y comisiones de instalación.

Campo solar

Para el análisis económico de los elementos del campo solar se han considerado datos establecido por referencias bibliográficas como: Sargent & Lundy Consulting group “Assessment of parabolic trough, technology cost and performance Forecast”

La tabla 5.1 muestra los costos del campo solar, en donde se incluyen el receptor, espejos, estructura soporte del colector, tuberías de interconexión, transporte, electrónica y control, tuberías principales, fundamentos de pilones, otras obras civiles y el fluido de transferencia de calor.

Tabla 5.1: Costos de inversión campo solar, mercado internacional [20]

Ítem	Valor Unitario [US\$/m ² campo]	Área campo Colectores [m ²]	Valor total [US\$]
Campo solar	190	9,810	1.863.900

Tabla 5.2: Costos de inversión caldera auxiliar, mercado internacional [20]

Ítem	Valor Unitario [US\$/kW(e)]	Potencia Nominal [kW(e)]	Valor total [US\$]
Caldera auxiliar	300	1.500	450.000

Sistema de conversión de Potencia

El costo de este equipo varía con el tamaño, las condiciones de entrada y salida del vapor utilizado, la velocidad de rotación y los estándares de construcción. En este tipo de equipos existe economía de escala, es decir, el costo de la unidad de potencia (US\$/kW) decrece a medida que el tamaño de la planta crece (kW totales). Por último, el precio de cada equipo depende además del cliente y de las negociaciones que éste realice con el distribuidor correspondiente.

La figura 5.1 muestra los costos del bloque de energía, en donde se incluyen la turbina de vapor, generador, el agua de alimentación y los sistemas de condensación.

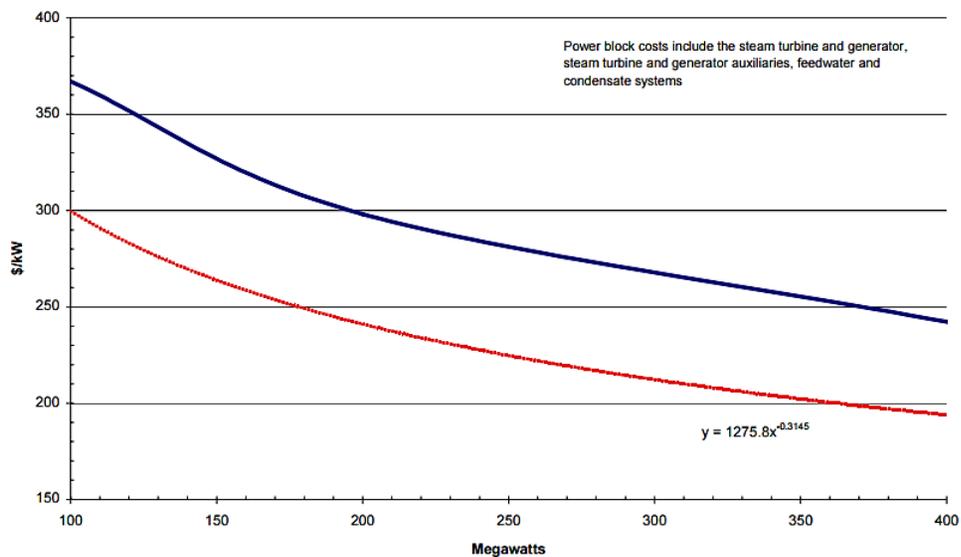


Figura 5.1: Reducción de costos a escala para bloque de potencia (\$/kW) [20]

De acuerdo a la ecuación que representa el gráfico anterior, se tiene que el valor del kilowatt para una capacidad instalada de 1.500 kW de potencia es de:

$$Y = 1.275,8 * x^{-0,3145}$$

$$Y = 1275,8 * 1,5^{-0,3145} = 1.123,05 \left[\frac{\text{US\$}}{\text{kW}} \right]$$

Por lo tanto, el valor del sistema de potencia es:

$$\text{Costo} = 1.123,05 \left[\frac{\text{US\$}}{\text{kW}} \right] * 1.500 \text{ [kW]} = 1.684.575 \text{ US\$}$$

Generador de vapor

El coste de los principales equipos del sistema de generación de vapor son los siguientes:

Tabla 5.3: Costos de inversión generador de vapor, mercado internacional [21]

Equipo	Valor Unitario [US\$/kWe]	Potencia Nominal[kWe]	Valor total [US\$]
Pre calentador	1,63	1.500	2.445
Evaporador	11,8	1.500	17.700
Sobrecalentador	1,72	1.500	2.580
		Total	22.725

Planta general

La figura 5.2 muestra el balance de los costos correspondientes a todos los sistemas auxiliares que son parte de una planta termosolar de potencia y son esenciales para su correcto funcionamiento. Entre los sistema auxiliares se incluye el equilibrio general del equipo de la planta, el sistema de condensador y torre de enfriamiento, sistema de tratamiento de agua, protección contra incendios,

tubería, sistemas de aire comprimido, sistema cerrado de agua de refrigeración, sistema de control de planta, equipo eléctrico, grúas y montacargas.

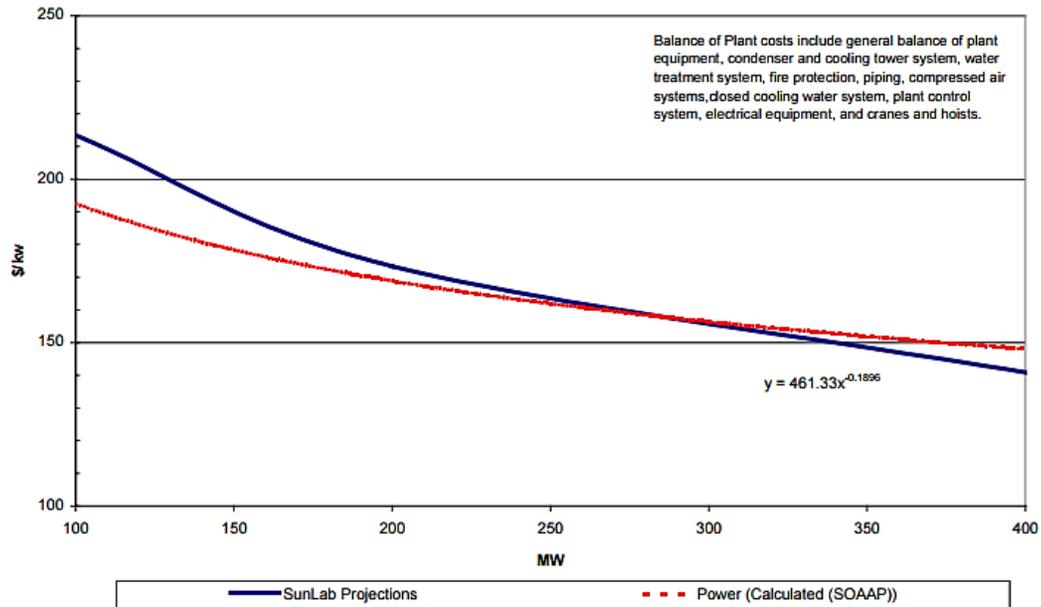


Figura 5.2: Reducciones de costos a escala planta en general (\$/kW) [20]

De acuerdo a la ecuación que representa el gráfico anterior, se tiene que el valor del kilowatt para una capacidad instalada de 1.500 kW de potencia es de:

$$Y = 461,33 * X^{-0,1896}$$

$$Y = 461,33 * 1,5^{-0,1896} = 427,19 \left[\frac{\text{US\$}}{\text{kW}} \right]$$

Por lo tanto, el costo de la planta en general es:

$$\text{Costo} = 427,19 \left[\frac{\text{US\$}}{\text{kW}} \right] * 1.500 \text{ [kW]} = 640.785 \text{ US\$}$$

Inversión del proceso industrial

El costo de inversión para la integración de la planta termosolar, implica el intercambiador de calor de tipo tubo y coraza, tuberías, soportes, aislación, fitting, accesorios de tuberías, obras civiles y transporte.

Asumiendo una distancia de tuberías de 100 metros, entre el sistema de cogeneración hasta la planta termosolar, por motivos de seguridad. El coste de la debida integración asciende al monto de US\$ 58.300, proporcionado por la empresa “Ingeniería y Urbanización Cristian San Martin EIRL”.

Terreno

Para la determinación del costo del terreno se debe tener en cuenta el costo por la utilización y mejoramiento del mismo, este último se refiere a todas las obras necesarias para la instalación de los distintos componentes de las plantas, es decir, costo de limpieza, distintas fundaciones y la preparación del terreno para implementar las cañerías, tuberías y otros dispositivos necesarios.

Según el avalúo fiscal de terrenos del año 2017 por el SERVICIO DE IMPUESTOS INTERNOS (SII) [22], el valor por m² de acuerdo a la ubicación de la planta es de aproximadamente US\$ 8,5, en donde el costo de mejoramiento del mismo se toma como un 20% del costo total del terreno.

$$\text{Coste terreno} = 35.000 * 8,5 + (35.000 * 8,5 * 0,2) = 357.000 \text{ US\$}$$

Inversión total planta

El costo de inversión total de la planta termosolar de colectores cilindro-parabólicos evaluados se muestra en la tabla 5.4:

Tabla 5.4: Inversión total [Elaboración propia]

Ítem	Valor (US\$)
Campo solar	1.863.900
Sistema de conversión de potencia	1.684.575
Generador de vapor	22.725
Planta general	640.785
Caldera auxiliar	450.000
Recargo por construcción, ingeniería y contingencias (20%)	932.397
Inversión en Proceso industrial	58.300
Terreno	357.000
Total	6.012.682

5.2 Costos

Para el análisis de los diferentes costos de una planta termosolar, se toma los relativos al combustible para la caldera auxiliar de gas natural, los consumos de agua de la planta, los costos de operación y mantenimiento, los costos de personal y los gastos financieros.

Costos del combustible auxiliar

Para valorar el coste del gas natural se ha tomado como referencia el coste del gas natural para el día 27 de abril de 2017, que aparece en el reporte diario sector energético del CENTRO NACIONAL DE ESTADÍSTICAS (CNE) [23], cuyo valor es de 3,2 US\$/MMBtu. La producción de energía eléctrica anual por la caldera auxiliar es de 997.803,74 kWh, entonces el consumo de combustible auxiliar anual es: (1 kWh = 0,003412 MMBtu)

$$\begin{aligned} \text{Consumo combustible auxiliar anual} &= 1000.526,73 \text{ kWh/año} * 0,003412 \text{ MMBtu/kWh} \\ &= 3.413,8 \text{ MMBtu/año} \end{aligned}$$

$$\text{Costos combustible auxiliar} = 3,2 \text{ US$/MMBtu} * 3.413,8 \text{ MMBtu/año} = 10.924,16 \text{ US$/año}$$

Operación y mantenimiento

Con el fin de garantizar un adecuado desempeño de cualquier planta, es importante tener en cuenta las operaciones que se deben realizar para mantener el correcto funcionamiento, correspondiente a la limpieza de espejos y alineación de componentes del campo solar. Se toma como el coste por mantenimiento de equipos el 1% anual de la inversión total.

Tabla 5.5: Costos operación y mantenimiento planta CCP [21]

Costos Operación y mantenimiento	
Costo por empleado y año (US\$/año)	30.000
Número de personas para la operación de la planta	5
Número de personas para el mantenimiento del campo solar	3
Mantenimiento de equipos (US\$/año)	60.126,86
Total (US\$/año)	300.126,82

Costo del agua

Los consumos de agua en una planta termosolar son variados, es decir, purgas del generador de vapor, reposición de agua evaporada y purgada por torre de refrigeración, agua desmineralizada para la limpieza de espejos del campo solar, otras purgas o pérdidas que surjan en la planta. El consumo de agua para una planta de colectores cilindro-parabólico ronda los 500.000 m³/año [23]. El coste del agua no se tomará en cuenta en el análisis económico, debido a que será proporcionado por la misma planta de tratamiento de aguas servidas.

Costos de seguros

Los costos de los seguros del periodo de operación de la planta (20 años), ascienden a un 0,4% [21] anual de la inversión total del proyecto.

$$\text{Costos Seguros} = 0,004 * 5.652.682 = 22.610,72 \text{ US$/año}$$

Costo de línea de interconexión

Debido a la ubicación escogida, se hace necesaria la construcción de una línea de alta tensión para transmitir la electricidad generada desde la planta hasta la subestación eléctrica Calama. La distancia entre la ubicación de la planta y la subestación Calama es alrededor de 5 km, por lo que se construirá una línea de transmisión avaluada en US\$ 400.000 [24]. Este valor será usado para todas las evaluaciones. Se consideran cero el costo de servidumbre, ya que el terreno por el que pasaría la línea es público y no tiene un costo de oportunidad considerable.

5.3 Ingresos

Los ingresos de las plantas provendrán de tres fuentes distintas: La venta de energía, de potencia y de bonos de carbono.

Precio de venta de electricidad

La generación de electricidad será valorada en función del precio de nudo, que es definido por la CNE como el promedio en el tiempo de los costos marginales de energía del sistema eléctrico operando a mínimo costo actualizado de operación y de racionamiento. En la siguiente figura se muestra la variación del precio nudo para el SING (subestación Crucero) desde abril de 1984 hasta mayo del 2016.



Figura 5.3: Precio de Nudo, SING-Crucero [25]

Si bien, el precio ha variado considerablemente en los últimos años, con una tendencia a la baja desde el 2009, puede ser afectado por muchos factores externos muy difíciles de predecir (crisis del gas argentino), o como también la escasez de algunos combustibles fósiles o la aplicación de posibles impuestos específicos. Es por esto, que en la evaluación en curso se tomará como referencia el valor de nudo de mayo del 2017 (32,13 CLP/kWh).

Venta de potencia

Otro tipo de ingreso por venta de electricidad es el pago por “potencia firme” en donde se paga cierta cantidad mensual por cada kW de potencia reconocida.

Se entiende como “Potencia Firme” la cantidad de potencia que cada planta puede entregar al sistema con un elevado nivel de seguridad en las horas de demanda máxima del sistema.

El Decreto tarifario actual N° 5T, establece las Horas de punta y fuera de punta. En el Sistema Interconectado del Norte Grande, para efectos de las disposiciones establecidas en el presente decreto, se entenderá por horas de punta el período del día comprendido entre las 18:00 y las 23:00 horas mientras rija el horario oficial de invierno y entre las 19:00 y 24:00 horas mientras rija el horario oficial de verano de cada día de todos los meses del año, exceptuándose los domingo, festivos y sábado inmediatamente siguiente a un día viernes festivo o anterior a un día lunes festivo. El resto de las horas del año serán horas fuera de punta.

Según el CDEC-SING [26] la demanda máxima al mes de febrero de 2016 fue de 2.428,8 MW mientras que la capacidad instalada es de 5.220,7 MW, por lo que el factor de demanda del sistema es de 0,465. Por lo tanto la potencia firme que entrega la planta (Anexo B.9.) es la siguiente:

$$P_{\text{firme}} = 1.500 * 0,6324 * 0,465 = 441,1 \text{ kWh}$$

En la siguiente figura se muestra la variación del precio por potencia firme para el SING (subestación Crucero) desde abril de 1984 hasta mayo del 2016.



Figura 5.4: Precio Potencia, SING-Crucero [25]

Se utilizará el valor de 5.500 CLP/kWh/mes (8,1675 US\$/kWh/mes) y se mantendrá el valor de potencia firme como constante para el período de evaluación.

Una manera de tener ingresos por venta de potencia firme, se opta por producir electricidad con ayuda de la caldera auxiliar una hora, dentro de los horarios punta, es decir, de 18 a 19 horas en horario de invierno y de 19 a 20 horas en horario de verano, ya que la planta en esos horarios no cuenta con la radiación suficiente para generar electricidad.

Por lo que, la cantidad de potencia firme que se puede generar anualmente es:

$$P_{\text{firme anual}} = 441,1 \text{ kWh} * 355 \text{ horas/año} = 156.590,5 \text{ kWh/año}$$

$$\text{Ingreso venta potencia firme} = 156.590,5 \frac{\text{kWh}}{\text{año}} * 8,1675 \frac{\text{US\$}}{\text{kWh}} = 1.278.952,9 \frac{\text{US\$}}{\text{año}}$$

Ahorro de combustible

El valor de la cantidad de combustible que se ahorra al integrar la energía solar al sistema de cogeneración es la siguiente:

$$\begin{aligned} \text{Coste combustible cogeneración gas natural} &= 13.360,43 \text{ MMBtu/año} * 3,2 \text{ US\$/MMBtu} \\ &= 42.753,37 \text{ US\$/año} \end{aligned}$$

Donde el costo del combustible auxiliar por año es de US\$ 10.324,16, entonces:

$$\begin{aligned}\text{Ahorro gas natural} &= 42.753,37 \text{ US\$/año} - 10.924,16 \text{ US\$/año} \\ &= 31.829,21 \text{ US\$/año}\end{aligned}$$

5.4 Ingresos adicionales

A la hora de financiar un proyecto cualquiera existen variadas posibilidades de financiamiento, tanto públicas como privadas, mediante diferentes instrumentos o servicios. Es decir, Créditos, subsidios, garantías, leasing, factoring, entre otros.

En el caso de proyectos relacionados con energías renovables estas posibilidades aumentan, ya que existe un interés especial por promover su uso, de las cuales se detallan algunas a continuación:

Bonos de Carbono

Una forma de generar ingresos adicionales para financiar la inversión y operación de la planta, es a través de la venta de bonos de carbono, ya que se está implementando una tecnología que permite reducir las emisiones de CO₂, y otros gases de efecto invernadero, al desplazar energía eléctrica y térmica del sistema de cogeneración, que es generada con combustibles fósiles, por energía producida con energías renovables. Esta venta de bonos se puede hacer gracias al Mecanismo de Desarrollo Limpio (enmarcado dentro del Protocolo de Kyoto), que permite a países en desarrollo como Chile, vender reducciones de toneladas de dióxido de carbono equivalente a países desarrollados, de manera que éstos puedan cumplir sus metas de reducción de emisiones de gases invernadero.

La Convención Marco de las Naciones Unidas sobre el Cambio Climático dispone de metodologías para cuantificar las toneladas de CO₂ que un proyecto puede reducir. Una de éstas se ajusta perfectamente al proyecto presentado en este trabajo, correspondiente a una metodología para proyectos de pequeña escala (menor a 15 [MW]) de producción de energía térmica con o sin

electricidad a partir de energías renovables conectados al sistema eléctrico (AMS-IC¹²). La cantidad de toneladas de CO₂ equivalente reducidas, cuyo precio medio anual a la fecha del año 2017 es de 5.54 US\$/Ton [27].

La cantidad de “bonos de carbono” que se podrán comercializar cada año se determinan a partir de la siguiente ecuación (Anexo B.10):

$$ER_n = 0,8545 * G_n = 7187,90 \frac{\text{Ton}}{\text{año}}$$

$$\text{Ingreso bonos de carbono} = 7.187,9 * 5.54 = 39.821 \text{ US\$/año}$$

¹² El Mecanismo de Desarrollo Limpio (MDL) requiere la aplicación de una metodología de referencia y monitoreo para determinar la cantidad de Reducciones Certificadas de Emisiones (RCE) generadas por una actividad de proyecto MDL de mitigación en un país anfitrión.

CAPÍTULO 6: COMENTARIOS Y CONCLUSIONES

En el presente trabajo se estudiaron los diferentes tipos de secado térmico y plantas solares, con el fin de seleccionar el tipo de tecnología más adecuada para la integración de la energía solar a un sistema de cogeneración a gas natural, haciendo énfasis tanto en sus características técnicas como económicas.

El lugar de instalación de la planta dispone de una zona amplia, una radiación solar elevada, además de tener un punto cercano de interconexión con el SING. Se determinó como lugar idóneo, las cercanías de la planta de tratamiento de aguas servidas TRATACAL S.A., ubicada en la localidad de Calama, a 5 km de la subestación eléctrica Calama.

Del estado del arte de las tecnologías analizadas, se seleccionó la tecnología cilindro-parabólica, debido a la madurez tecnológica y potencial futuro, junto con poseer las mejores características para el aprovechamiento de la energía térmica en procesos de carácter industrial, y cuyo tamaño de planta asciende a 1,5 MW.

La planta termosolar se diseñó sin almacenamiento térmico, debido a que el proceso industrial se definió con una operatividad diaria de 8 horas. Si bien las opciones de almacenamiento que se están desarrollando en la actualidad, se muestran como una ventaja por la flexibilidad y adaptabilidad a la curva de demanda que aportan, no contribuyen a una disminución de la inversión necesaria, puesto que obligan a sobredimensionar el campo solar. Esto implica que, aunque la disponibilidad de la planta aumente y disminuya el coste por kilovatio hora generado, solo sea una opción válida para grandes instalaciones y con un riesgo económico mayor, al suponer una inversión elevada.

Para las evaluaciones económicas se consideraron tres fuentes de ingresos: la venta de energía, el pago por potencia firme y las ventas de bonos de carbono. Para determinar el número de bonos de carbono se estimó la reducción de emisiones de la planta, pudiendo concluir que la planta reduce en promedio 8.400 toneladas de CO₂ anuales. Con respecto a la venta de potencia firme se tomó la determinación de producir electricidad con ayuda de la caldera auxiliar durante una hora, dentro de los horarios punta, es decir, de 18 a 19 horas en horario de invierno y de 19 a 20 horas en horario de

verano. El ingreso anual por venta de potencia firme es de aproximadamente US\$ 1.278.952,9, siendo este ingreso de gran importancia, para la rentabilidad de la planta.

Otro punto considerable, es que si bien no se reemplazó la utilización del gas natural por completo, se redujo en un porcentaje de un 74,5% anual, con un ahorro de 31.8 millones de dólares, siendo un balance positivo a la hora de proponer la energía solar como reemplazo de energías primarias en procesos industriales.

El análisis económico muestra que la planta estudiada es rentable. En el escenario de reducción potencial de costos, todas las plantas se vuelven rentables para una tasa de descuento del 10%, obteniendo VAN de 1,14 millones de dólares, un TIR del 13% y un periodo de recuperación de 7,21 años.

Se observa que la inversión necesaria es alta en este tipo de plantas, lo cual asciende a unos 6 millones de dólares. Lo anterior supone respaldo de grandes empresas, entidades bancarias o fondos de inversión.

Se espera que en los próximos años se reduzcan notablemente los costos de inversión en el campo solar, gracias al desarrollo tecnológico y comercial que se prevé que logren las tecnologías termosolares.

BIBLIOGRAFÍA

- [1] Elías X., (2012). Vías de tratamiento y valorización de fangos de depuradora. Reciclaje de Residuos Industriales (909). Residuos sólidos urbanos y fangos de depuradora. Madrid, España: Diaz De Santos.
- [2] Delgado J., (2004). Secado térmico convencional. Estudio de las tecnologías de secado de Biosólidos procedentes de Edar (58). Universidad de Sevilla, España
- [3] Multitek, (2017). Microgeneración. Sitio web: <http://www.multitekingenieros.com>
- [4] Rubio C., Belman J. M., Galván S. R., Pacheco J. J., & Flores J. M., (2010). Modelado energético de motores de combustión interna para aplicaciones de cogeneración. SOMIM. Monterrey, México.
- [5] Tekniker-ik4, (2010). Artículo revisión tecnologías solares termoeléctricas. Universidad del País Vasco, España.
- [6] Greenpeace, Estela, & SolarPACES, (2009). Tecnología solar y costes de electricidad de ESTC. Energía Solar Térmica De Concentración (17). Perspectiva mundial. España.
- [7] Plataforma Solar de Almería. Informe anual 2005. Sitio web: <http://www.psa.es>
- [8] Zarza E., (2002). Generación directa de vapor con colectores solares cilindro-parabólicos. Proyecto Direct Solar Steam (DISS) (16-34). Universidad de Sevilla, España.
- [9] Solar Millennium AG, (2008). The Parabolic Trough Power Plants Andasol 1 to 3. The largest solar power plants in the world-Technology premiere in Europe (12-15). Alemania.
- [10] Beninga K., (2010). Single tank thermocline storage. Advances in molten salt thermal storage. IntertechPIRA CSTP Conference. Phoenix, EEUU.

- [11] Morenilla J., Bernácer I., Santos J., & Muñoz J, (2006). Funcionamiento del túnel de secado térmico de fangos de la EDAR de IBI (Alicante). INGENIERÍA ALICANTINA S.A. Alicante, España
- [12] Sarmiento P., (2008). Radiación solar en edificios. Energía solar: Aplicaciones e ingeniería (156). Valparaíso, Chile: Ediciones Universitarias de Valparaíso.
- [13] Departamento de Geofísica, Facultad de Ciencias Físicas y Matemáticas, & Minenergía. (2017). Explorador solar web, 2017, de Universidad de Chile Sitio web: <http://www.minenergia.cl/exploradorsolar/>
- [14] García S., (2009), Ciclo agua-vapor, el campo solar, turbinas de vapor, el sistema HTF .Centrales Termosolares: Fundamentos técnicos, principales equipos y sistemas, Vol. 2 y 7. Madrid, España. Editoriales Renovetec.
- [15] Heliotrough. (s.f.). Obtenido de Heliotrough: <http://www.heliotrough.com/>
- [16] Kearney D, (2007). Parabolic Trough Collector Overview; notes on a bit of history, development after Luz, and a recent surge in trough collector technology offerings. Parabolic Trough Workshop. National Renewable Energy Laboratory, Golden CO.
- [17] SCHOTT, (2008). Schott Ptr®70 Receiver the Next Generation. Manual de Especificaciones Técnicas.
- [18] Behnia M., Morrison G., & Odeh, S., (2003). Performance evaluation of solar thermal electric generation systems. Energy Conversion & Management (2425-2443), Vol. 44. Editorial ELSEVIER
- [19] Astronomy Education. (2010). Daylight Hours Explorer. 2017, de University of Nebraska-Lincoln Sitio web: <http://astro.unl.edu>
- [20] Sargent & Lundy LLC Consulting Group, (2003). Assessment of Parabolic Trough and Power Tower Solar Technology Cost and Performance Forecasts. NREL.

- [21] Montes M. J., 2008. Resultados del balance anual y económico. Análisis y propuestas de sistemas solares de alta Exergía que emplean agua como fluido calorífero (210). Escuela Técnica Superior de Ingenieros Industriales, Madrid, España.
- [22] Servicio de impuestos internos, (2017).Avalúos y contribuciones de bienes raíces. Sitio web: <http://homer.sii.cl/>
- [23] Fenercom, & Consejería de Economía y Hacienda Comunidad de Madrid, (2012). Guía Técnica De La Energía Solar Termoeléctrica. Madrid, España.
- [24] Ahmad K., (2012). Technical and Economic Performance of Parabolic trough. Cairo University, Egypt.
- [25] Comisión nacional de energía, (2017). Información estadística sobre la tarificación y ventas de energía eléctrica en régimen especial Sitio web: <https://www.cne.cl>
- [26] CDEC-SING, (2017). Centro de Despacho Económico de carga – Sistema Interconectado del Norte Grande Sitio web: <http://cdec2.cdec-sing.cl>
- [27] Sendeco, (2008). Precios CO₂, 2017. Sitio web: <https://www.sendeco2.com/>.
- [28] INVESTCHILE, (2010). Corporación de Fomento de la Producción. Programa de energías renovables no convencionales & renovables no convencionales & cambio climático + Subsidios, Auditorias, Eficiencia energética. Chile.
- [29] Yunus A. Cengel; & John M. Cimbala, (2013). Mecánica de fluidos fundamentos y aplicaciones. Segunda edición. Cap. 6 y 7: Mc Graw Hill.
- [30] Gómez C., (2009).Ciclo Rankine con regeneración. Ciclos de potencia de vapor. Ciclo Rankine (6-7). Universidad Nacional Experimental Francisco De Miranda, Venezuela.

[31] William Stine y Michael Geyer. Power from the sun. Cap. 2-5. Sitio web: <http://www.powerfromthesun.net/>

[32] Spencer J.W., (1971). Fourier series representation of the position of the sun. CSIRO Division of Building Research. Melbourne, Victoria.

[33] Eastman Chemical Company, (2016). Therminol VP-1. Heat transfer fluid. Manual de Especificaciones Técnicas.

[34] Ciria Repáraz I., (2010). Análisis de la tecnología de concentración solar mediante colectores cilindro-parabólicos para generación eléctrica. EUITI Zaragoza, España.

[35] Dirección de Peajes, (2011). Cálculo de potencia firme. Cálculo y Determinación Del Balance De Potencia Firme (27). Chile.

[36] United Nations Framework Convention on Climate Change, (2007). Clean Development Mechanism – Executive Board. Methodology for zero-emissions grid-connected electricity generation from renewable sources in Chile. Bonn, Alemania.

DORSET GM, (2016). Datasheet For The 1000 kWth 90/70 °C Dorset Drying Plant. Manual De Especificaciones Técnicas.

Hangzhou Steam Turbine, (2010). Extraction Condensing Turbine. Industrial Steam Turbines Sitio web: <http://en.htc.net.cn/>

NASA, (2017). Surface meteorology and Solar Energy Sitio web: <https://eosweb.larc.nasa.gov/sse/>

PASCH, 2013. Módulos de cogeneración a biogás y gas natural. Manual De Especificaciones Técnicas.

Software Engineering equation solver EES, 1992-2012, S.A. KLEIN.

ANEXOS

ANEXO A

FLUJO DE CAJA

		1	2	3	4	5
(+) Ahorro		31.858,9	31.858,9	31.858,9	31.858,9	31.858,9
(+) Ingresos	0	1.646.566,2	1.646.566,2	1.646.566,2	1.646.566,2	1.646.566,2
(-) COSTOS	0	711.051,0	711.051,0	711.051,0	711.051,0	711.051,0
(-) DEPRECIACIÓN	0	300.634,1	300.634,1	300.634,1	300.634,1	300.634,1
UAI	0	666.740,0	666.740,0	666.740,0	666.740,0	666.740,0
(-) IMPUESTO (20 %)	0	133.348,0	133.348,0	133.348,0	133.348,0	133.348,0
UDI	0	533.392,0	533.392,0	533.392,0	533.392,0	533.392,0
(+) DEPRECIACIÓN	0	300.634,1	300.634,1	300.634,1	300.634,1	300.634,1
INV INICIAL	6.012.682	0	0	0	0	0
FLUJO CAJA	-6.012.682	834.026,1	834.026,1	834.026,1	834.026,1	834.026,1
FLUJO CAJA ACUMULADO	-6.012.682	-5.178.655,9	-4.344.629,7	-3.510.603,6	-2.676.577,5	-1.842.551,3

6	7	8	9	10	11	12	13
31.858,9	31.858,9	31.858,9	31.858,9	31.858,9	31.858,9	31.858,9	31.858,9
1.646.566,2	1.646.566,2	1.646.566,2	1.646.566,2	1.646.566,2	1.646.566,2	1.646.566,2	1.646.566,2
711.051,0	711.051,0	711.051,0	711.051,0	711.051,0	711.051,0	711.051,0	711.051,0
300.634,1	300.634,1	300.634,1	300.634,1	300.634,1	300.634,1	300.634,1	300.634,1
666.740,0	666.740,0	666.740,0	666.740,0	666.740,0	666.740,0	666.740,0	666.740,0
133.348,0	133.348,0	133.348,0	133.348,0	133.348,0	133.348,0	133.348,0	133.348,0
533.392,0	533.392,0	533.392,0	533.392,0	533.392,0	533.392,0	533.392,0	533.392,0
300.634,1	300.634,1	300.634,1	300.634,1	300.634,1	300.634,1	300.634,1	300.634,1
0	0	0	0	0	0	0	0
834.026,1	834.026,1	834.026,1	834.026,1	834.026,1	834.026,1	834.026,1	834.026,1
-1.008.525,2	-174.499,1	659.527,1	1.493.553,2	2.327.579,3	3.161.605,5	3.995.631,6	4.829.657,7

14	15	16	17	18	19	20
31.858,9	31.858,9	31.858,9	31.858,9	31.858,9	31.858,9	31.858,9
1.646.566,2	1.646.566,2	1.646.566,2	1.646.566,2	1.646.566,2	1.646.566,2	1.646.566,2
711.051,0	711.051,0	711.051,0	711.051,0	711.051,0	711.051,0	711.051,0
300.634,1	300.634,1	300.634,1	300.634,1	300.634,1	300.634,1	300.634,1
666.740,0	666.740,0	666.740,0	666.740,0	666.740,0	666.740,0	666.740,0
133.348,0	133.348,0	133.348,0	133.348,0	133.348,0	133.348,0	133.348,0
533.392,0	533.392,0	533.392,0	533.392,0	533.392,0	533.392,0	533.392,0
300.634,1	300.634,1	300.634,1	300.634,1	300.634,1	300.634,1	300.634,1
0	0	0		0	0	0
834.026,1	834.026,1	834.026,1	834.026,1	834.026,1	834.026,1	834.026,1
5.663.683,9	6.497.710,0	7.331.736,1	8.165.762,3	8.999.788,4	9.833.814,5	10.667.840,7

VIDA UTIL ESTIMADA	20	AÑOS
IMPUESTOS	20%	%
TASA DE DESCUENTO	10,0%	%
BENEFICIO ANUAL	1.646.566	US\$
INVERSION INICIAL	6.012.682	US\$

TIR	13%
Años Rec.	7,21
VAN (US\$)	1.087.853

ANEXO B

MEMORIA DE CÁLCULOS

B.1. Sistema cogeneración [29]

- **Flujo de agua circulante**

Realizando un balance de energía al sistema de cogeneración a base de gas natural, se obtiene el flujo de agua circulante.

$$Q_{C.\text{gas natural}} = \dot{m}_{\text{agua}} * C_p * (T_{\text{salida}} - T_{\text{entrada}})$$

Donde

$Q_{C.\text{gas natural}}$: Potencia térmica sistema cogeneración a gas natural, expresada en kW.

\dot{m}_{agua} : Flujo másico de agua, expresada en kg/s.

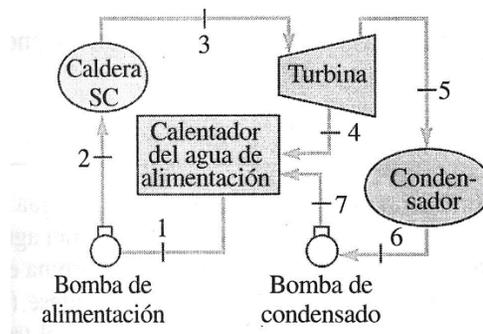
C_p : Calor específico del agua, expresada en kJ/(kg*K).

$T_{\text{entrada}}, T_{\text{salida}}$: Temperaturas de entrada y salida del agua en el sistema de cogeneración, expresada en °C.

Despejando el flujo másico del agua, se tiene:

$$\dot{m}_{\text{agua}} = \frac{Q_{C.\text{gas natural}}}{C_p * (T_{\text{salida}} - T_{\text{entrada}})}$$

B.2. Ciclo Rankine con regeneración [30]



El análisis teórico de un ciclo ideal regenerativo se emplean los principios de conservación de la masa y la energía aplicados al volumen de control.

$$\sum \dot{m}_{ent} = \sum \dot{m}_{sal} \rightarrow \dot{m}_1 = \dot{m}_4 + \dot{m}_7$$

De la misma manera, el balance de energía con $\dot{Q} = 0$ y $\dot{W} = 0$ es:

$$\sum \dot{m}_{ent} * h_{ent} = \sum \dot{m}_{sal} * h_{sal} \rightarrow \dot{m}_1 * h_1 = \dot{m}_4 * h_4 + \dot{m}_7 * h_7$$

Eliminando \dot{m}_7 al combinar estas dos ecuaciones:

$$\dot{m}_1 * h_1 = \dot{m}_4 * h_4 + (\dot{m}_7 - \dot{m}_4) * h_7$$

Dividiendo todo entre la masa total \dot{m}_7 se tiene:

$$h_1 = \frac{\dot{m}_4}{\dot{m}_1} * h_4 + \left(1 - \frac{\dot{m}_4}{\dot{m}_1}\right) * h_7$$

Si la fracción de vapor de agua extraída de la turbina \dot{m}_4 / \dot{m}_1 , en el estado 4 se representa por y_4 , entonces:

$$1(h_1) = y_4 * h_4 + (1 - y_4) * h_7$$

El trabajo total que sale de la turbina, referido a la unidad de masa que atraviesa la zona de la caldera y el sobrecalentador, es:

$$w_{T,sal} = \frac{W_{T,sal}}{\dot{m}_1} = 1(h_3 - h_4) + (1 - y_4) * (h_4 - h_5)$$

El trabajo de la bomba de líquidos en condiciones isoentrópicas, referido a la misma masa, es:

$$w_{T,sal} = v * (P_7 - P_6) * (1 - y_4)$$

B.2.1. Potencias térmicas y mecánicas [30]

Las diferentes potencias térmicas y mecánicas que se obtienen por el ciclo Rankine simple con regeneración, en el circuito de agua-vapor se obtienen a través de las siguientes ecuaciones referidas según la figura 3.2:

- **Calor que absorbe el conjunto de intercambiadores**

$$Q_{IC} = \dot{m} * (h_1 - h_7)$$

- **Trabajo que entrega la turbina**

$$W_{turbina} = \dot{m}_1 * (h_1 - h_2) + \dot{m}_1 * (1 - y_4) * (h_2 - h_3)$$

- **Calor que rechaza el condensador**

$$Q_{condensador} = \dot{m}_1 * (1 - y_4) * (h_3 - h_4)$$

- **Trabajo que requiere la bomba N° 1**

$$W_{bomba,1} = v_4 * (P_5 - P_4) * (1 - y_4) * \dot{m}_1$$

- **Trabajo que requiere la bomba N° 2**

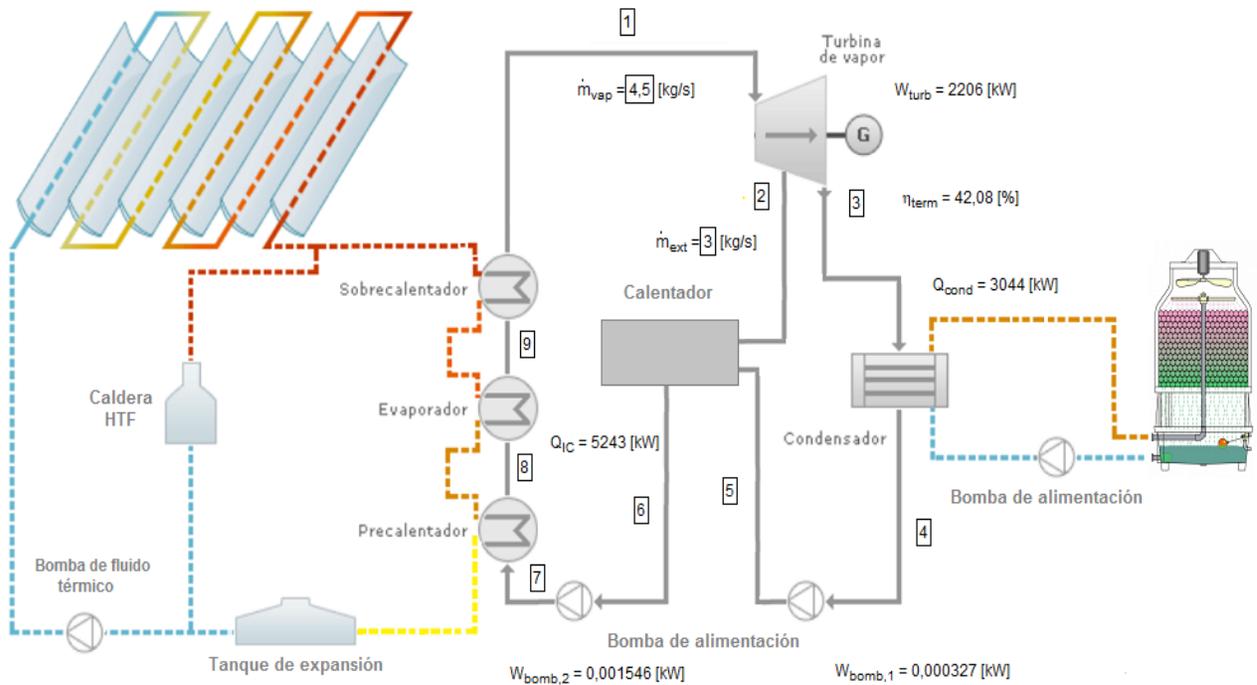
$$W_{bomba,2} = v_6 * (P_7 - P_6) * \dot{m}_1$$

- Trabajo neto

$$W_{\text{neto}} = W_{\text{turbina}} - W_{\text{bomba,1}} - W_{\text{bomba,2}}$$

- Rendimiento térmico

$$\eta_{\text{térmico}} = \left(\frac{W_{\text{neto}}}{Q_{\text{IC}}} \right) * 100$$



B.3. Bloque de potencia [29]

- Número de Reynolds

$$Re = \frac{V * D * \rho}{\mu}$$

Siendo

V = Velocidad del fluido expresada en m/s

D = Diámetro interior de los tubos absorbedores, expresado en m

ρ = Densidad del aceite térmico, expresada en kg/m^3

μ = Viscosidad dinámica del fluido, expresada en $\text{kg/m}^*\text{s}$

B.3.1. Caudal aceite térmico por sistema de generación de vapor

Realizando un balance de energía del sistema de generación de vapor se tiene que el calor transferido por el fluido térmico hacia el generador de vapor igual a:

$$Q_{\text{Therminol VP-1}} = \dot{m}_{\text{VP-1}} * (h_{393\text{ }^\circ\text{C}} - h_{293\text{ }^\circ\text{C}})$$

En donde el calor que absorbe el conjunto generador de vapor

$$Q_{\text{IC}} = \dot{m}_{\text{agua}} * (h_1 - h_7)$$

Como el calor transferido por el aceite térmico, es igual al calor que absorbe el sistema de generación de vapor se igualan las dos ecuaciones, despejando el flujo másico de aceite térmico.

$$\dot{m}_{\text{aceite}} * (h_{393\text{ }^\circ\text{C}} - h_{293\text{ }^\circ\text{C}}) = \dot{m}_{\text{agua}} * (h_1 - h_7)$$

$$\dot{m}_{\text{aceite}} = \dot{m}_{\text{agua}} * \frac{(h_1 - h_7)}{(h_{393\text{ }^\circ\text{C}} - h_{293\text{ }^\circ\text{C}})}$$

Donde

\dot{m}_{aceite} : Flujo másico aceite térmico, expresado en kg/s .

\dot{m}_{agua} : Flujo másico de agua que entra al sistema de generación de vapor, expresada en kg/s .

$h_{393\text{ }^\circ\text{C}}, h_{293\text{ }^\circ\text{C}}$: Entalpias de entrada y salida del fluido térmico, expresada en kJ/kg .

h_1, h_7 : Entalpias de entrada y salida del agua y vapor, expresada en kJ/kg .

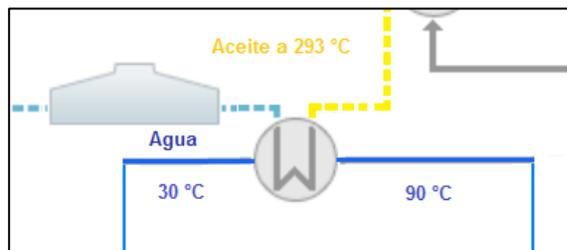
B.3.2. Temperatura de salida aceite térmico intercambiador aceite-agua

Para saber la nueva temperatura del aceite que proviene del intercambiador aceite agua, se realiza un balance de energía del intercambiador en cuanto a los dos fluidos de trabajo.

En donde el calor específico del aceite viene dado por la siguiente ecuación [33]:

$$C_{P_{\text{Therminol VP-1}}} = 1.479 + 0.0028 * T \frac{\text{kJ}}{\text{kg} * \text{K}}$$

Realizando el balance de energía se tiene:



$$\dot{m}_{\text{aceite}} * C_{p_{\text{aceite}}} * dT_{\text{aceite}} = \dot{m}_{\text{agua}} * C_{p_{\text{agua}}} * dT_{\text{agua}} = U * dA * (T_{\text{aceite}} - T_{\text{agua}})$$

Reemplazando la ecuación de calor específico del aceite, se tiene que:

$$\dot{m}_{\text{aceite}} * (1.479 + 0.0028 * T_{\text{aceite}}) * dT_{\text{aceite}} = \dot{m}_{\text{agua}} * C_{p_{\text{agua}}} * dT_{\text{agua}}$$

Integrando la igualdad:

$$\int \dot{m}_{\text{aceite}} * (1.479 + 0.0028 * T_{\text{aceite}}) * dT_{\text{aceite}} = \int \dot{m}_{\text{agua}} * C_{p_{\text{agua}}} * dT_{\text{agua}}$$

$$\dot{m}_{\text{aceite}} * \left(1.479 T_{\text{aceite}} + \frac{0.0028 * T_{\text{aceite}}^2}{2} \right) \Big|_{T_{e_{\text{aceite}}}}^{T_{s_{\text{aceite}}}} = \dot{m}_{\text{agua}} * C_{p_{\text{agua}}} * (T_{e_{\text{agua}}} - T_{s_{\text{agua}}})$$

$$\begin{aligned} \dot{m}_{\text{aceite}} * (1.479T_{s_{\text{aceite}}} + 0.0014 * T_{s_{\text{aceite}}}^2 - 1.479T_{e_{\text{aceite}}} - 0.0014 * T_{e_{\text{aceite}}}^2) \\ = \dot{m}_{\text{agua}} * C_{p_{\text{agua}}} * (T_{e_{\text{agua}}} - T_{s_{\text{agua}}}) \end{aligned}$$

Donde

\dot{m}_{agua} , \dot{m}_{aceite} : Flujo másico de agua y aceite, expresada en kg/s.

$T_{e_{\text{aceite}}}$, $T_{e_{\text{agua}}}$; $T_{s_{\text{aceite}}}$, $T_{s_{\text{agua}}}$: Temperatura de entrada y salida aceite y agua, expresada en ° C.

$C_{p_{\text{agua}}}$: Calor específico del agua, expresada en kJ/ (kg*K).

B.4. RELACIONES GEOMÉTRICAS [31]

Para estudiar la captación de energía solar en una planta de colectores cilindro-parabólico, primero es necesario revisar algunas relaciones geométricas que permiten estimar de manera precisa la cantidad de energía que es posible captar.

- **Angulo horario diario, factor de corrección de excentricidad y la declinación**

El Angulo solar diario (Γ) es un parámetro referente a la posición de la tierra en el plano de la elíptica expresada en °. Se determina de acuerdo a la siguiente expresión:

$$\Gamma = \frac{360 * (d_n - 1)}{365} [^\circ]$$

Donde d_n es el número secuencial del día del año ($d_n=1$, para el primero de Enero)

Para el caso de punto de diseño, se toma el día 21 de diciembre.

$$\Gamma = \frac{360 * (355 - 1)}{365} = 349.15^\circ$$

El factor de corrección de excentricidad (ε_0) se ha calculado mediante la expresión de Duffie y Beckman que se muestra en la siguiente expresión:

$$\varepsilon_0 = 1 + 0.033 * \cos\left(\frac{360}{365} * d_n\right)$$

$$\varepsilon_0 = 1 + 0.033 * \cos\left(\frac{360}{365} * 355\right) = 1.032$$

El ángulo de declinación solar indica la posición angular del Sol al mediodía, con respecto al plano del ecuador. Este ángulo varía con las estaciones y su período es de un año, es decir, el tiempo que tarda la Tierra en dar una vuelta completa alrededor del Sol.

Una fórmula para determinar el ángulo de declinación viene dada por la aproximación de Cooper en la expresión siguiente:

$$\delta = 23,45 * \sin\left(\frac{360}{365} * (284 + d_n)\right)$$

$$\delta = 23,45 * \sin\left(\frac{360}{365} * (284 + 355)\right) = -23.45^\circ$$

- **Ángulo hora solar y ángulo de incidencia**

El día solar es el intervalo de tiempo en el que el sol describe un ciclo completo respecto a un observador fijo en la superficie terrestre. El día solar no es constante, ya que el eje polar está inclinado respecto a la eclíptica y a que la órbita de la tierra es elíptica. A diferencia del tiempo medido por los relojes las 0 horas verdaderas corresponde al paso del sol por el meridiano donde nos ubicamos.

Para describir la rotación de la Tierra sobre su eje, se utiliza el concepto de ángulo de hora solar (ω). Este ángulo corresponde a la distancia angular entre el meridiano del observador y el meridiano cuyo plano contiene al sol.

El tiempo basado en el movimiento aparente del sol en el firmamento se le denomina tiempo solar verdadero. Este tiempo solar verdadero está relacionado con lo que se llama tiempo de reloj (LCT) por la ecuación del tiempo (ET). La relación se expresa en la siguiente ecuación:

$$ET = \omega - LCT$$

Spencer da una aproximación a la ecuación del tiempo (ET). Su expresión viene dada en la siguiente fórmula expresada en horas. [32]

$$ET = \frac{229,18}{60} \left[\begin{array}{l} 0,000075 + 0,001868 * \cos(\Gamma) - 0,014615 * \cos(2 * \Gamma) - \\ 0,04089 * \text{sen}(2 * \Gamma) - 0,032077 * \text{sen}(\Gamma) \end{array} \right]$$

$$ET = \frac{229,18}{60} \left[\begin{array}{l} 0,000075 + 0,001868 * \cos(349,15) - 0,014615 * \cos(2 * 349,15) - \\ 0,04089 * \text{sen}(2 * 349,15) - 0,032077 * \text{sen}(349,15) \end{array} \right]$$

$$ET = 0.003623 \text{ h}$$

Una expresión que permite determinar el ángulo hora solar (ω) para una superficie horizontal de acuerdo a la hora del día se muestra en la expresión:

$$\omega(0) = (TO - 12 + ET - AO) * 15 - (LL - LH)$$

$$\omega(0) = (12 - 12 + 0.03623 - 1) * 15 - (-68.92 - 60) = 114,4^\circ$$

Donde

TO: Tiempo oficial del lugar, expresado en horas.

AO: adelanto de la hora oficial, expresado en horas.

LL: Longitud del lugar, expresado en $^\circ$

LH: Longitud del huso horario de referencia, expresado en $^\circ$

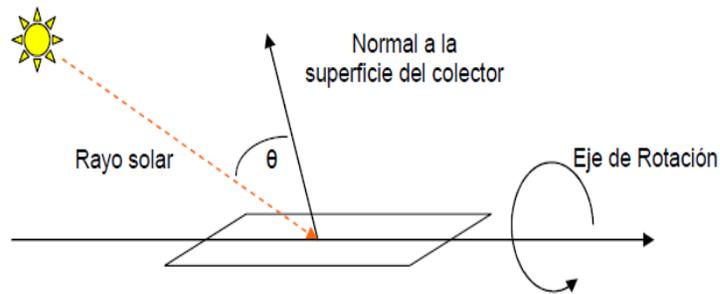
La esfera celeste de la tierra se divide en 24 husos horarios. Entonces, $360 / 24 = 15^\circ$, por lo que una hora son 15° . Este tiempo se refiere a lo que se llama sol medio, que es un sol ficticio que describe una órbita circular a velocidad constante y los tiempos iguales cada 15° .

El adelanto de hora oficial de Chile es de 1 hora en verano, pero por otro lado en invierno se atrasa 1 hora.

A Chile, por su posición geográfica, le corresponde la hora de la "zona o huso horario" -4 (menos cuatro). Aplicando los husos horarios en tiempo en grados es 60° de longitud oeste.

- **El ángulo de incidencia:** Es el ángulo entre los rayos solares y el vector normal a la superficie del colector.

Este ángulo es de suma importancia para el diseño de un sistema de concentración dado que, el máximo de la radiación solar que puede alcanzar la superficie de un colector es reducida por el coseno de este ángulo.



Para el caso de un colector cilindro-parabólico, orientado en dirección Norte-Sur y con pendiente nula, la expresión para el ángulo de incidencia es:

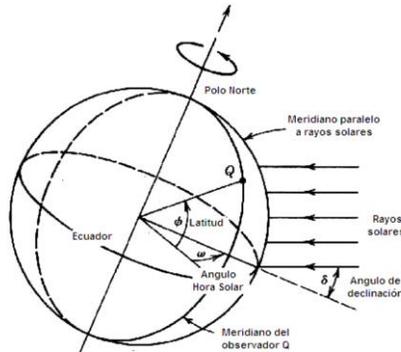
$$\theta = \arccos \left(\cos \delta * \sqrt{(\cos \varnothing \cos \omega + \tan \delta \sin \varnothing)^2 + \sin^2(\omega)} \right)$$

$$\theta = \arccos \left(\cos -23.45^\circ * \sqrt{(\cos -68.92 \cos 114.4 + \tan -23.45 * \sin -68.92)^2 + \sin^2 114.4} \right)$$

$$\theta = 29.78^\circ$$

Siendo:

\emptyset : Ángulo de latitud expresado en grados, correspondiente a la distancia angular, medida sobre un meridiano, entre el plano ecuatorial y el paralelo de cualquier localización terrestre (Q).



- **Altitud (φ)**

Es el ángulo que forma el rayo solar con el plano horizontal, medido en un plano perpendicular a este último. Este ángulo depende de la hora del día, de la latitud y de la declinación de acuerdo a la siguiente expresión:

$$\sin \varphi = \sin \emptyset * \sin \delta + \cos \delta \cos \emptyset * \cos \omega$$

$$\varphi = \sin^{-1}(\sin \emptyset * \sin \delta + \cos \delta \cos \emptyset \cos \omega)$$

$$\varphi = \sin^{-1}(\sin(-68,92) * \sin -23,45 + \cos(-23,45) * \cos(-68,92) * \cos(114,4))$$

$$\varphi = 13,6^\circ$$

- **Azimut (A_z)**

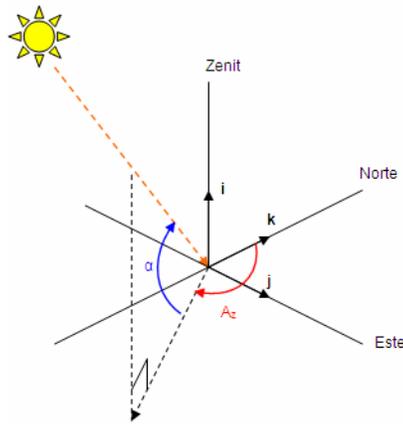
Es el ángulo formado por la proyección en el plano horizontal del rayo solar y la línea Norte-Sur. Al igual que el ángulo de altitud, las variables que influyen en el ángulo de azimut son la hora del día, la latitud y la declinación, de acuerdo a la siguiente expresión:

$$\sin A_z = \frac{\cos \delta * \sin \omega}{\cos \varphi}$$

$$A_z = \sin^{-1} \left(\frac{\cos -23,46 * \sin 114,4}{\cos 13,6} \right)$$

$$A_z = 59,2^\circ$$

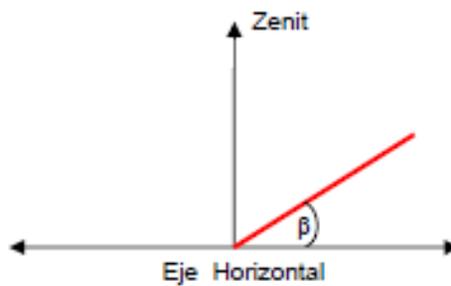
Los ángulos de altitud y azimut se representan en la siguiente figura.



- **Ángulos Configuración Colector**

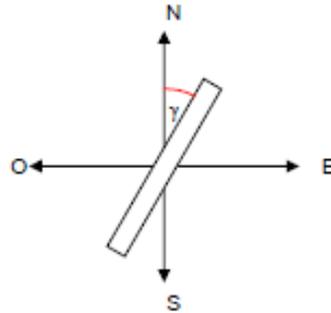
- **Inclinación (β)**

Es el ángulo que forma el colector con respecto al eje horizontal, es decir, la pendiente con la que se eleva.



- **Ángulo de apertura de Azimut (γ):**

Es el ángulo que determina la posición en el plano horizontal del colector. Este ángulo es 0° cuando el colector se encuentra orientado en dirección Norte-Sur.

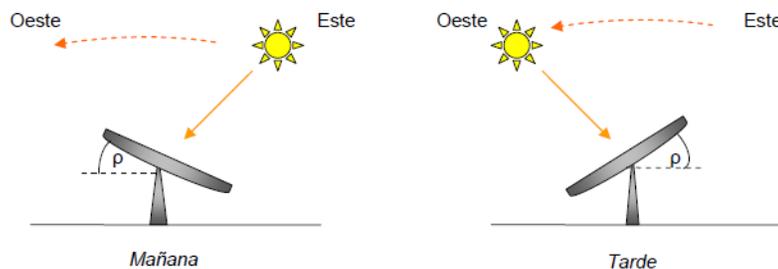


- **Ángulo de Seguimiento Solar (ψ):**

Corresponde a la rotación que debe realizar el colector para alinear el eje de la normal a la superficie del colector hacia el rayo planta de la radiación solar. Para un colector cilindro-parabólico, orientado Norte-Sur, cuyo seguimiento solar se realiza en dirección Este-Oeste, la ecuación que determina el valor de este ángulo es:

$$\tan \psi = \frac{\cos A_z}{\tan \varphi}$$

$$\psi = \tan^{-1} \left(\frac{\cos 59,2}{\tan 13,6} \right) = 64,7^\circ$$



B.5. PÉRDIDAS Y RENDIMIENTOS

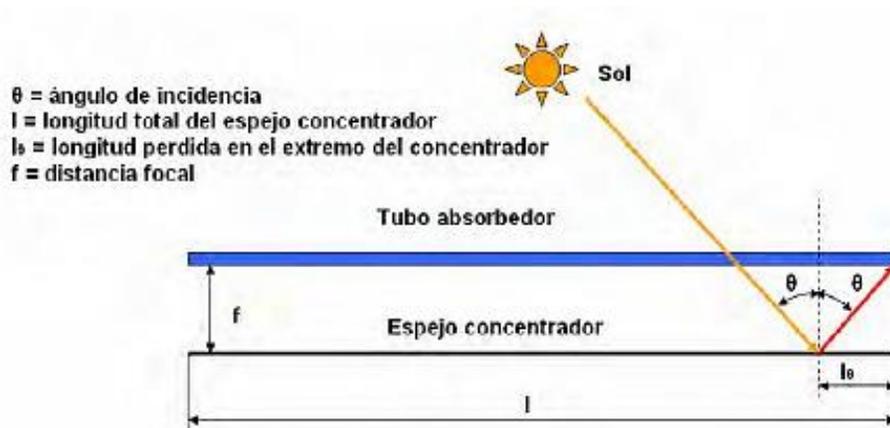
Existen una serie de pérdidas a la hora de aprovechar la radiación solar en un colector cilindro-parabólico:

- Pérdidas geométricas
- Pérdidas ópticas
- Pérdidas térmicas

B.5.1. PÉRDIDAS GEOMÉTRICAS

Existen dos tipos de pérdidas que provocan una disminución del área efectiva de captación de los colectores y se dividen en pérdidas inherentes al colector y pérdidas debidas a la posición relativa entre filas de colectores.

Las pérdidas geométricas inherentes al colector cilindro-parabólico están causadas, porque este tipo de colectores tienen seguimiento en un único eje y, por lo tanto, sólo poseen movimiento en elevación, lo que da lugar a la existencia de un ángulo del tubo receptor que no está iluminada por los rayos reflejados procedentes del espejo concentrador de incidencia entre el vector solar y el vector normal a la apertura del concentrador. Para un ángulo de incidencia no nulo, existe una parte al final



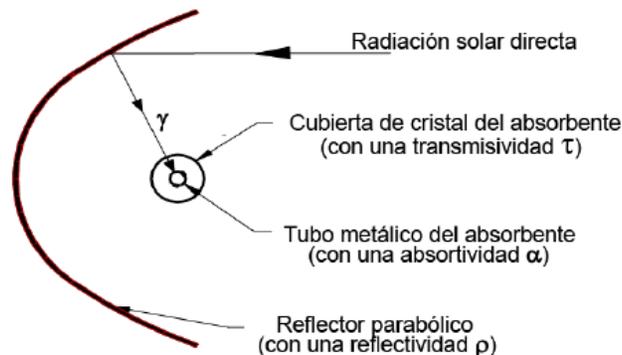
Las pérdidas debidas a la posición relativa entre filas de colectores están causadas por la sombra parcial que algunos colectores pueden proyectar sobre otros. Para cuantificar la influencia del ángulo de incidencia, tanto sobre las pérdidas ópticas como sobre las pérdidas geométricas, se introduce un parámetro denominado modificador del ángulo de incidencia, $K(\theta)$, que tiene en cuenta todas las pérdidas citadas (pérdidas geométricas de final de colector, bloqueo de la radiación concentrada por parte de los soportes del tubo absorbente, y en la reflectividad de los espejos), y cuyo valor es una función polinómica dependiente del ángulo de incidencia θ determinada de manera experimental proporcionada por el fabricante. Para el colector Eurotrough viene definida por la siguiente expresión [8]:

$$K(\theta) = \cos \theta - 2. * 10^{-5} * \theta^2 - 8.84 * 10^{-4} * \theta$$

$$K(\theta) = \cos 29.78 - 5.369 * 10^{-5} * 29.78^2 + 8.84 * 10^{-4} * 29.78 = 0,8466$$

B.5.2. PÉRDIDAS ÓPTICAS [8]

Este tipo de pérdida se deben a cuatro motivos; la superficie reflexiva del concentrador no es un reflector perfecto, el vidrio que cubre al tubo receptor metálico no es totalmente transparente, la superficie selectiva del tubo metálico no es un absorbente perfecto y la geometría del concentrador parabólico no es perfecta. Estas imperfecciones provocan que se pierda parte de la radiación solar directa que incide sobre la superficie del concentrador. Los cuatro parámetros que se consideran en las pérdidas ópticas son



$$\eta_{\text{optico}} = \rho * \gamma * \tau * \alpha$$

Donde

ρ : Reflectividad colector

γ : Factor de intercepción.

τ : Transmisividad de la cubierta del tubo absorbedor.

α : Absortividad de la superficie selectiva del tubo absorbedor.

Las pérdidas que se producen en el proceso de reflexión son tanto más altas cuanto menor es la reflectividad del cristal, de ahí que uno de los factores más importantes en el mantenimiento del campo solar sea la limpieza de los espejos. La reflectividad, “ ρ ”, que presenta el espejo puede llegar a alcanzar el valor de 93.5%.

El factor de intercepción γ indica la eficiencia de los rayos de sol que van al tubo, ya que una fracción de la radiación solar reflejada por los espejos no alcanza la cubierta de cristal del tubo absorbedor debido a diferentes causas, como imperfecciones microscópicas o macroscópicas de los espejos, o errores de posicionamiento del colector. Todas estas pérdidas se cuantifican a través del factor de interceptación γ , cuyo valor máximo suele ser del 95%, para colectores de muy buena calidad de fabricación y con un procedimiento de montaje muy cuidadoso.

El tubo absorbedor metálico está situado dentro de una cubierta de cristal para disminuir las pérdidas térmicas y proteger a la superficie selectiva. Una fracción de la radiación solar reflejada por los espejos y que alcanza la cubierta de cristal del tubo absorbedor no es capaz de atravesarlo. La razón entre radiación que pasa a través de la cubierta de cristal y la radiación total incidente sobre ella da la transmisividad, “ τ ”, de dicha cubierta de vidrio. El valor de la transmisividad varía entre 92-96%.

La absortividad de la superficie selectiva, “ α ”, cuantifica la cantidad de la radiación incidente que es finalmente absorbida por el tubo. Los valores típicos de absortividad varían entre 90-96%.

- **Rendimiento campo solar [8]**

$$\eta_{\text{campo solar}} = \eta_{\text{optico}} * F_{\text{limp}} * K(\theta) * \eta_{\text{th}}$$

Donde

η_{optico} : Rendimiento óptico.

$K(\theta)$: Modificador por ángulo de incidencia.

η_{th} : Rendimiento térmico.

F_{limp} , Factor de ensuciamiento

B.5.3. PERDIDAS TERMICAS [8]

- **Perdidas térmicas globales colector Eurotrough.**

Las pérdidas térmicas globales de un colector Eurotrough cálculo se hace mediante la siguiente ecuación, considerando un grado de ensuciamiento de colectores nulo e ignorando el sombreado debido a la posición relativa entre filas de colectores.

$$Q_{\text{Lcolector-ambiente}} = a_2 * \Delta T^2 + a_1 * \Delta T + a_0 + \left[(b_2 * \Delta T^2 + b_1 * \Delta T + b_0) * \frac{\text{DNI}}{900} * \cos \theta \right]$$

Donde:

$Q_{\text{Lcolector-ambiente}}$: Perdidas térmicas globales, expresado en W/m

DNI: Radiación solar directa, expresado en W/m²

θ : Angulo de incidencia, expresado en grados

ΔT : Diferencia de temperatura entre el fluido térmico y el ambiente, expresado en grados.

$$\Delta T = T_{\text{medio,aceite}} - T_{\text{amb}}$$

$$\Delta T = 337 - 19$$

$$\Delta T = 318^\circ$$

Los coeficientes a_i y b_i son coeficientes facilitados por el fabricante del colector y se determinan experimentalmente sometiendo al colector a diferentes ensayos de pérdidas térmicas en el rango de temperaturas para el cual el colector ha sido diseñado. En donde:

$$\begin{array}{ll} a_0 = -24,899 & b_0 = 24,899 \\ a_1 = 0,2021 & b_1 = 0,2029 \\ a_2 = 0,00154 & b_2 = 0,00036 \end{array}$$

B.6. Parámetros Energéticos colector

- **Energía solar incidente sobre colector**

$$Q_{sol} = A_c * DNI * \cos \theta$$

Donde

Q_{sol} = Energía solar incidente en el colector, expresada en W.

A_c = Área de apertura del colector, expresada en m^2 .

DNI = Radiación global directa, expresada en W/m^2 .

θ = Angulo de incidencia. Expresada en $^\circ$.

- **Potencia térmica útil colector Eurotrough**

$$Q_{\text{útil}} = Q_{sol} * \eta_{opt} * K * F_e * \eta_{th} - Q_{loss}$$

Donde

$Q_{\text{útil}}$ = Potencia térmica útil, expresada en W.

η_{opt} = Rendimiento óptico

F_e = Factor de ensuciamiento

η_{th} = Rendimiento térmico del colector

- **Rendimiento global colector Eurotrough**

El rendimiento global del colector considera todo tipo de pérdidas y se define por la siguiente ecuación:

$$\eta_{\text{global}} = \frac{Q_{\text{útil}}}{Q_{\text{sol-colector}}}$$

Entonces

$$Q_{\text{sol-colector}} = A_c * \text{DNI} * \cos \theta$$

Donde

Q_{sol} = Energía solar incidente en el colector, expresada en W.

A_c = Área de apertura del concentrador, expresada en m^2

- **Energía térmica útil colector**

Por otra parte, la energía térmica útil suministrada por el colector viene dada, en términos del incremento de entalpía que experimenta el fluido de trabajo en el colector:

$$Q_{\text{util}} = M * (h_{\text{salida}} - h_{\text{entrada}})$$

Donde

Q_{util} = potencia térmica útil colector, expresada en W.

M = Caudal másico aceite, expresada en kg/s

$h_{\text{salida}}, h_{\text{entrada}}$ = Entalpías entrada y salida fluido térmico, expresada en J/kg

$$\dot{m} = V * A_{\text{St}} * \rho$$

Donde

\dot{m} : Caudal másico, expresado en kg/s.

A_{st} : Área Sección transversal tubo absorbedor, expresada en m^2 .

ρ : Densidad aceite térmico, expresada en kg/m^3 .

Entonces despejando la velocidad

$$V = \frac{\dot{m}}{A_{st} * \rho}$$

- **Incremento de temperatura Colector**

Por otra parte, la energía térmica útil suministrada por el colector viene dada, en términos del incremento de entalpía, en función del calor específico del aceite, cuya fórmula viene dada por el fabricante [33] y se integra entre las temperaturas de salida y de entrada en el colector, se obtienen las fórmulas:

$$C_{p_{\text{Therminol VP-1}}} = 1.479 + 0.0028 * T$$

$$\Delta H = C_p * \Delta T$$

$$\Delta H = \int_{280}^{T_{out}} 1.479 dt + \int_{280}^{T_{out}} 0.0028 T$$

$$\Delta H = 1.479 * T_{out} + 0.0014 * T_{out}^2 - 523.88$$

Donde, ΔH = incremento de entalpía, kJ/kg

Entonces

$$Q_{util} = M * (h_{out} - h_{in}) = M * \Delta H$$

$$Q_{util} = M * (1.479 * T_{out} + 0.0014 * T_{out}^2 - 523.88)$$

$$T_{out} - T_{in} = \Delta T_{colector}$$

Donde

Q_{util} = Potencia térmica útil colector, expresada en kW.

$\Delta T_{\text{colector}}$ = Incremento de temperatura por colector, expresada en °C.

M = Caudal másico aceite, expresada en kg/s.

B.7. Producción eléctrica [34]

- **Producción eléctrica campo solar**

$$P_e = I_s * S_{\text{espejos}} * \eta_{\text{C,solar}} * \eta_{\text{C,vapor}} * \eta_{\text{alternador}} * \text{dias}_{\text{mes}}$$

Donde:

P_e : Producción eléctrica generada, expresada en kWh

I_s : Radiación normal directa, expresada en kW/m² día

S_{espejos} : Superficie especular de la planta, expresada en m²

$\eta_{\text{C,solar}}$: Rendimiento del campo solar

$\eta_{\text{C,vapor}}$: Rendimiento del ciclo de vapor

$\eta_{\text{alternador}}$: Rendimiento alternador

días_{mes} : Días que tiene cada mes

- **Producción eléctrica caldera auxiliar**

$$E_{\text{cald.aux}} = E_p * E_{\text{combustible}} * \eta_{\text{cald.aux}}$$

Donde

E_p : Energía producida por el campo solar, expresada en kWh

$E_{\text{combustible}}$: Porcentaje de la producción eléctrica total por medio de combustible.

$\eta_{\text{cald.aux}}$: Rendimiento caldera auxiliar.

B.8. Disponibilidad de Planta solar [34]

- **Potencia máxima campo solar**

$$P_T = I_S * \eta_{C,solar} * S_{espejos}$$

Donde

P_T : Potencia térmica, expresada en MW

I_S : Radiación global directa, expresada en W/m²

$S_{espejos}$: Superficie especular de la planta, expresada en m²

$\eta_{C,solar}$: Rendimiento del campo solar

- **Potencia eléctrica máxima**

$$P_{E,max} = I_S * S_{espejos} * \eta_{C,solar} * \eta_{C,vapor} * \eta_{alternador}$$

- **Factor de carga**

$$F_{carga} = \frac{I_{s,hora} * S_{espejos} * \eta_{C,solar} * \eta_{C,vapor} * \eta_{alternador}}{P_N}$$

Donde

$I_{s,hora}$ = Radiación directa normal promedio x horas/mes, expresada en kWh.

B.9. Venta de electricidad [35]

- **Venta de potencia**

$$P_{firme} = P_n * F_{pr} * F_D$$

En donde

P_n = Potencia nominal de la planta

F_{pr} = Factor de la planta real

F_D = Factor demanda del sistema: $\left(\frac{\text{Demanda maxima}}{\text{Capacidad instalada}} \right)$

B.10. Bonos de carbono [36]

$$ER_n = BE_n - PE_n - L_n$$

Donde:

ER_n = Reducción de emisiones debidas al proyecto durante el año n en toneladas de CO₂.

BE_n = Diferencia entre la reducción de emisiones en el año n con respecto al caso base en toneladas de CO₂.

PE_n = Emisiones del proyecto durante el año n en toneladas de CO₂.

L_n = Emisiones generadas por la actividad anexa al proyecto en el año n en toneladas de CO₂.

Para el caso de tecnologías termosolares, el término PE se considera nulo, pues no existen emisiones de CO₂, junto con el término L que se puede despreciar para evaluaciones primarias. Entonces:

$$ER_n = BE_n$$

Para determinar el valor de BE_n se tiene que:

$$BE_n = EF_n * G_n$$

Donde:

EF_n = Factor de emisiones en el año n del caso base en toneladas de CO₂/MWh.

G_n = Generación eléctrica en el año n del proyecto en MWh.

Para determinar EF_n , es necesario considerar dos factores distintos de emisión: El factor operacional de emisiones y el factor de emisiones en construcción, los cuales son distintos según el proyecto escogido. Para proyectos solares el factor de emisiones es el siguiente:

$$EF_n = 0,75 * OM + 0,25 * BM$$

Donde

OM = Factor operacional de emisiones.

BM = Factor de emisiones en construcción.

En donde el factor operacional se determina ponderando el factor de emisiones de cada planta por la energía generada.

La siguientes tablas muestran las emisiones equivalentes de los combustibles más utilizados en el SING y la participación de cada combustible en la generación eléctrica del SING para el año 2016.

Tabla B.1: Emisiones equivalentes de combustibles [25]

Combustible	Ton CO₂/MWh
Gas	0,469
Diésel	0,726
Carbón	0,974

Tabla B.2: Tipo de tecnología y participación en el SING [26]

Tipo de planta	Participación
Carbón	77,1%
Gas	9,2%
Diésel	7,9%

De acuerdo a las tablas anteriores, el índice de emisiones operativas (OM) es el siguiente:

Tabla B.3: Cálculo de factor de emisión de operación [Elaboración propia]

Tipo de planta	Participación	Ton CO₂/MWh por tecnología	Factor de emisión de operación
Carbón	77,1%	0,974	0.751
Gas	9,2%	0,469	0,043
Diésel	7,9%	0,726	0,057
Indice (OM) Ton CO₂/MWh			0,851

El factor de emisiones en construcción (BM) se determina considerando las últimas 5 plantas conectadas al sistema.

Tabla B.4 Generación eléctrica de plantas recientes SING [26]

Planta	Año conexión	Potencia Bruta [MW]	Combustible	Energía generada [GWh]
Cochrane	2016	549,78	Carbón	1448,6
Tamakaya Energía	2016	532,46	Gas natural	295,99
Enor	2016	44,6	Diesel	23,93
Tecnet	2014	3	Diesel	0,97
Ingenova	2013	2	Diesel	1,83
Total				1.811,32

El cálculo del factor de emisión de construcción se realiza en la siguiente tabla:

Tabla B.5: Cálculo Factor emisión de operación [Elaboración propia]

Planta	% Energía generada	Emisiones Ton CO₂/MWh	Factor de emisión de construcción
Carbón	79,97	0,974	0,778
Gas	16,34	0,469	0,0766
Diesel	1,47	0,726	0,0106
Indice (BM) Ton CO ₂ /MWh			0,8652

Entonces el índice de emisiones ponderadas es el siguiente:

$$EF_n = 0,75 * OM + 0,25 * BM = 0,8545$$

Entonces, por cada MWh producido con las plantas termosolares existirá una reducción de 0,8545 toneladas de CO₂. La siguiente ecuación muestra el número de “bonos de carbono” que se podrán comercializar cada año:

$$ER_n = 0,8545 * G_n$$

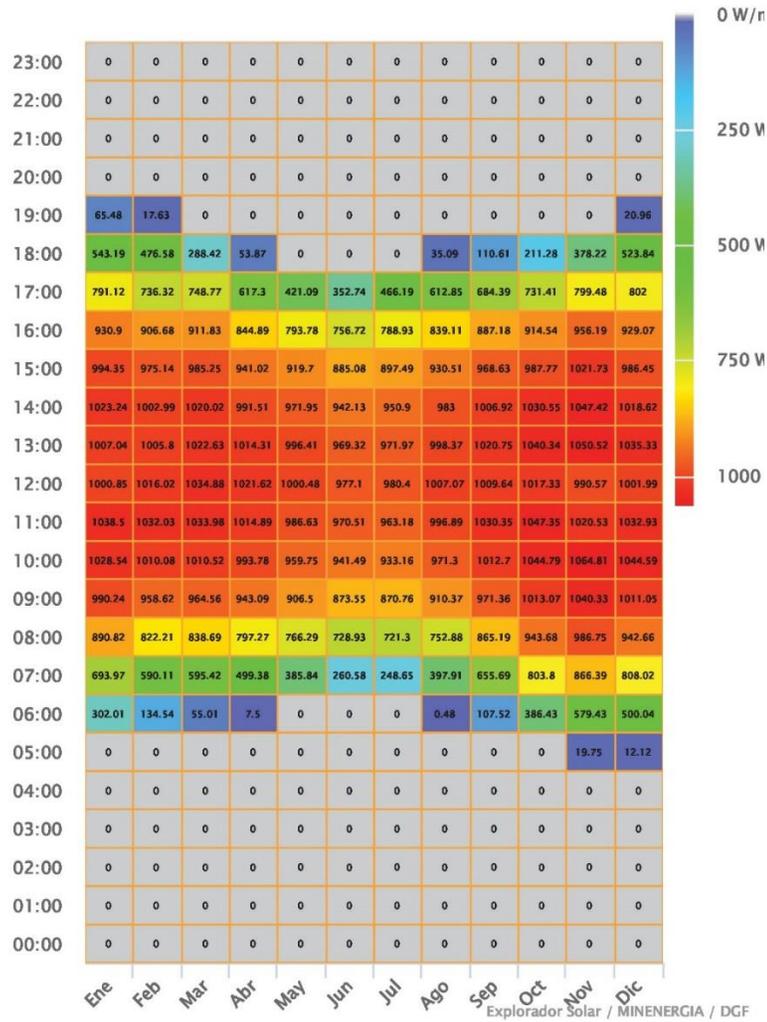
ANEXO C

DATOS METEOROLÓGICOS

Monthly Averaged Direct Normal Radiation (kWh/m²/day)

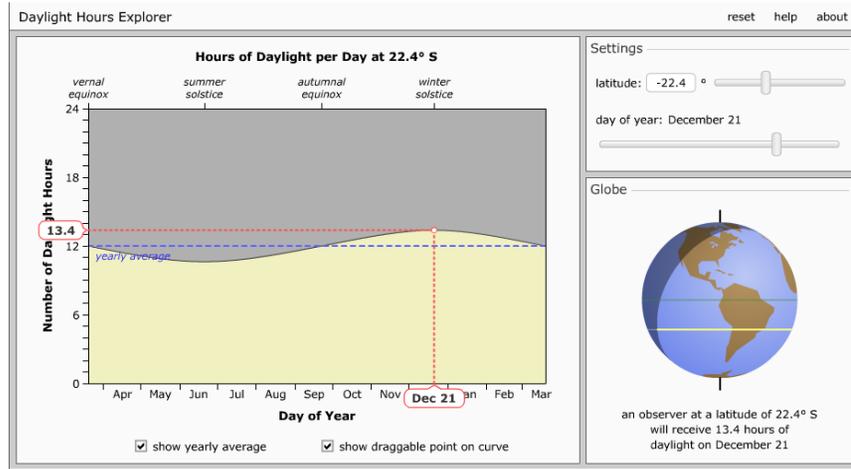
Lat -22.45 Lon -68.92	Jan	Feb	Mar	Apr	May	Jun	Jul	Aug	Sep	Oct	Nov	Dec	Annual Average
22-year Average	9.38	8.71	8.35	8.46	8.41	8.25	8.47	8.68	9.64	9.94	10.6	10.4	9.11

Radiación Directa Normal

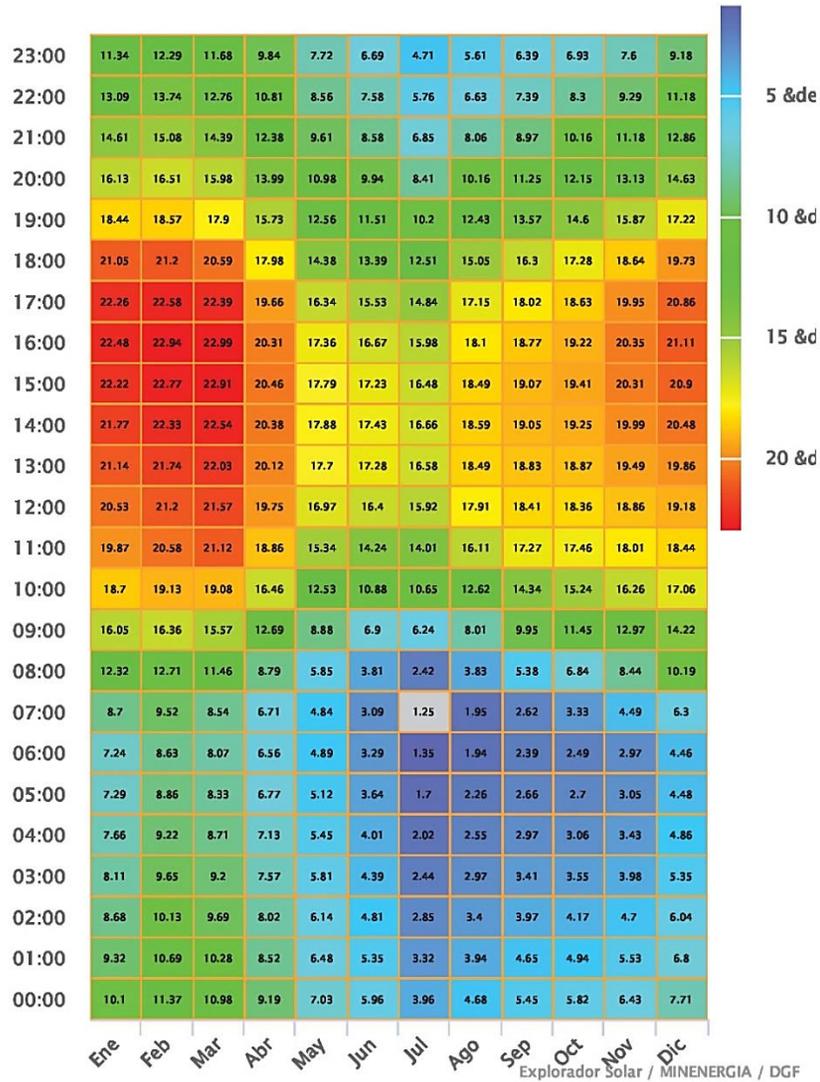


HORAS DE LUZ SOLAR POR MES

Latitud 22.4 ° Sur	Ene.	Feb.	Mar.	Abr.	May.	Jun.	Jul.	Ago.	Sep.	Oct.	Nov.	Dic.
Día 15	13,2	12,7	12,1	11,4	10,9	10,6	10,8	11,2	11,8	12,5	13,1	13,4
Días por mes	31	29	31	30	31	30	31	31	30	31	30	31



Temperatura Ambiental



ANEXO D

Especificaciones Técnicas: Equipos del Secador



DATASHEET FOR THE 1000KWth 90/70°C DORSET DRYING PLANT	
The design in terms of drying capacity, dumping height, and drying temperature is based on your information as well as our experience with similar products. The following data are used as a basis for our planning. Deviations from these values may require re-designing the drying plant.	
Model	KSD15/2D
Required space LxWxH	25m x 5m x 5m
Special design	
Operating hours	8.000 h/a
Drier layers	4
Average layer thickness	10-15 cm
Surface area for drying (ventilated zone)	120 m²
Product	Sewage sludge
DM content supply	ca. 20-25%
DM content discharge	ca. 85-90%
Heat supply	1000 KW
Drying capacity	0,8 - 1,0 Kg water/KWh
Drier input power	approx. 9.787 t/a
Drier output power	approx. 2.587 t/a
Maximum airflow rate (dust-related)	approx. 47.200Sm³/h
Exhaust ventilators	4 x 3KW
Pressure force 200 Pascal	15.000Sm³/h per Ventilator

Connected values			
Drying plant			
1	Dryer belt motor	1 x 0,75	KW
1	Ground loop	1 x 0,18	KW
1	Ground loop screw	1 x 0,55	KW
1	Pump	1 x 11	KW
1	Distribution screw	1 x 0,25	KW
1	Scraper auger	1 x 0,25	KW
1	Scraper between auger	1 x 0,37	KW
1	Bunker discharge auger	1 x 2,2	KW
1	Diagonal auger	1 x 3	KW
1	Discharge auger to storage	1 x 2,2	KW
2	Crushers	2 x 1,5	KW
2	Agitators	2 x 0,75	KW
Total Drying plant		25,25	KW



Operating time (average)	15 min/h
--------------------------	----------

DATASHEET FOR THE 1000KWth 90/70°C DORSET DRYING PLANT

Aircleaning			
2	Ventilators each 20.000m ³ /h/200 Pa	2 x 3,4	KW 70
1	Trickle-bed reactor pump	1 x 2,2	KW 70
Total Aircleaning		9	KW
Average power consumption		21,6	KW

Exhaust air cleaning	
Trickle-bed reactor	47.200m ³ /h
Filter surface load	2.000 m ³ /m ²
Automation on:	pH EC (electric conductivity)

Electrical switchgear and control system
 The control cabinets are made of steel plate, type of protection IP 55, and equipped with an SPS control. They are manufactured by Siemens, together with other required instruments, for instance the emergency main switch, power contactors, motor circuit breaker, thermal overcurrent release, power fuses, switches, light indicators, etc.

Emission report by Braunschweiger Umwelt-Biotechnologie GmbH			
Dorset low-temperature belt drier / Dorset trickle-bed reactor			
Plant: Aichaberg Hohenburg June 25, 2008 1MW			
Measuring results	Limiting value	Crude gas after drying	Pure gas after washer
Total dust mg/m ³	10 10	2 2	< 0,05 0,22
Ammonia content mg/m ³	20 20	15 15	7,1 7,1
Odour reduction GE/ m ³	500 500	561 3,775	127 170
Confidence interval 95%			
According to the notification of permission, this is well below the limiting values.			



DATASHEET FOR THE 500KWth 90/70°C DORSET DRYINGPLANT

Available heat 1000 KWth/h at max. 30°C outside temperature Temperature in 90°C, temperature out 70°C Heatexchanger Cu/Al, 90/70°C, 2 pieces each 500KW				
Air humid		Inlet	Outlet	Definition
Height over sea level	M			0,000
Pressure	hPa			1013,250
Temperature	°C	30,000	78,700	20,000
Rel. humidity	%	60,000	5,672	50,000
Abs. humidity	g/kg	15,982	15,982	
Density humid	kg/m3	1,153	0,994	
Enthalpy humid	kJ/kg	71,044	121,617	
Volume flow humid	m3/h	20969,207	24337,726	20000,000
Mass flow dry	kg/h	23800,179	23800,179	
Velocity	m/s	2,157	2,504	
Pressure drop	Pa		51,289	
Water		Inlet	Outlet	Medium
Temperature	°C	90,000	70,000	80,000
Density	kg/m3			971,624
Heat cont.	kJ/kgK			4,198
Heat cond.	W/mK			0,670
Viscosity	Pas			3,509E-04
Volume flow	m3/h			14,756
Velocity	m/s			1,306
Pressure drop	kPa			39,000



PASCH

**MÓDULOS DE COGENERACIÓN
CON MOTOR MAN A GAS NATURAL**

Módulo	Motor	Potencia eléctrica kWe	Potencia térmica kWt	Combustible kW
Módulos PASCH con Motor MAN				
HPC 50 N	E0834-E302	50	80	148
HPC 70 N	E0836-E302	70	109	204
HPC 100 N	E0836-LE202	104	138	282
HPC 150 N	E2876-E312	142	207	392
HPC 200 N	E2876-LE302	200	293	553
HPC 250 N	E2842-E312	240	365	669
HPC 400 N	E2842-LE322	404	460	1037
HPC 500 N	E3262-LE202	528	648	1341

Alcance de Suministro

Motor y alternador montado sobre una bancada, aprovechamiento de calor de: bloque de motor, aceite de lubricación, intercambiador y de los gases de escape. Silenciador de gases de escape, rampa de gas, intercambiador de calor de placas con bridas de conexión a circuito externo, armario de potencia y control del módulo, tuberías y cableado del propio módulo, equipo testado en banco de pruebas y en paralelo a red, cabina de insonorización en los modelos HPC 50 hasta HPC 150 inclusive, también para el HPC 500. Entre el HPC 150 y HPC400 la cabina de insonorización es opcional.

Servicios incluidos

Documentación técnica del equipo, transporte del equipo hasta la obra, puesta en marcha y formación.



**Datos sujetos a mejoras técnicas*

48007 BILBAO
Campo Volantín, 24-3º
Tel: 94 413 26 60
Fax: 94 413 26 62
E-mail : info@pasch.es

28020 MADRID
Capitán Haya, 9-1º
Tel: 91 598 37 6
Fax: 91 555 13 41
E-mail : info@pasch.es

08010 BARCELONA
Gran Vía Corts Catalanes, 645
Tel: 93 481 71 50
Fax: 93 412 54 77
E-mail : info@pasch.es

1600-082 LISBOA
Av. Das Forças Armadas, 4
Tel: 351 21 781 94 78/9
Fax : 351 21 781 94 80
E-mail : info@pasch.pt

Edición: 10/2013



PASCH

**MÓDULOS DE COGENERACIÓN
CON MOTOR MAN A BIOGÁS**

Módulo	Motor	Potencia eléctrica kWe	Potencia térmica kWt	Combustible kW
Módulos PASCH con Motor MAN				
HPC 40 B	E0834-E302	40	59	129
HPC 50 B	E0834-E302	50	62	149
HPC 60 B	E0836-E302	60	78	163
HPC 75 B	E2836-E202	75	103	196
HPC 100 B	E0836-LE202	100	135	274
HPC 120 B	E2876-LE302	120	180	341
HPC 190 B	E2876-LE302	190	245	495
HPC 250 B	E2848-LE322	250	300	657
HPC 400 B	E2842-LE202	400	492	1050
HPC 500 B	E3262-LE202	520	562	1358

Alcance de Suministro

Motor y alternador montado sobre una bancada, aprovechamiento de calor de: bloque de motor, aceite de lubricación, intercooler y de los gases de escape. Silenciador de gases de escape, rampa de gas, intercambiador de calor de placas con bridas de conexión a circuito externo, armario de potencia y control del módulo, tuberías y cableado del propio módulo, equipo testado en banco de pruebas y en paralelo a red, cabina de insonorización en los modelos HPC 40 hasta HPC 190 inclusive, también para el HPC 500. Entre el HPC 190 y HPC 500 la cabina de insonorización es opcional.

Servicios incluidos



**Datos sujetos a mejoras técnicas*

48007 BILBAO
Campo Volantín, 24-3º
Tel: 94 413 2660
Fax: 94 413 2662
E-mail : info@pasch.es

28020 MADRID
Capitan Haya, 9-1ª
Tel: 91 598 37 6
Fax: 91 555 13 41
E-mail : info@pasch.es

08010 BARCELONA
Gran Via Corts Catalanes, 645
Tel: 93 481 71 50
Fax: 93 412 54 77
E-mail : info@pasch.es

1600-082 LISBOA
Av. Das Forças Armadas, 4
Tel: 351 21 781 94 78/9
Fax : 351 21 781 94 80
E-mail : info@pasch.pt

Edición: 10/2013

ANEXO E

Especificaciones Técnicas: Equipos del Campo Solar

11th SolarPACES International Symposium on Concentrated Solar Power and Chemical Energy Technologies, Sept 4-6, 2002, Zurich, Switzerland

EUROTROUGH - Parabolic Trough Collector Developed for Cost Efficient Solar Power Generation

Michael Geyer ^b, Eckhard Lüpfer ^f,
Rafael Osuna ^a, Antonio Esteban ^a, Wolfgang Schiel ^c, Axel Schweitzer ^c, Eduardo Zarza ^e, Paul Nava ^b,
Josef Langenkamp ^b, Eli Mandelberg ^d

^a INABENSA Instalaciones Abengoa S.A., Avenida de la Buhaira 2, E-41018 Sevilla, Spain

^b FLABEG Solar International GmbH, Mühlengasse 7, D-50667 Köln, Germany

^c Schlaich Bergemann und Partner, Hoherzollernstr.1, D-70178 Stuttgart, Germany

^d SOLEL Solar Systems, P.O. Box 811, Beit Shemesh 99107, Israel

^e CIEMAT Plataforma Solar, Apartado 22, E-04200 Tabernas (Almería), Spain

^f DLR Plataforma Solar, Apartado 39, E-04200 Tabernas (Almería), Spain

Abstract - The high-performance EuroTrough parabolic trough collector models ET100 and ET150 have been developed for the utility scale generation of solar steam for process heat applications and solar power generation. With corresponding receiver tubes they can be used in combination with various heat transfer fluids in large solar fields. With an optical concentration of 82:1 operating temperatures over 500°C may be reached. The ET100 and ET150 structure geometry has included wind channel and finite element method validation and is compatible with the standard receiver tubes and mirror panels of the market. The loop and field concept is also fully compatible with the proven solar field technology of the successful Solar Electric Generating Systems (SEGS) in California and can be integrated to field sizes for up to 200 MW_{el} solar plants. The collector modules have been fully qualified in the years 2000 - 2002 with a synthetic heat transfer fluid for 395°C operation at the Plataforma Solar in Almería with independent performance test certificates from the research laboratories. 14% solar field cost reduction are anticipated due to weight reduction and collector extension to 150 meters. A 50 MW solar power plant with 549 000 m² of EuroTrough collectors and 9h-thermal storage is projected for South Spain.

1. Technical Features

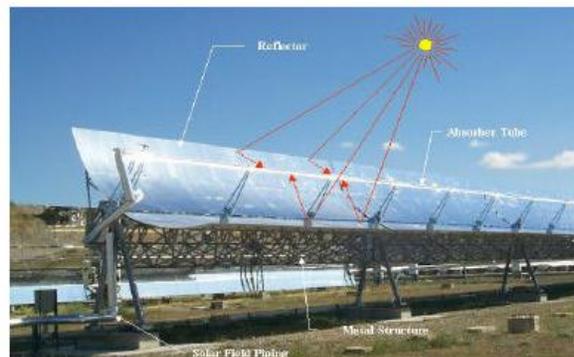


Figure 1: Working Principle of the EuroTrough collector

Figure 1 shows the working principle of the EUROTROUGH collector at the Plataforma Solar. By tracking the sun from sunrise to sunset, the parabolic EuroTrough collectors concentrate the sun's radiation with their parabolic mirror facets on the absorber tubes along their focal line. Through these absorber tube circulates a heat transfer fluid (HTF), usually synthetic oil, which is heated to a temperature of nearly 400°C.

11th SolarPACES International Symposium on Concentrated Solar Power and Chemical Energy Technologies, Sept 4-6, 2002, Zurich, Switzerland

EuroTrough Model	ET100	ET150
Focal Length	1.71 m	1.71 m
Absorber Radius	3.5 cm	3.5 cm
Aperture Width	5.77 m	5.77 m
Aperture Area	545 m ²	817.5 m ²
Collector Length	99.5 m	148.5 m
Number of Modules per Drive	8	12
Number of Glass Facets	224	336
Number of Absorber Tubes (4.1 m)	24	36
Mirror reflectivity	94%	94%
Weight of steel structure and pylons, per m ² aperture area	19.0 kg	18.5 kg

Table 1: Main characteristic parameters of EuroTrough 100 m and 150 m

The EuroTrough collector models are made up of identical 12 m long collector modules. Each module comprises 28 parabolic mirror panels - 7 along the horizontal axis between pylons and 4 in a vertical cross-section. Each mirror is supported on the structure at four points on its backside. This permits the glass to bend within the range of its flexibility without effect on the focal point. The 100 m long ET100 has 8 collector modules and an aperture area of 545 m², the 150 m long ET150 has 12 collector modules and an aperture area of 817.5 m².

Detailed wind tunnel tests have been conducted for obtaining a reliable database for the expected wind loads at different locations in the collector field. Bending and torsion forces have been determined in these experiments. Horizontal forces and pitching moments have been evaluated for different wind speed and direction, different collector positions in the field and various elevations of the collector.

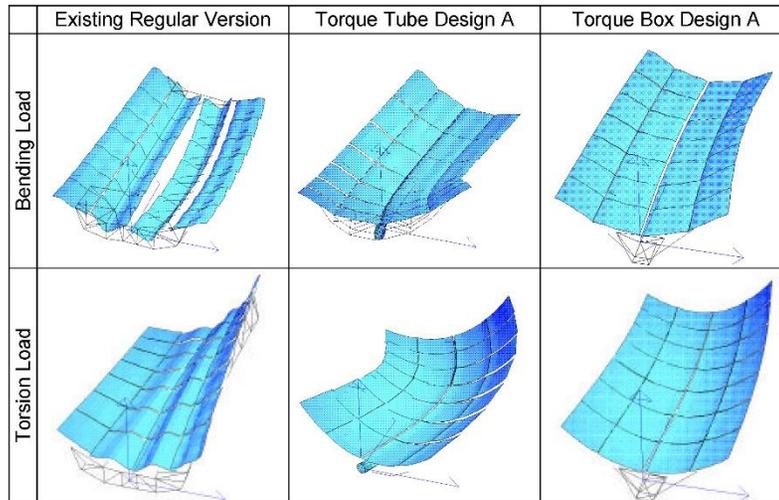


Figure 2: Concentrator deformation analysis for different support structures

Detailed FEM investigations (see Figure 2) on the structural behaviour under various load cases (dead load, wind loads for a range of pitching angles of the collector and wind directions) for alternate designs, complex computer modelling and ray tracing were performed to obtain the best possible relationship of optical accuracy and collector cost.

11th SolarPACES International Symposium on Concentrated Solar Power and Chemical Energy Technologies, Sept 4-6, 2002, Zurich, Switzerland

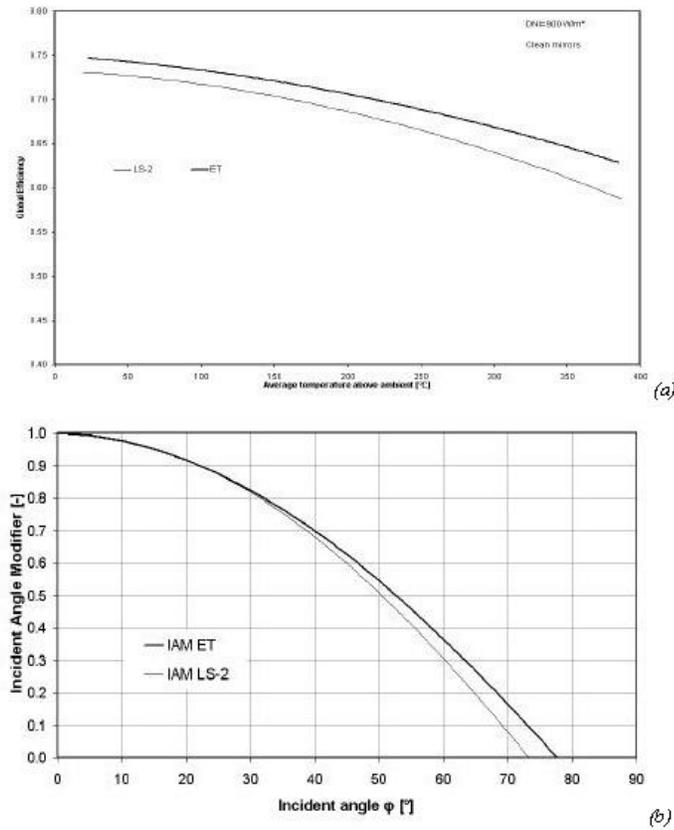


Figure 5: Global Collector Efficiency (a) and Incident Angle Modifier (b) for the EURC TROUGH collector (upper line) and the LS-2 reference measurements (Sandia, USA), both using previous version of Solel HCE absorber tubes, for clean mirrors, reference area $4 \times 11.98 \times 5.77 \text{ m}^2$, and $\text{DNI} = 900 \text{ W/m}^2$.

The new model of absorber tube – the UVAC (Universal vacuum collector, SOLEL), has the same external size and shape as the previous model (HCE), but higher performance and better durability. The following product improvements were achieved:

1. Coefficients of absorptivity α and emissivity ϵ are improved to give additional thermal annual output of up to 20% (depending on site conditions).
2. The original selective coating was designed to be stable at high temperature and in vacuum but the stability at exposed environment (air & humidity) was relatively limited. The applied UVAC selective coating is designed to work at vacuum and exposed outdoor conditions, with no oxidation or oxide deposit on the glass tubes. Operating temperature at exposed environment (air) is 400°C .
3. A new solar radiation shield set was designed in such a way, that it shields the glass to metal connection zone and the bellow connections, maintaining the fixed relative position in spite of the axial displacement of the tube during heat up. The design specification demands of the shield set are to protect the glass-to-metal connection even at extremely low radiation angles of the sun, of both direct and reflected sunrays, while it interferes as little as possible with the effective collecting area of the UVAC, so as not to deteriorate the overall efficiency of the solar system.

Possible heat transfer fluids are ranging from the proven synthetic oils to silicon oil, water/steam and molten salts.

THERMINOL VP-1

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

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

Heat Tracing System

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

Thermal Stability at 400°C

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

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

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

Flammability

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

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

Composition		Diphenyl oxide/diphenyl
Appearance		Clear, sediment free liquid
Max. bulk temperature		400°C
Max. film temperature		430°C
Kinematic viscosity @ 40°C	DIN 51562 - 1	2.48 mm ² /s (cSt)
Density @ 15°C	DIN 51757	1068 kg/m ³
Flash point	DIN EN 22719	110°C
	DIN 51376	124°C
Fire point	ISO 2592	127°C
Autoignition temperature	DIN 51794	621°C
Pour point	ISO 3016	12°C
Boiling point @ 1013 mbar		257°C
Coefficient of thermal expansion		0.00097/°C
Moisture content	DIN 51777 - 1	< 300 ppm
Total acidity	DIN 51558 - 1	< 0.2 mg KOH/g
Chlorine content	DIN 51577 - 3	< 10 ppm
Copper corrosion	EN ISO 2160	<< 1a
Average molecular weight		166

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

THERMINOL® VP-1

Properties of Therminol VP-1 vs Temperatures - Liquid Phase

Temperature °C	Density kg/m³	Thermal Conductivity W/m.K	Heat Capacity kJ/kg.K	Viscosity		Vapour pressure (absolute) kPa*	Enthalpy kJ/kg	Latent Heat vap. kJ/kg
				Dynamic mPa.s	Kinematic mm²/s**			
12	1071	0,137	1,523	5,48	5,12	-	0	419,0
20	1064	0,136	1,546	4,29	4,03	-	12,3	414,7
30	1056	0,135	1,575	3,28	3,10	-	27,9	409,3
40	1048	0,134	1,604	2,60	2,48	-	43,8	403,9
50	1040	0,133	1,633	2,12	2,03	-	60,0	398,6
60	1032	0,132	1,662	1,761	1,707	-	76,4	393,3
70	1024	0,131	1,690	1,492	1,458	-	93,2	388,1
80	1015	0,130	1,719	1,284	1,265	-	110,3	382,9
90	1007	0,129	1,747	1,119	1,111	-	127,6	377,8
100	999	0,128	1,775	0,985	0,986	0,5	145,2	372,7
110	991	0,126	1,803	0,875	0,884	0,8	163,1	367,6
120	982	0,125	1,831	0,784	0,798	1	181,3	362,6
130	974	0,124	1,858	0,707	0,726	2	199,7	357,5
140	965	0,123	1,886	0,642	0,665	3	218,4	352,6
150	957	0,121	1,913	0,585	0,612	5	237,4	347,6
160	948	0,120	1,940	0,537	0,566	7	256,7	342,7
170	940	0,118	1,968	0,494	0,526	9	276,2	337,7
180	931	0,117	1,995	0,457	0,491	13	296,0	332,8
190	922	0,115	2,021	0,424	0,460	18	316,1	327,9
200	913	0,114	2,048	0,395	0,432	24	336,5	323,0
210	904	0,112	2,075	0,368	0,407	32	357,1	318,0
220	895	0,111	2,101	0,345	0,385	42	378,0	313,0
230	886	0,109	2,128	0,324	0,366	54	399,1	308,0
240	877	0,107	2,154	0,305	0,348	68	420,5	303,0
250	867	0,106	2,181	0,288	0,332	86	442,2	297,9
260	857	0,104	2,207	0,272	0,317	108	464,1	292,7
270	848	0,102	2,234	0,258	0,304	133	486,3	287,5
280	838	0,100	2,260	0,244	0,292	163	508,8	282,2
290	828	0,098	2,287	0,232	0,281	198	531,6	276,8
300	817	0,096	2,314	0,221	0,271	239	554,6	271,2
310	806	0,095	2,341	0,211	0,262	286	577,8	265,6
320	796	0,093	2,369	0,202	0,254	340	601,4	259,7
330	784	0,091	2,397	0,193	0,246	401	625,2	253,8
340	773	0,089	2,425	0,185	0,239	470	649,3	247,6
350	761	0,086	2,454	0,177	0,233	548	673,7	241,3
360	749	0,084	2,485	0,170	0,227	635	698,4	234,7
370	736	0,082	2,517	0,164	0,222	732	723,4	227,8
380	723	0,080	2,551	0,158	0,218	840	748,8	220,7
390	709	0,078	2,588	0,152	0,214	959	774,4	213,2
400	694	0,076	2,628	0,146	0,211	1090	800,5	205,3
410	679	0,073	2,674	0,141	0,208	1230	827,0	197,0
420	662	0,071	2,729	0,137	0,206	1390	854,0	188,0
425	654	0,070	2,760	0,134	0,205	1470	867,7	183,3

* 1 Bar = 100 kPa - ** 1 mm²/s = 1 cSt

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

Physical Property Formulae of Liquid

Density (kg/m³) = - 0,90797 * T(°C) + 0,00078116 * T²(°C) - 2,367 * 10⁻⁶ * T³(°C) + 1083,25

Heat capacity (kJ/kg.K) = + 0,002414 * T(°C) + 5,9591 * 10⁻⁶ * T²(°C) - 2,9879 * 10⁻⁹ * T³(°C) + 4,4172 * 10⁻¹¹ * T⁴(°C) + 1,498

Thermal Conductivity (W/m.K) = - 8,19477 * 10⁻⁵ * T(°C) - 1,92257 * 10⁻⁷ * T²(°C) + 2,5034 * 10⁻¹¹ * T³(°C) - 7,2974 * 10⁻¹⁵ * T⁴(°C) + 0,137743

Kinematic viscosity (mm²/s) = e $\left(\frac{544,149}{T(°C)+114,43} - 2,59578 \right)$

Vapour pressure (kPa) = - 0,190859 * T(°C) + 4,35824 * 10⁻³ * T²(°C) - 3,6106 * 10⁻⁵ * T³(°C) + 1,08408 * 10⁻⁷ * T⁴(°C) + 2,12329

Latent Heat Vaporisation (kJ/kg) = - 0,528933 * T(°C) - 7,50103 * 10⁻⁵ * T²(°C) + 1,5622 * 10⁻⁶ * T³(°C) - 3,771 * 10⁻⁹ * T⁴(°C) + 425,18

THERMINOL® VP-1

Properties of Therminol VP-1 vs Temperatures - Vapour Phase

Temperature °C	Density kg/m ³	Thermal Conductivity W/m.K	Heat Capacity kJ/kg.K	Enthalpy* kJ/kg	Dynamic Viscosity mPa.s
12	-	0,0081	0,975	419,0	0,0057
20	-	0,0085	1,003	427,0	0,0059
30	-	0,0090	1,037	437,2	0,0061
40	-	0,0095	1,070	447,7	0,0063
50	-	0,0100	1,104	458,6	0,0065
60	-	0,0105	1,137	469,7	0,0067
70	-	0,0110	1,170	481,3	0,0069
80	-	0,0116	1,203	493,2	0,0071
90	-	0,0121	1,235	505,4	0,0073
100	-	0,0126	1,267	517,9	0,0075
110	0,042	0,0132	1,299	530,7	0,0077
120	0,065	0,0137	1,331	543,9	0,0079
130	0,099	0,0143	1,362	557,2	0,0081
140	0,148	0,0149	1,393	571,0	0,0083
150	0,214	0,0154	1,424	585,0	0,0085
160	0,303	0,0160	1,454	599,4	0,0087
170	0,422	0,0166	1,484	613,9	0,0089
180	0,575	0,0171	1,514	628,8	0,0091
190	0,772	0,0177	1,543	644,0	0,0094
200	1,02	0,0183	1,572	659,5	0,0096
210	1,33	0,0189	1,601	675,1	0,0098
220	1,71	0,0195	1,629	691,0	0,0100
230	2,17	0,0201	1,657	707,1	0,0102
240	2,72	0,0207	1,685	723,5	0,0104
250	3,38	0,0213	1,712	740,1	0,0106
260	4,17	0,0220	1,739	756,8	0,0108
270	5,09	0,0226	1,766	773,8	0,0110
280	6,17	0,0232	1,792	791,0	0,0112
290	7,42	0,0238	1,819	808,4	0,0114
300	8,86	0,0245	1,845	825,8	0,0116
310	10,5	0,0251	1,871	843,4	0,0118
320	12,4	0,0258	1,897	861,1	0,0120
330	14,6	0,0264	1,923	879,0	0,0122
340	17,0	0,0271	1,948	896,9	0,0124
350	19,8	0,0277	1,974	915,0	0,0126
360	22,9	0,0284	2,001	933,1	0,0128
370	26,5	0,0291	2,027	951,2	0,0130
380	30,5	0,0298	2,054	969,5	0,0132
390	35,0	0,0304	2,082	987,6	0,0134
400	40,1	0,0311	2,111	1005,8	0,0136
410	45,8	0,0318	2,142	1024,0	0,0138
420	52,4	0,0325	2,175	1042,0	0,0140

* the enthalpy basis is ideal gas at 12°C

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

Physical Property Formulae of Vapour

Density (kg/m³) = - 0,0303917 * T(°C) + 4,34615 * 10⁻⁴ * T²(°C) - 2,41006 * 10⁻⁶ * T³(°C) + 5,33458 * 10⁻⁹ * T⁴(°C) + 0,553905

Heat Capacity (kJ/kg.K) = + 0,003703 * T(°C) - 3,0274 * 10⁻⁶ * T²(°C) + 2,9324 * 10⁻⁹ * T³(°C) + 0,92709

Dynamic Viscosity (mPa.s) = + 2,0124 * 10⁻⁵ * T(°C) + 3,4557 * 10⁻⁹ * T²(°C) - 7,1288 * 10⁻¹² * T³(°C) + 0,005449

Thermal Conductivity (W/m.K) = + 4,84257 * 10⁻⁵ * T(°C) + 2,9067 * 10⁻⁸ * T²(°C) - 6,5306 * 10⁻¹² * T³(°C) + 0,0075110

Validated best-in-class performance

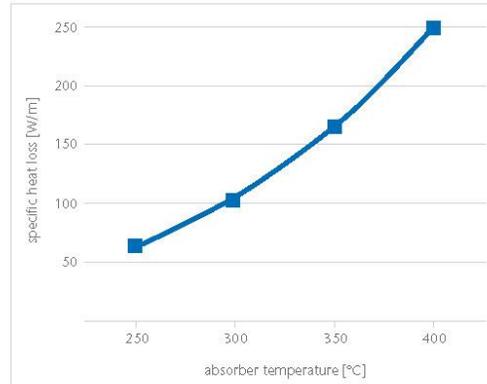
According to measurements at DLR (German Aerospace Centre) Quarz, the SCHOTT 4th generation receiver shows an optical performance 6% above the industry standard.

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

Technical specification

Components	Specification
Dimension	<ul style="list-style-type: none"> length: 4060 mm at 20°C ambient temperature (159.8 inches at 68 °F) aperture length: > 96.7% of the bulk length at 350 °C/ 662 °F working temperature
Absorber	<ul style="list-style-type: none"> outer diameter: 70 mm / 2.75 inches steel-type: DIN 1.4541 or similar solar absorptance: <ul style="list-style-type: none"> $\alpha_{ISO} \geq 95.5\%$ $\alpha_{ASTM} \geq 96\%$ thermal emittance: $\epsilon \leq 9.5\%$
Glass envelope	<ul style="list-style-type: none"> Borosilicate glass outer diameter: 125 mm / 4.9 inches antireflective coating solar transmittance: $\tau \geq 97\%$
Thermal losses	<ul style="list-style-type: none"> in conjunction with SCHOTT Solar CSP patented shields < 250 W/m (@ 400°C) < 165 W/m (@ 350°C) < 110 W/m (@ 300°C) < 70 W/m (@ 250°C)
Vacuum	<ul style="list-style-type: none"> residual gas pressure: $\leq 10^{-3}$ mbar
Heat transfer fluid	<ul style="list-style-type: none"> non-corrosive thermal oil with an effective partial pressure of dissolved Hydrogen of $p_{H_2} < 30$ Pa
Operating pressure	<ul style="list-style-type: none"> ≤ 41 bar (absolute)

Thermal losses



Version: October 2013

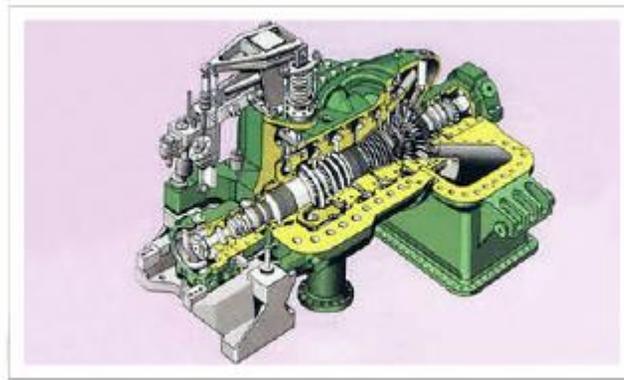
SCHOTT Solar CSP GmbH
 Hattenbergstrasse 10
 55122 Mainz
 Germany
 Phone +49 (0)6131/66-14158
 Fax +49 (0)3641/2888-9192
 csp@schottsolar.com
 www.schott.com/csp



ANEXO F

Especificaciones Técnicas: Turbina Vapor

TURBINA DE CONDENSACIÓN CON EXTRACCIÓN



ENK máximas condiciones de vapor de entrada: 10 MPa / 480 °C máxima presión de extracción: 4.5MPa

EHNK máximas condiciones de vapor de entrada: 14Pa / 540 °C máxima presión de extracción: 4.5MPa

Tipo	Código	nominal de salida (KW)	Las condiciones de entrada		El flujo de vapor de entrada (t/h)	Las condiciones de extracción		tasa de vapor Nominal (kg /kw.h)	Pure condens (kg/kw.h)	Velocidad nominal (r / min)	Ex-haust Pre-ssure (MPa)	GHT-wei (T)	Esquema dimen-sión (LxHxWmm)	Arreglo	Re-marcas
			Pre-fisura (MPa)	Per-tem la tura (°C)		Pre-fisura (Mpa)	Extrac-ción de flujo (t / h)								
C1.5- 2.35/ 0.98	T6202	1500	2.354	390	16.2	0.981	10.8	10	5.70	12080L /1500R	0.0098	6.5	2345x2400x1670	Doble capa	ENK 25/28/25
C3- 2.35/ 0.49	T6112	3000	2.354	390	21.6	0.49	10.0	7.0	5.0	9568L /3000R	0.0080	10.8	2870x3020x2110	Doble capa	32 ENK / 36/32 * 1
C3- 3.43/ 0.98	T6203	3000	3.432	435	25	0.981	15	8.33	4.80	9568L /3000R	0.0090	10.4	2870x3020x2110	Doble capa	ENK 32/36/32
C3- 3.43/ 0.78	T6126	3000	3.432	435	18	0.785	6	6.00	4.86	11583L /3000R	0.0128	7.2	2470x2400x2110	Doble capa	ENK 25/28 / 37,5
C3- 3.43/ 1.76	T6134	3000	3.432	435	33.3	1.765	19	10.61	4.92	11583L /3000R	0.0090	7.2	2470x2400x2110	Doble capa	25 ENK / 28 / 37,5 * 2
C3- 3.43/ 0.78	T6137	3000	3.432	435	22.5	0.785	11	7.50	5.15	11583L /3000R	0.0130	7.2	2470x2400x2110	Doble capa	ENK 20/28 / 37,5
C3- 3.43/ 0.78	T6142	3000	3.432	435	26	0.785	17	8.67	5.15	11583L /3000R	0.0130	7.2	2470x2400x2110	Doble capa	ENK 25/28 / 37,5
C6-4.9 /0.78	T6241	6000	4.90	435	48.6	0.785	35	8.10	4.62	7683L /3000R	0.008	15.8	3340x3430x2110	Doble capa	ENK 32/45/20
C6-4.9 /0.98	T6232	6000	4.90	435	50.4	0.98	35	8.20	4.67	7683L /3000R	0.008	15.8	3340x3430x2110	Doble capa	ENK 32/45/20
C23.3- 4.3/ 1.75	T6015	23300	4.30	448	112.55	1.750	22.5	4.83	4.24	3000R	0.010	94	8440x5760x4340	Doble capa	ENK 63/81/40
C4-2.5 /0.8	T6324	4000	2.50	360	27.1	0.80	8.0	6.58	5.26	9568L /3000R	0.010	10.8	2870x3020x2110	Doble capa	ENK 32/36/32
C22- 10/ 4.3	T6333	22000	10.00	500	170.0	4.3	100.0	7.59	4.00	7000L /3000R	0.012	41.7	4580x4320x3290	Doble capa	EHNK 40/56/20
C16.8- 10/ 4.1	T6340	16750	10.00	490	135.0	4.1	80.0	7.77	3.97	7100L /3000R	0.0138	24.5	4130x4200x3000	Doble capa	ENK 40/45/60
C18- 10/ 4.1	T6358	18000	10.00	490	140.0	4.1	80.0	7.59	4.30	7000L /3000R	0.0112	41.7	4580x4320x3290	Doble capa	EHNK 40/56/20

Nota: R-CW, ver el generador de la turbina. L-CCW, ver el generador de la turbina.
 * Las condiciones de condensación 1-Pure: vapor de entrada flow12t/h, salida: 2400kW
 * 2 no controlada presión de extracción: 0.392MPa, la extracción de flujo: 4t/h

ANEXO G

Programación Engineering Equation Solver

"ESTADO N°1 SALIDA DEL SOBRECALENTADOR Y ENTRADA A LA TURBINA"

m_dot_vap= 4.5 [kg/s]
m_dot_ext=2.77 [kg/s]"

alpha_2=m_dot_ext/m_dot_vap

P[1]=2,354 [MPa]
T[1]=390 [°C]

H[1]=ENTHALPY(Steam_IAPWS;T=T[1];P=P[1])
V[1]=VOLUME(Steam_IAPWS;T=T[1];P=P[1])
S[1]=ENTROPY(Steam_IAPWS;T=T[1];P=P[1])
X[1]=QUALITY(Steam_IAPWS;T=T[1];P=P[1])

"ESTADO N°2 EXTRACCION TURBINA Y ENTRADA AL CALENTADOR"

P[2]=0,981
S[2]=s[1]
T[2]=TEMPERATURE(Steam_IAPWS;S=S[2];P=P[2])
H[2]=ENTHALPY(Steam_IAPWS;S=S[2];P=P[2])
V[2]=VOLUME(Steam_IAPWS;S=S[2];P=P[2])
X[2]=QUALITY(Steam_IAPWS;S=S[2];P=P[2])

"ESTADO N°3 SALIDA TURBINA Y ENTRADA AL CONDENSADOR"

P[3]=0,0098
S[3]=S[1]
T[3]=TEMPERATURE(Steam_IAPWS;S=S[3];P=P[3])
H[3]=ENTHALPY(Steam_IAPWS;S=S[3];P=P[3])
V[3]=Volume(Steam_IAPWS;P=P[3];S=S[3])
X[3]=QUALITY(Steam_IAPWS;S=S[3];P=P[3])

"ESTADO N°4 SALIDA DEL CONDENSADOR Y ENTRADA A LA BOMBA N°1 "

P[4]=p[3]
X[4]=0
T[4]=Temperature(Steam_IAPWS;P=P[4];x=x[4])
H[4]=ENTHALPY(Steam_IAPWS;X=x[4];P=P[4])
V[4]=VOLUME(Steam_IAPWS;X=x[4];P=P[4])
S[4]=ENTROPY(Steam_IAPWS;X=x[4];P=P[4])

"ESTADO N°5 SALIDA BOMBA Y ENTRADA AL CALENTADOR "

P[5]=S[2]
S[5]=S[4]
V[5]=VOLUME(Steam_IAPWS;S=S[5];P=P[5])
X[5]=QUALITY(Steam_IAPWS;S=S[5];P=P[5])
H[5]=H[4]+V[4]*(P[5]-P[4])*(1-alpha_2)*1000
T[5]=Temperature(Steam_IAPWS;P=P[5];S=S[5])

"ESTADO N°6 SALIDA DEL CALENTADOR Y ENTRADA A BOMBA N° 2"

P[6]=P[2]
X[6]=0
H[6]=alpha_2*H[2]+(1-alpha_2)*H[5]
V[6]=VOLUME(Steam_IAPWS;X=x[6];P=P[6])
T[6]=Temperature(Steam_IAPWS;P=P[6];H=H[6])
S[6]=Entropy(Steam_IAPWS;P=P[6];X=x[6])

"ESTADO N°7 SALIDA BOMBA Y ENTRADA AL PRECALENTADOR "

S[7]=S[6]
P[7]=P[1]
H[7]=H[6]+V[6]*(P[7]-P[6])*1000
V[7]=Volume(Steam_IAPWS;P=P[7];X=x[7])
T[7]=Temperature(Steam_IAPWS;S=S[7];P=P[7])
X[7]=Quality(Steam_IAPWS;H=H[7];P=P[7])

"ESTADO N°8 SALIDA PRECALENTADOR Y ENTRADA AL EVAPORADOR"

P[8]=p[7]
X[8]=1
T[8]=Temperature(Steam_IAPWS;P=P[8];X=x[8])
H[8]=Enthalpy(Steam_IAPWS;P=P[8];X=x[8])
V[8]=Volume(Steam_IAPWS;P=P[8];X=x[8])
S[8]=Entropy(Steam_IAPWS;P=P[8];X=x[8])

"ESTADO 9 SALIDA EVAPORADOR Y ENTRADA AL SOBRECALENTADOR"

P[9]=P[1]
X[9]=1
S[9]=Entropy(Steam_IAPWS;P=P[9];X=x[9])
T[9]=Temperature(Steam_IAPWS;P=P[9];x=x[9])
H[9]=H[1]
V[9]=Volume(Steam_IAPWS;P=P[9];X=x[9])

"ESTADOS FICTICIOS"

"ESTADO 10"

P[10]=P[1]
S[10]=S[1]
H[10]=H[1]
T[10]=T[1]

"ESTADO 11"

P[11]=P[2]
S[11]=S[2]
H[11]=H[2]
T[11]=T[2]

"Estado 12"

T[12]=T[6]
X[12]=1
H[12]=Enthalpy(Steam_IAPWS;T=T[12];X=x[12])
S[12]=Entropy(Steam_IAPWS;T=T[12];X=x[12])

"ESTADO 13"

T[13]=T[6]
X[13]=x[6]
H[13]=H[6]
S[13]=S[6]

"CALCULO CALOR QUE ABSORBE EL CONJUNTO DEINTERCAMBIADORES"

Q_IC=m_dot_vap*(H[1]-H[7])

"CALCULO TRABAJO QUE ENTREGA LA TURBINA"

W_turb=m_dot_vap*(H[1]-H[2])+(m_dot_vap-m_dot_ext)*(H[2]-H[3])

"CALCULO DE CALOR QUE RECHAZA EL CONDENSADOR"

Q_cond=(m_dot_vap-m_dot_ext)*(H[3]-H[4])

"CALCULO DEL TRABAJO QUE REQUIERE LA BOMBA N° 1"

W_bomb_1=V[4]*(P[5]-P[4])*(1-alpha_2)

"CALCULO DEL TRABAJO QUE REQUIERE LA BOMBA N° 2"

W_bomb_2=V[6]*(P[7]-P[6])

"CALCULO TRABAJO NETO"

W_neto=W_turb-W_bomb_1-W_bomb_2

"CALCULO RENDIMIENTO TERMICO"

eta_term=(W_neto/Q_IC)*100