

UNIVERSIDAD TÉCNICA FEDERICO SANTA MARÍA  
DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA

VALPARAÍSO - CHILE



“ESTUDIO TÉCNICO DE UTILIZACIÓN DE LA  
RADIACIÓN NOCTURNA PARA FUENTE FRÍA  
DE PLANTA TERMO-SOLAR DE 50 MWE”

FELIPE EMILIO MUÑOZ SEPÚLVEDA

MEMORIA PARA OPTAR AL TÍTULO DE:  
INGENIERO CIVIL MECÁNICO MENCIÓN ENERGÍA

PROFESOR GUÍA:  
PROFESOR CORREFERENTE:

DR. ALEJANDRO SÁEZ  
DR. ARTURO GONZÁLEZ

JULIO -2016



## Agradecimientos

Quisiera partir agradeciendo a mis padres, por todo su sacrificio durante todos estos años, por todas las horas de descanso que tuvieron que destinar a trabajar para que nosotros pudiésemos estudiar. Lamentablemente hoy nuestra educación no se establece como un derecho por parte del Estado, por lo que estos sacrificios, y muchos otros que tantas familias deben hacer, son necesarios.

Siempre voy a estar agradecido por la forma en que ustedes, mis padres, me han formado, sin duda han sido un ejemplo en mi formación y crecimiento. Quiero agradecer, también, toda su comprensión, y cariño. Nunca me contenté con dedicarme sólo a los estudios, lo que terminó por alargar un tanto más mi carrera, y ustedes, de una u otra manera, supieron aceptarlo y apoyarme en esto. Junto con ellos quisiera agradecer a mis hermanas, de las que siempre he recibido apoyo, con las que siempre he sabido que puedo confiar. Las quiero!

Sin duda mi polola ha sido un apoyo fundamental en este proceso, sin ella no hubiese podido conseguir ni la mitad de mis pequeños logros, y cómo no agradecérselos. Desde el primer día ha mostrado ser la mejor persona que conozco, ese cariño y pasión que tiene al hacer las cosas, al querer a las personas, es admirable. Te amo mucho bonita, muchas gracias por todo, sin ti nada de esto sería posible.

Quisiera agradecer a mis amigos, los del colegio, los que llevamos más de 10 años juntos, a los de la U, con quienes somos amigos desde las primeras semanas sansanas, a mis amigos de atletismo, y los de la sopita, a los que son parte de todos los grupos. A mis amigos que a la vez son compañeros, junto a los cuales soñamos una sociedad mejor, junto a los cuales trabajamos día a día por una mejor Universidad, por una mayor conexión de ésta con nuestro puerto, con quienes luchamos por un trato digno a los trabajadores de nuestra casa de estudios. Sin duda que queda un gran trabajo por hacer, pero me alegra haber aportado en la construcción de este proyecto, haberlos conocido a ustedes, y tener la certeza de que seguiremos trabajando, codo a codo, hasta el último de nuestros días.

Finalmente, pero no menos importante, quisiera agradecer a 2 amigos, a 2 compañeros que dedicaron parte de su tiempo a ayudarme con este trabajo, a resolverme dudas, a avanzar. Muchas gracias a David Saldivia y José Allende.

“Hay una fuerza motriz más poderosa que el vapor, la electricidad y la energía atómica: la voluntad”

## Resumen

Es el norte de nuestro país la zona geográfica ideal para las tecnologías solares, dado sus amplios espacios disponibles y sus altos niveles de radiación. Pese a esto las tecnologías solares de generación eléctrica no han podido surgir, esto dado, principalmente, a la alta escasez hídrica de la zona, lo que impide el uso de los métodos usuales de condensación: las torres húmedas y secas.

Dado las condiciones mencionadas es que en este trabajo se estudiará la radiación nocturna como medio de rechazo de calor. Para esto se modela una planta termoeléctrica de tecnología cilindro parabólico de 50 MWe de generación bruta, la que posee un sistema de almacenamiento de calor de 9 horas. Luego se diseña el sistema de disipación de calor apto para zonas áridas, el aerocondensador. Dicho sistema de condensación tiene una limitante no menor: no es capaz de disipar el total de la energía cuando la temperatura ambiente supera a la nominal de diseño (de 20°C para el caso estudiado), además de que provoca un alto consumo energético.

Primeramente, se modelará el intercambio térmico de un radiador nocturno, equipo adaptado a partir de un colector solar plano y por el cual circulará una mezcla de etilenglicol, obteniendo una disipación energética máxima de, prácticamente, 250 [kWh], para el solsticio de verano, alcanzando una temperatura de salida de 14,8 °C.

Dentro del laboratorio de Energías Renovables de la Universidad se experimentó con un dispositivo similar al aquí estudiado, donde se registraron los valores de temperatura y humedad durante la noche. Estos datos fueron ocupados para validar el modelo desarrollado, llegando a valores muy similares.

La planta térmica, en su operación dentro del solsticio de verano (día crítico), debe bajar su producción eléctrica, por lo que se analiza la radiación nocturna como método de energía de resguardo (a ocuparse cada vez que los aerocondensadores se vean superados). Además, se estudia su aplicación en la disminución de los consumos propios de la planta, y en el reemplazo de los aerocondensadores como método de rechazo de energía.

Para el condensador se estudian 2 casos, un intercambiador de calor de tubos y carcasa, y uno de tubos concéntricos (pensado como adaptación al aerocondensador). Dado el alto flujo másico, y la baja potencia térmica extra que puede disipar, es que la segunda opción se descarta. Por su parte el condensador de tubos y carcasa presenta resultados aplicables en la industria.

Finalmente se procede a dimensionar el layout del campo de radiadores nocturnos. Donde el área que estos ocupan varía de las 16 a las 50 hectáreas para las opciones de respaldo y reemplazo, respectivamente, las cuales necesitan, además, grandes volúmenes de almacenamiento térmico. Son estas dos últimas variables las que se prevé limitarán el uso de la radiación nocturna en la condensación de plantas termoeléctricas.

Las alternativas presentadas generan ganancias económicas para la generadora, las cuales, según el precio de venta de la energía, pudiesen estar cerca de los USD 1,9 millones anuales, para la opción de respaldo, a los USD 2,9 millones para la opción de reemplazo, aumentando, aproximadamente, en USD 13.000 por cada ventilador reemplazado. Esto considerando un precio de venta de 61 [USD/MWh].

## Abstract

The north of Chile is the ideal location for solar technology given its availability of space and high levels of radiation. However, solar technology for electricity generation has not been able to continue developing given the lack of water in the region hindering the use of common methods for condensation: wet and dry cooling towers.

This study is aimed at assessing night radiation as a means of heat rejection in desert-like conditions. Thus, a thermoelectric plant with 50 MWe brute generation parabolic trough technology and a 9-hour heat storing system is modelled. An air cooled condenser (ACC) is designed which is a heat sink system suitable for dry areas. However, this condenser has a limitation: it is not capable of dissipating the total amount of energy when the ambient temperature surpasses the nominal design temperature, 20°C in this case, causing high energy consumption.

The temperature exchange during the day and night is modelled using a night radiator which has been adapted from a flat solar collector and through which an Ethylene glycol mix runs, producing an energy dissipation of approximately 2 [kW] for the summer solstice and a maximum dissipation of 41 [W] within the assessed times (every 10 minutes).

At the Renewable Energy Laboratory belonging to UTFSM, a similar device was used to obtain and record temperature and humidity values during the night. The data obtained at the laboratory were very similar to those obtained previously thus validating the model.

The thermoelectric plant during the summer solstice (critical day) must reduce its production. Night radiation is analysed as back-up energy method to be used when the ACC is not able to dissipate all the energy. In addition, this system is assessed in order to consider its application in reducing the plant consumption and in replacing the ACC as an energy rejection method.

Two cases are studied for the ACC: a shell and tube heat exchanger and a concentric tube heat exchanger (considering its adaptation to the ACC). The second option is ruled out, given the high mass flow and the low extra temperature power which it can dissipate. The first option presented results that were applicable to the case.

The alternatives here presented could generate, according to the market price, a financial profit to the power plant of approximately USD 1,9 for the back-up option and USD 2,9 million for the replacement option, with an increase of USD 13.000 for each replaced fan. These estimates are calculated with the market price of 61 [USD/MWh].

## Glosario

$\beta$	Coeficiente de expansión volumétrica [1/K]
$\Delta T_{lm}$	Variación de la temperatura media logarítmica [K]
$\varepsilon_{pintura}$	Emisividad térmica placa radiativa [-]
$e_{aleta}$	Espesor de placa radiativa en radiador nocturno [m]
$e_{sold}$	Espesor de soldadura en radiador nocturno [m]
$\rho_{HTF}$	Densidad del aceite térmico [kg/s]
$\rho_v$	Densidad de vapor [kg/s]
$\rho_l$	Densidad de agua [kg/s]
$\sigma$	Constante de Stefan-Boltzmann [W/m <sup>2</sup> k <sup>4</sup> ]
$\eta_t$	Eficiencia de turbina [-]
$\eta_w$	Eficiencia de aleta tubos aerocondensador [-]
$\mu_l$	Viscosidad dinámica de vapor [kg/ms]
$A_0$	Estimación área exterior de transferencia de calor para aerocondensador [m <sup>2</sup> ]
$A_{colector}$	Área colector cilindro parabólico [m <sup>2</sup> ]
$A_e$	Área externa tubos aerocondensador [m <sup>2</sup> ]
$A_i$	Área interna tubos aerocondensador [m <sup>2</sup> ]
$A_{lat}$	Área de circulación por los haces de tubos [m <sup>2</sup> ]
$C$	Parámetro de diseño intercambiador de calor de tubos y carcasa [-]
$cap_{alm}$	Capacidad de almacenamiento térmico del bloque solar [h]
CCP	Campo de Cilindro Parabólico
$c_{pHTF}$	Calor específico aceite térmico [J/kgK]
$c_{p,fm}$	Calor específico del fluido en radiador nocturno [J/kgK]
$d_{anu}$	Distancia entre punto medio de tubería y punto anular en radiador nocturno [m]
$d_c$	Diámetro de abertura del colector cilindro parabólico [m]
$D_e$	Diámetro externo tubo aerocondensador [m]
$d_{eq}$	Diámetro equivalente aerocondensador [m]
$D_i$	Diámetro interno tubo aerocondensador [m]
DNI	Radiación Normal Directa [W/m <sup>2</sup> ]
$g$	Aceleración de gravedad [m/s <sup>2</sup> ]
$h_1$	Entalpía de agua a la salida del generador de vapor [J/kg]
$h_2$	Entalpía de agua a la salida de la turbina [J/kg]
$h_{2fg}$	Entalpía de evaporización a la salida de la turbina [J/kg]
$h_{anu}$	Coeficiente de transferencia de calor por convección en punto anular de radiador nocturno [W/m <sup>2</sup> K]
$h_b$	Entalpía isentrópica a la salida de la bomba [J/kg]
$h_{b,real}$	Entalpía real a la salida de la bomba [J/kg]
$h_{cond}$	Entalpía a la salida del condensador [J/kg]
$h_i$	Coeficiente de transferencia de calor por convección interior tubos de aerocondensador [W/m <sup>2</sup> K]
$h_{fm}$	Coeficiente de transferencia de calor por convección del fluido en radiador nocturno [W/m <sup>2</sup> K]
$h_o$	Coeficiente de transferencia de calor por convección exterior tubo de aerocondensador [W/m <sup>2</sup> K]
HTF	Fluido de transferencia térmica a utilizar en campo solar
$k_{aire}$	Conductividad térmica del aire [W/mK]

$k_{AlCu}$	Conductividad térmica tubo aerocondensador [W/mK]
$K_{cu}$	Conductividad térmica tubo radiador nocturno [W/mK]
$k_l$	Conductividad térmica de agua [W/mK]
$k_{sold}$	Conductividad térmica de soldadura en radiador nocturno [W/mK]
$L_{TC}$	Largo tubo aerocondensador [m]
$\dot{m}_{HTF}$	Flujo másico de aceite térmico [kg/s]
$\dot{m}_{fm}$	Flujo másico del fluido en radiador nocturno [kg/s]
$N_{u AC}$	Número de Nusselt aerocondensador [-]
$N_{u10}$	Número de Nusselt para configuración aerocondensador [-]
$P_1$	Presión de entrada a la turbina [bar]
$P_2$	Presión de salida de la turbina [bar]
$P_{bruta}$	Potencia bruta del ciclo [MW]
$Pot_e$	Potencia eléctrica de la turbina [MW]
$Pot_{th}$	Potencia térmica del ciclo de potencia [MW]
$Pr$	Número de Prandtl [-]
$Q_{CCP}$	Flujo de calor generado en el campo solar [MW]
$\dot{Q}_{CCP-F}$	Potencia térmica nominal campo de concentración solar, con almacenamiento [MW]
$\dot{Q}_f$	Flujo de calor del fluido en radiador nocturno [W]
$\dot{Q}_{rx}$	Flujo de calor de fluido en la zona "x" sincretizada en tubería de radiador nocturno [W]
$Q_{SAT}$	Flujo de calor a almacenar en bloque solar [MW]
$\hat{Q}_{\acute{u}til-d}$	Energía captada por unidad de superficie para un día determinado [kWh/m <sup>2</sup> día]
$R_{aL}$	Número de Rayleigh para recinto cerrado [-]
$R_{cond}$	Resistencia térmica debido a conducción tubos aerocondensador [K/W]
$R_{conv ex}$	Resistencia térmica debido a convección externa de tubos aerocondensador [K/W]
$R_{conv int}$	Resistencia térmica debido a convección interna de tubos aerocondensador [K/W]
$R_{Di}$	Facto de ensuciamiento interno tubos aerocondensador [-]
$R_{Do}$	Facto de ensuciamiento externo tubos aerocondensador [-]
$Re_{dise\~{n}o}$	Número de Reynolds en CCP [-]
$Re_i$	Número de Reynolds interno en tubos aerocondensador [-]
$R_{ensu ex}$	Resistencia térmica debido a ensuciamiento externo de tubos aerocondensador [K/W]
$R_{ensu int}$	Resistencia térmica debido a ensuciamiento interno de tubos aerocondensador [K/W]
$R_{th total}$	Resistencia térmica global aerocondensador [K/W]
SAT	Almacenamiento térmico solar
SCA	Montaje del colector solar
$S_t$	Sección transversal de paso de fluido en aerocondensador [m <sup>2</sup> ]
$T_1$	Temperatura de agua a la salida generador de vapor [°C]
$T_2$	Temperatura de agua a la salida de la turbina [°C]
$T_{aire-in}$	Temperatura de aire a la entrada del aerocondensador [K]
$T_{aire-ou}$	Temperatura de aire a la salida del aerocondensador [K]
$T_{aleta}$	Temperatura de placa radiativa a distancia $d_{anu}$ [K]
$T_{cond}$	Temperatura de condensación del vapor del ciclo de potencia [K]
$T_{fi}$	Temperatura media de fluido en radiador nocturno [K]
$T_{fm}$	Temperatura media de fluido en radiador nocturno [K]
$T_{fo}$	Temperatura de salida del fluido en radiador nocturno [K]
$T_{suo}$	Temperatura de placa radiativa en punto medio [K]
$U$	Coficiente global de transferencia de calor [W/m <sup>2</sup> K]
$U_0$	Estimación coeficiente global de transferencia de calor para aerocondensador [W/m <sup>2</sup> K]

$v_{HTF}$	Velocidad del aceite térmico [m/s]
$v_{cond}$	Volumen específico a la salida del condensador [m <sup>3</sup> /kg]
$\dot{V}_{total}$	Caudal de aire que circula por aerocondensador [m <sup>3</sup> /h]
$x$	Calidad de vapor [-]

# Contenido

1	Introducción .....	12
2	Objetivo General .....	16
2.1	Objetivos específicos.....	16
3	Estado del Arte .....	17
3.1	Antecedentes .....	17
3.1.1	Uso de la Radiación Nocturna .....	17
3.1.2	Crisis hídrica y Centrales Térmicas .....	18
3.1.3	Energía solar térmica en Chile.....	19
3.2	Marco Teórico .....	21
3.2.1	Radiación y espectro electromagnético .....	21
3.2.2	Estructura y conformación de la atmósfera.....	22
3.2.3	Radiación de cuerpo negro .....	24
3.2.4	Radiación Atmosférica.....	25
3.2.5	Cálculo de la radiación atmosférica. ....	25
3.2.6	Temperatura de cielo .....	26
3.3	Centrales Solares Termoeléctricas .....	27
3.3.1	Centrales de concentrador cilindro-parabólico .....	28
3.4	Tecnologías de enfriamiento en plantas termoeléctricas.....	31
3.4.1	Sistema de enfriamiento de ciclo abierto .....	31
3.4.2	Sistema de enfriamiento húmedo de ciclo cerrado.....	32
3.4.3	Sistema de enfriamiento seco de ciclo cerrado. ....	34
3.4.4	Sistemas híbridos húmedo/seco. ....	35
3.5	Sistemas pasivos de enfriamiento.....	35
3.5.1	Enfriamiento evaporativo .....	36
3.5.2	Enfriamiento radiante .....	36
3.5.3	Enfriamiento Conductivo .....	37
3.5.4	Enfriamiento Convectivo.....	37
3.6	Conclusiones.....	37
4	Desarrollo del tema.....	39
4.1	Identificación del problema .....	39
4.2	Metodología .....	39
4.3	Planta termoeléctrica.....	40

4.3.1	Lugar de emplazamiento.....	40
4.3.2	Ciclo térmico.....	41
4.3.3	Bloque de Potencia .....	52
4.3.4	Efecto de la temperatura ambiente.....	70
4.4	Esquema del circuito de condensación complementario .....	72
4.5	Radiador nocturno. ....	73
4.6	Planteamiento de las Ecuaciones.....	75
4.6.1	Resultados obtenidos.....	80
4.6.2	Validación de los resultados.....	82
4.6.3	Análisis.....	83
4.7	Nuevo sistema de condensación.....	84
4.7.1	Intercambiador de Calor de Tubos y carcasa. ....	84
4.7.2	Intercambiador de tubos concéntricos. ....	87
4.7.3	Almacenamiento Térmico .....	90
4.7.4	Resultados Obtenidos .....	92
4.8	Layout campo radiadores nocturnos. ....	94
5	Análisis de resultados.....	96
6	Conclusiones.....	98
7	Bibliografía .....	100
8	Anexos.....	102
8.1	Comportamiento condensadores .....	102
8.2	Diseño Intercambiador de Calor .....	105

## Índice de imágenes

Ilustración 1-1: Matriz Energética en Chile a 2012 .....	13
Ilustración 1-2: Comparación Producción de Energías Solar-Eólica en Latino América a 2013.....	13
Ilustración 1-3: Matriz eléctrica de Chile a 2013.....	14
Ilustración 3-1: Sistema de radiador tipo colector solar.....	17
Ilustración 3-2: Disponibilidad de agua en Chile (Banco Mundial, 2011) .....	18
Ilustración 3-3: Patrones de precipitación, temperatura y caudales en Chile (Centro de Cambio Global PUC) .....	19
Ilustración 3-4: Estado de los proyectos de ERNC en Chile.....	20
Ilustración 3-5: Espectro Electromagnético .....	21
Ilustración 3-6: Ventanas en la atmósfera .....	23
Ilustración 3-7: Esquema colector cilindro parabólico.....	28
Ilustración 3-8: Esquema Central CPP. ....	29
Ilustración 3-9: Enfriamiento por ciclo abierto. ....	32
Ilustración 3-10: Esquema sistema de ciclo cerrado.....	33
Ilustración 3-11: Torre de refrigeración de tiro forzado. ....	33
Ilustración 3-12: Torre de refrigeración de tiro forzado. ....	33
Ilustración 3-13: Funcionamiento Aerocondensador .....	34
Ilustración 3-14: Esquema Aerocondensador .....	34
Ilustración 3-15: Sistema Indirecto de enfriado seco.....	35
Ilustración 4-1: Metodología de trabajo. ....	40
Ilustración 4-2: Vista lateral de colector SKAL-ET 150 .....	43
Ilustración 4-3: Layout del campo de colectores cilindro parabólico. ....	43
Ilustración 4-4: Configuración en "I" para campo de colectores .....	52
Ilustración 4-5: Esquema básico Bloque de Potencia .....	53
Ilustración 4-6: Datos técnicos turbina SST-300 .....	55
Ilustración 4-7: Dimensiones y características turbina SST-300 .....	56
Ilustración 4-8: Generador de Vapor. ....	57
Ilustración 4-9: Esquema turbina - condensador .....	59
Ilustración 4-10: Tubo Devanado a presión en forma de L.....	62
Ilustración 4-11: Esquema de un tubo aleteado .....	63
Ilustración 4-12: Aerocondensador en configuración "A" .....	64
Ilustración 4-13: Diagrama ventilador escogido. ....	69
Ilustración 4-14: Curvas características ventilador escogido.....	70
Ilustración 4-15: Esquema de funcionamiento condensador .....	73
Ilustración 4-16: Colector solar plano. ....	73
Ilustración 4-17: Plano del radiador nocturno. ....	74
Ilustración 4-18: Balance de energía entre el radiador nocturno y la atmósfera.....	76
Ilustración 4-19: Condensador de vapor de paso simple.....	84
Ilustración 4-20: Coeficiente global de transferencia de calor según velocidad en tubos. ....	85
Ilustración 4-21: Factor Jh en tubos.....	89
Ilustración 4-22: Esquema de condensación.....	94

## Índice de tablas

Tabla 4-1: Condiciones del ciclo de vapor.....	42
Tabla 4-2: Características del colector SKAL-ET 150 .....	44
Tabla 4-3: Aceites térmicos usados en plantas solares.....	44
Tabla 4-4: Propiedades termodinámicas de Therminol VP-1 .....	44
Tabla 4-5: Característica de sales utilizadas en almacenamientos térmicos en plantas solares. ....	45
Tabla 4-6: Resumen parámetros de dimensionamiento para configuración sin almacenamiento. .	48
Tabla 4-7: Parámetros campo de colección solar con almacenamiento térmico.....	51
Tabla 4-8: Datos termodinámicos a entrada y salida de la turbina .....	53
Tabla 4-9: Gamma de operación de turbinas Siemens. ....	54
Tabla 4-10: Histograma de Temperaturas Ambientales .....	60
Tabla 4-11: Propiedades del aire a condiciones de operación.....	61
Tabla 4-12: Dimensiones de tubos aleteados devanados.....	63
Tabla 4-13: Dimensiones calculadas de los tubos aletados. ....	63
Tabla 4-14: Propiedades térmicas del Duraluminio.....	64
Tabla 4-15: Constante C2 para el cálculo del número de Nusselt modificado. ....	67
Tabla 4-16: Parámetros de diseño del Aerocondensador.....	68
Tabla 4-17 : Dimensiones ventilador.....	69
Tabla 4-18: Propiedades del aire a distintas temperaturas. ....	71
Tabla 4-19: Efecto de la temperatura ambiente n los aerocondensadores. ....	71
Tabla 4-20: Efecto de la temperatura ambiental en los aerocondensadores durante el solsticio de verano. ....	72
Tabla 4-21: Coeficientes de trasferencia de calor según temperatura ambiental y anular.....	79
Tabla 4-22: Coeficiente de transferencia de calor y Calor específico del fluido a diferentes temperaturas.....	79
Tabla 4-23: Flujo de calor cedido al ambiente durante las noches.....	80
Tabla 4-24: Potencia térmica a disipar, solsticio de verano.....	83
Tabla 4-25: Rango de largo de tubo en condensadores.....	84
Tabla 4-26: Parámetros Intercambiador de calor. ....	86
Tabla 4-27: Parámetros Intercambiadores en serie.....	87
Tabla 4-28: Dimensiones de tubos de aerocondensador.....	87
Tabla 4-29: Flujo de calor cedido por cantidad de tubos del aerocondensador. ....	90
Tabla 4-30: Espesor mínimo de las placas del cuerpo según diámetro del tanque.....	91
Tabla 4-31: Factor de ajuste según tipo de aislante .....	91
Tabla 4-32: Tasa de calor perdido según diferencia de temperaturas y espesor de aislante.....	92
Tabla 4-33: Parámetros condensador complementario, para operación de respaldo. ....	93
Tabla 4-34: Parámetros condensador complementario, disminución consumos propios. ....	93
Tabla 4-35: Parámetros condensador suplementario. ....	93
Tabla 4-36: Variación de la energía cedida en función del flujo másico. ....	95
Tabla 4-37: Layout intercambiadores para energía de resguardo.....	95
Tabla 4-38: Layout campo de radiadores nocturnos según potencia a disipar y flujo másico requerido.....	95
Tabla 8-1: Condensador funcionando exclusivamente con ventiladores. ....	102

Tabla 8-2: Condensador compuesto por ventiladores y radiación nocturna complementaria. .... 102

Tabla 8-3: Condensador compuesto por ventiladores y radiación nocturna complementaria. Se reduce la cantidad de ventiladores..... 103

Tabla 8-4: Condensador compuesto por ventiladores y radiación nocturna complementaria. Se reduce la cantidad de ventiladores..... 103

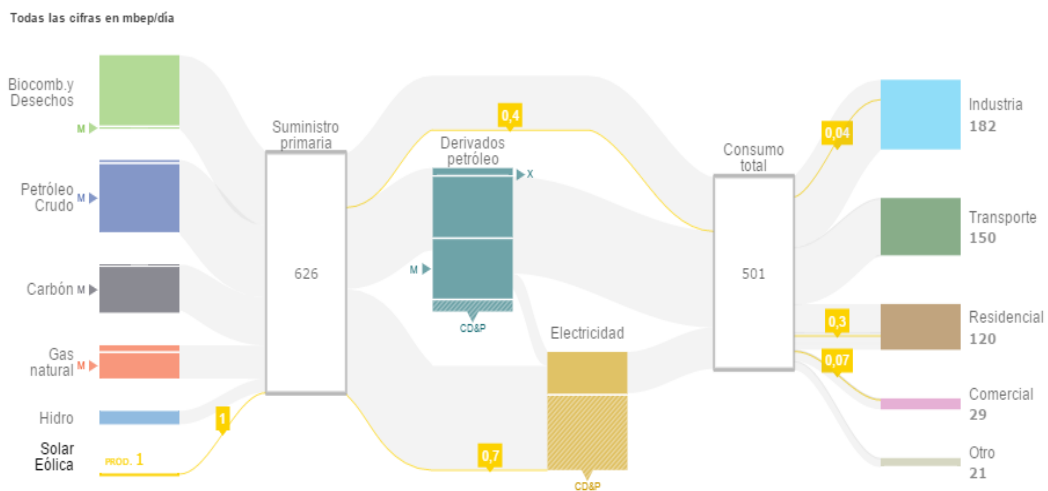
Tabla 8-5: Condensador compuesto por ventiladores y radiación nocturna complementaria. Se reduce la cantidad de ventiladores..... 104

Tabla 8-6: Condensador compuesto por ventiladores y radiación nocturna complementaria. Se reduce la cantidad de ventiladores..... 104

## 1 Introducción

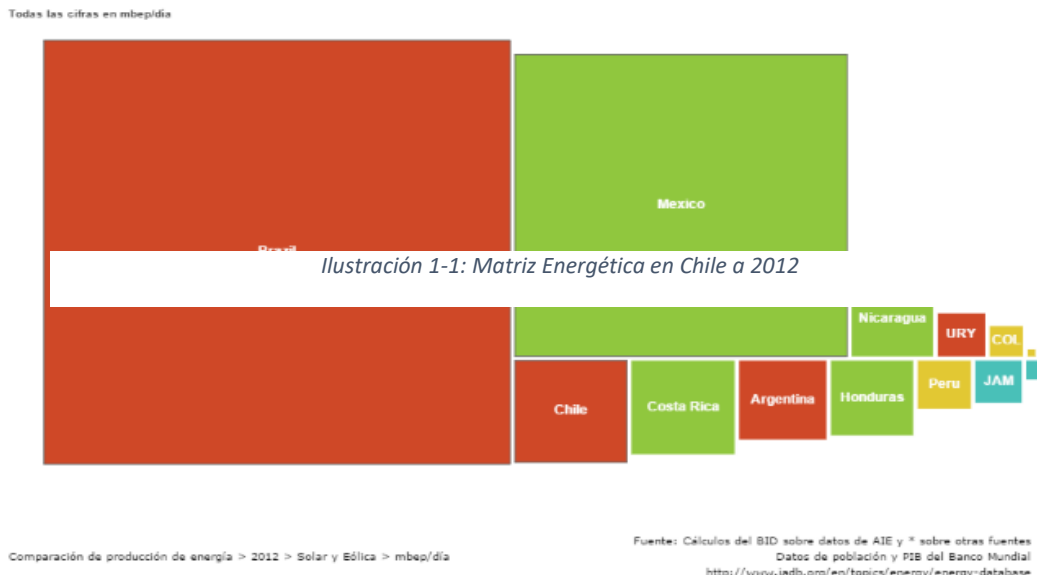
Hoy en día vivimos en una constante búsqueda de nuevos recursos energéticos primarios, alternativos a las ya usuales. Es prácticamente consenso que no podemos seguir utilizando energía sólo a partir de las fuentes tradicionales, como lo son el petróleo crudo y el carbón, las cuales ocupan el 60,83% del consumo energético, al 2012, según datos del Banco Interamericano de Desarrollo. El caso de Chile varía un poco al escenario global, aunque la suma de dichas fuentes primarias sigue siendo la mitad de nuestra matriz energética, tal como se observa en la ilustración 1-1.

Dicha búsqueda dice relación principalmente con el agotamiento de las fuentes tradicionales (agotamiento efectivo de carbón y petróleo, fuentes no renovables, y agotamiento de emplazamientos disponibles para la mega hidroeléctrica), además de la alta presión social evidenciada en el último tiempo en contra de centrales térmicas a carbón y mega hidroeléctricas. Si bien ambos motivos pueden llegar a ser cuestionables, hechos como que en el país no exista una planificación seria y a largo plazo por parte del gobierno en esta materia, que las regulaciones ambientales vigentes para las plantas termoeléctricas disten mucho de normas europeas o las irregularidades entre grandes empresarios y políticos nacionales en la aprobación de más de algún



mega proyecto eléctrico, detonan en una percepción negativa de la ciudadanía con las tecnología tradicionales y, por su parte, florece en el sentido común que son sólo las energías renovables la alternativa para el país.

Desde ya hace algunos años hemos podido leer múltiples y variadas opiniones, columnas, reportajes o informes sobre la demanda energética actual y futura de nuestro país, sobre el ahorro energético, el déficit de energía eléctrica, sobre plantas termoeléctricas a carbón o hidroeléctricas, y un variado abanico de temáticas asociadas a que Chile necesita diversificar sus requerimientos en materia energética, y las conclusiones, por lo general, se repiten: si no se toman cartas en el asuntos se entrará en una crisis energética. Pese a esto no hay grandes avances en ERNC, según el flujo de la ilustración 1-1, sólo se produce 1,1 Mega Barril Equivalente de Petróleo diario entre la suma de fuentes eólicas y solares. Nada de geotermia. Estos datos no se condicen con la realidad geográfica del país. Pese a esto la situación no es tan desoladora al compararnos con nuestros vecinos, ya que en la región somos el tercer país que más produce energías eólica y solar.



El 42% de nuestra energía eléctrica es en base al cuestionado carbón y sólo 0,3% se genera entre la suma de eólica y solar, tal como se aprecia en la ilustración 1-3.

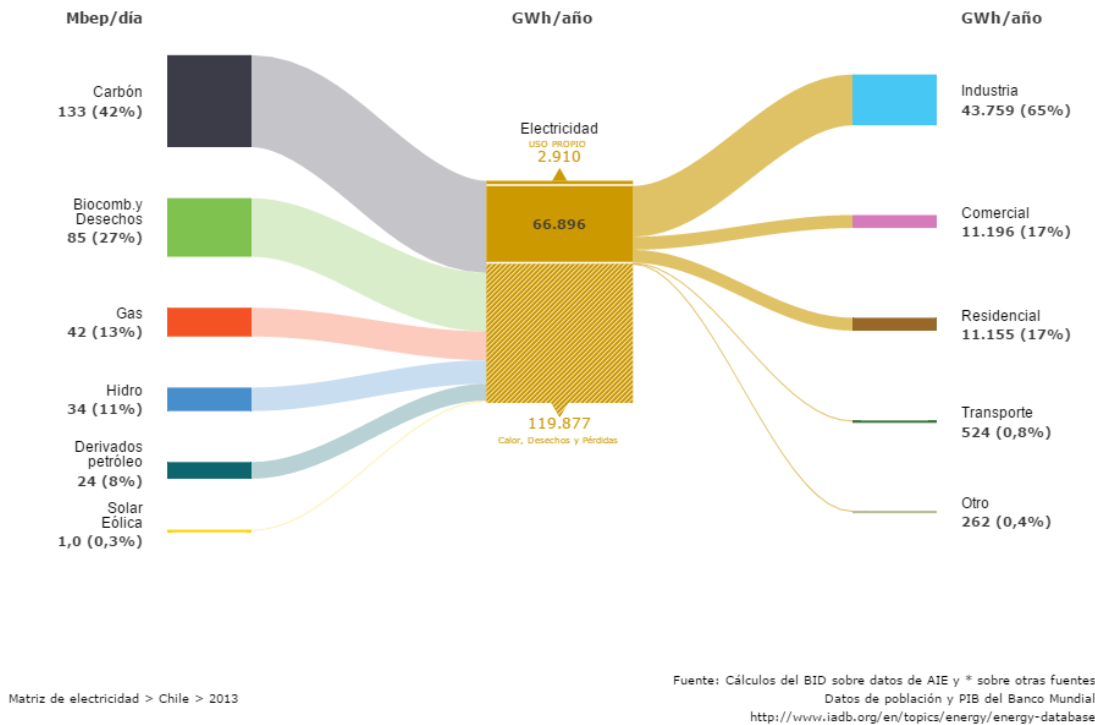


Ilustración 1-3: Matriz eléctrica de Chile a 2013

El norte de nuestro país posee un alto potencial para desarrollar energías alternativas, en especial las de generación solar, aunque existen algunas complejidades, como lo es, dentro de algunas otras, la alta energía que las plantas termo-solares deben consumir en enfriamiento, en el rechazo de calor de la planta, debido a la falta de agua en la zona. A pesar de que dificultad no sea de las mayores, ni de las más estudiadas, se ve en ésta una gran posibilidad de ahorro energético.

Si bien la principal fuente energética a desarrollar en los próximos años debiese ser la geotérmica, es necesario seguir investigando e innovando en otras fuentes de energía, sobre todo si estas son renovables y no convencionales. Dentro de esta amplia gama de temas a investigar en esta materia se encuentra la Radiación Nocturna, la cual tiene una larga data de investigación, pero sin profundizaciones en la industria, más allá del enfriamiento de edificaciones.

En el trabajo de título “Influencia de la temperatura ambiente, en zonas desérticas del país, sobre la potencia eléctrica generada y el rendimiento de generación de una central térmica solar” (Marín, S. P. 2015) se concluye que la eficiencia total y la potencia eléctrica generada son altamente sensibles al cambio de temperatura ambiente, y dentro de sus proyecciones se propone estudiar el almacenamiento de frío nocturno, con el objeto de mejorar la eficiencia del ciclo de calor, para ser utilizado en el día cuando las temperaturas aumenten. Vale mencionar que en el desierto las temperaturas llegan fácilmente a los 40°C durante el día y a los 0 °C durante la noche (registrándose temperaturas extremas que sobrepasan estos límites).

Dado los anteriores antecedentes es que se toma la decisión de incurrir en el tema: ¿Se puede aumentar la eficiencia de una planta termo-solar a través de la Radiación Nocturna?

Las plantas térmicas de generación de energía pueden ser enfriadas a través de sistemas húmedos, donde las torres de enfriamiento son la principal tecnología utilizada, o sistemas secos, donde los aerocondensadores son su principal tecnología. Los últimos son altamente ocupados en zonas donde el recurso hídrico es escaso, en ellos el líquido es enfriado por aire ambiente impulsado por ventiladores, los cuales incurren en un alto costo energético para las plantas. Si bien en la práctica se encuentran sólo estos dos tipos de sistemas, trabajos de investigación abren la posibilidad a incorporar el enfriamiento pasivo, ya sea como complementario o suplementario.

## 2 Objetivo General

Realizar estudio que permita determinar la factibilidad técnica de la utilización de la radiación nocturna para generar una fuente fría complementaria en una planta termo-solar de 50 MWe, en el norte del país.

### 2.1 Objetivos específicos

Realizar estado del arte de la radiación nocturna como medio de producción de frío

Revisar tecnologías de condensación posibles de aplicar para el rango de potencia de centrales termo-solares.

Modelar la operación de una planta termo-solar de 50 MWe bajo las condiciones climatológicas de la segunda región del país.

Estudiar las modificaciones de los aerocondensadores para un funcionamiento simultáneo con aire y líquido frío.

Estudiar el impacto en la eficiencia neta de la planta solar con la utilización de líquidos enfriadores producidos por radiación nocturna.

## 3 Estado del Arte

### 3.1 Antecedentes

#### 3.1.1 Uso de la Radiación Nocturna

El uso práctico del enfriamiento radiativo ha sido explotado por culturas de las zonas desérticas del medio oriente, mucho antes de que fueran comprendidos y cuantificados los principios físicos tras dicho fenómeno. Los pueblos persas eran capaces de producir hielo al exponer estanques de agua con un delgado espesor al cielo nocturno en noches de invierno [1]. A partir de estas primeras experiencias es que se ha avanzado en su uso y estudio, aunque principalmente estos se han concentrado en la aclimatación de viviendas o edificaciones.

El componente, dentro de las edificaciones, más recomendado para ser utilizado como superficie radiadora es el techo, el cual puede ser, al mismo tiempo, emisor, almacenador y distribuidor en el sistema de enfriamiento. Según la clasificación de Givoni (1984) existen tres tipos básicos de radiadores nocturnos, hasta ahora desarrollados: Techos de gran masa térmica con aislamiento móvil; Techos livianos (generalmente metálicos) y techos tipo colector solar sin vidrio.

Los techos tipo colector solar sin vidrio, tienen un par de ventajas por sobre los otros tipos de radiadores que el autor clasifica, dado que por una parte sirven tanto como para enfriar como para calentar aire, o agua. La ilustración 3-1 presenta el esquema de funcionamiento de este tipo de radiador, donde el agua se enfría mientras circula por el radiador, para luego absorber el calor del techo de concreto. Otro punto a favor es que el agua enfriada se puede almacenar en un estanque en el techo, por lo que no se requeriría un almacenamiento móvil como en los otros tipos de radiadores.

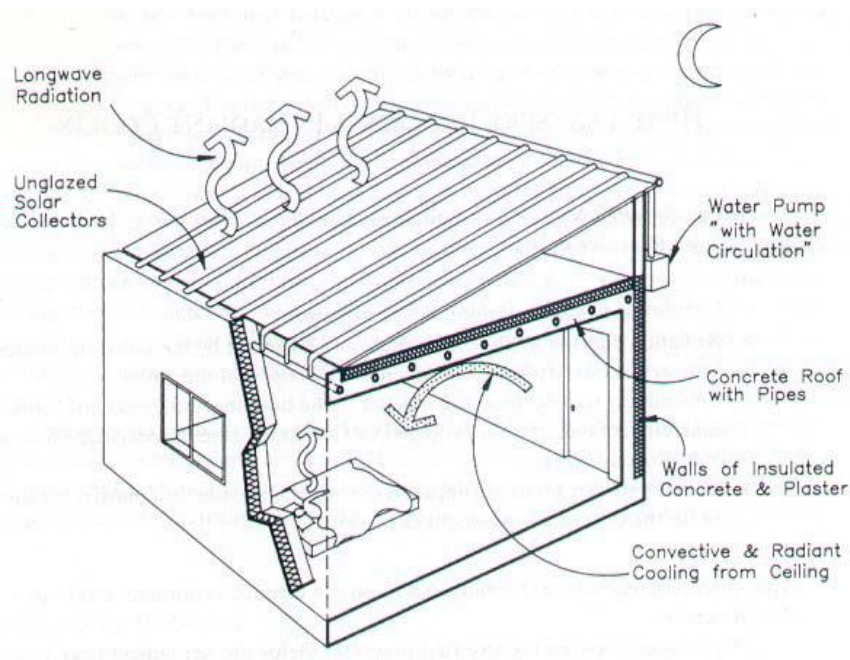


Ilustración 3-1: Sistema de radiador tipo colector solar.

De todas maneras, se han realizado estudios que apuntan a la problemática aquí estudiada, como lo son dos estudios de la Universidad de Sevilla [2] [3]. El primer estudio verifica experimentalmente

el potencial de distintos equipos solares en enfriamiento nocturno, con y sin recirculación de agua, y concluye que el enfriamiento nocturno por radiación tiene un alto potencial en términos de rapidez, con una dispersión máxima de hasta 100 [W/m<sup>2</sup>] y una dispersión continua de calor de hasta 55 [W/m<sup>2</sup>] de radiación media de ensayo durante 12 [h], o hasta 170 [Wh/m<sup>2</sup>] durante las dos primeras horas de funcionamiento. Además de registrarse la capacidad de enfriar un fluido más de 6 °C bajo la temperatura del ambiente. El trabajo además proyecta aplicaciones para dicho estudio: aplicarlo en sistemas de refrigeración del condensador de centrales de producción eléctrica, más concretamente termosolares, indica. Mientras que el segundo se basa en una planta termosolar existente, la cual es de 11 MW de potencia y es de la tecnología de torre central receptora, para su condensador propone una serie de depósitos radiadores, cubiertos por lamas aislantes abatibles, a lo largo de la extensión de la planta, en el espacio libre dejado por la superficie de los heliostatos. Según el estudio, la temperatura máxima a la que debe refrigerar el agua para mantener una operación óptima de la planta tan sólo se sobrepasa el 5,57% de las horas de funcionamiento de la misma; al comparar el consumo de agua de éste método versus el ocupado por la planta (torre de refrigeración) se obtiene que este último consume un 97,26% más que el método propuesto. El proyecto concluye que el empleo de la refrigeración nocturna en centrales eléctricas termosolares constituye una alternativa para conseguir una reducción del consumo de agua en el circuito de refrigeración.

Existen, además, otros estudios considerados en este trabajo, sin embargo, apuntan a temáticas más específicas [4] [5] [6].

### 3.1.2 Crisis hídrica y Centrales Térmicas

De Santiago hacia el norte de nuestro país la disponibilidad de agua por habitante está por debajo del límite de los 1.000 m<sup>3</sup>, límite considerado internacionalmente como adecuado para el desarrollo de un país o región [7]. Producto de esto el desarrollo de actividades económicas en el norte de Chile dependerá en el futuro fuertemente de las posibilidades de generar nuevas fuentes de agua a costos razonables.

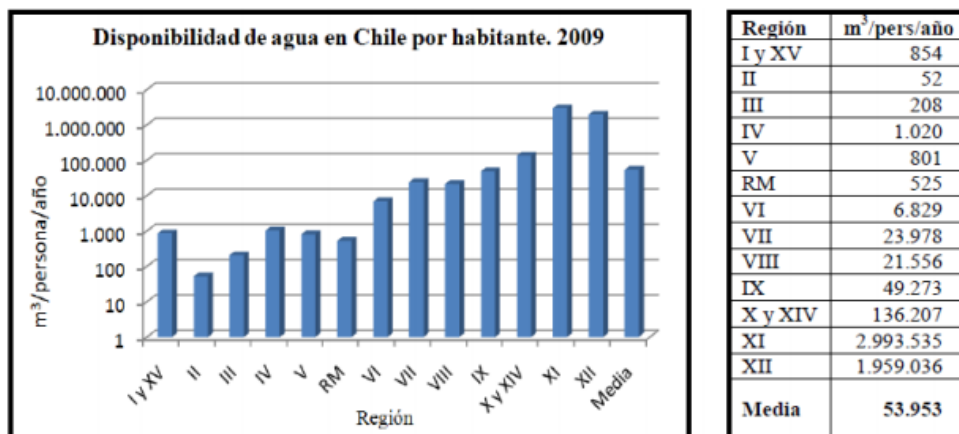


Ilustración 3-2: Disponibilidad de agua en Chile (Banco Mundial, 2011)

El uso de agua en la industria energética tiene al sector de la termoelectricidad como uno de sus principales usuarios, llegando a ser determinante en cuanto a qué proyectos se desarrollan en las distintas regiones de nuestro país. Son el uso de condensadores húmedos y las torres de

refrigeración abierta las que mayor uso de agua realizan en estas instalaciones. La cantidad de agua requerida para enfriamiento depende del tamaño de la central, su eficiencia y del tipo de enfriamiento (es independiente del tipo de combustible utilizado).

José Miguel Cardemil, académico del Centro de Energía y Desarrollo Sustentable de la Universidad Diego Portales, manifiesta que en el sector de la energía solar se deben aplicar tecnologías de ahorro de agua, específicamente en la generación termosolar de potencia, donde “requerirá pensar en alternativas de condensación en seco, pues la mayoría de los proyectos en carpeta están localizados en el desierto, donde la escasez de agua es una característica fundamental”.

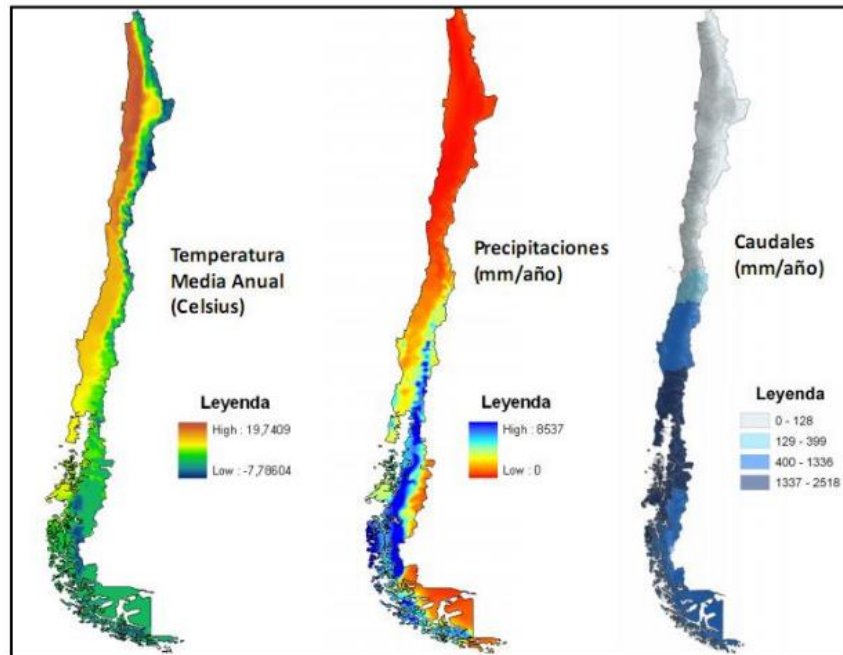


Ilustración 3-3: Patrones de precipitación, temperatura y caudales en Chile (Centro de Cambio Global PUC)

### 3.1.3 Energía solar térmica en Chile

Si bien la tecnología cilindro parabólico posee una alta madurez a nivel mundial, actualmente en nuestro país no se ha construido ninguna planta de este tipo. Las limitantes son varias, como la falta de subsidios estatales, la poca robustez del sistema eléctrico, la que complica la alternancia presentada por las plantas de energía no convencional, la poca claridad con el desarrollo energético país por parte de los gobiernos, entre otras.

Pese a esto existen 110 plantas de concentración solar en construcción, y casi mil con la RCA aprobada. Si bien los números son alentadores, lo más probable es que muchas de las empresas de estas 100 plantas en construcción no concluyan sus obras, se desprendan de los contratos adjudicados en las últimas licitaciones de suministro para las distribuidoras, fenómenos que no es extraño, pero que este año puede verse afectado por la caída de los precios de energía eléctrica ya que en enero tanto el SIC como el SING estuvieron por debajo de los US\$ 50 por MWh [8].

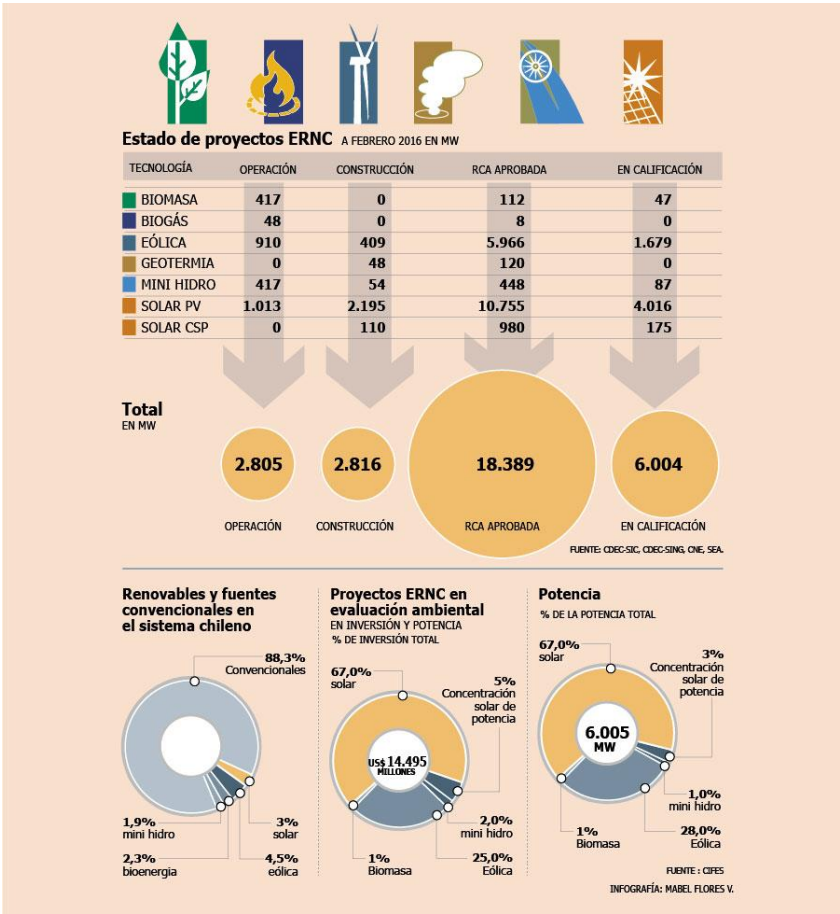


Ilustración 3-4: Estado de los proyectos de ERNC en Chile.

Fuente: Diario Financiero.

## 3.2 Marco Teórico

Se pasará a detallar ciertos conceptos, fenómenos y leyes que se consideran relevantes para comprender el estudio de la radiación nocturna y su aplicabilidad a las plantas de generación termoeléctricas.

### 3.2.1 Radiación y espectro electromagnético

El espectro electromagnético es el “proceso físico por medio del cual se transmite energía en forma de ondas electromagnéticas que viajan a la velocidad de la luz y no requiere de algún medio para su propagación” [9]. Este es muy variado, como puede observarse en la ilustración 3-5, sin embargo, interesa al desarrollo de este tema la “radiación térmica”, radiación emitida por los cuerpos en función de su temperatura. La mayor parte de esta radiación se encuentra en la región del espectro electromagnético que va desde 0,1 a 100 [ $\mu\text{m}$ ] (Santamuris, 1996).

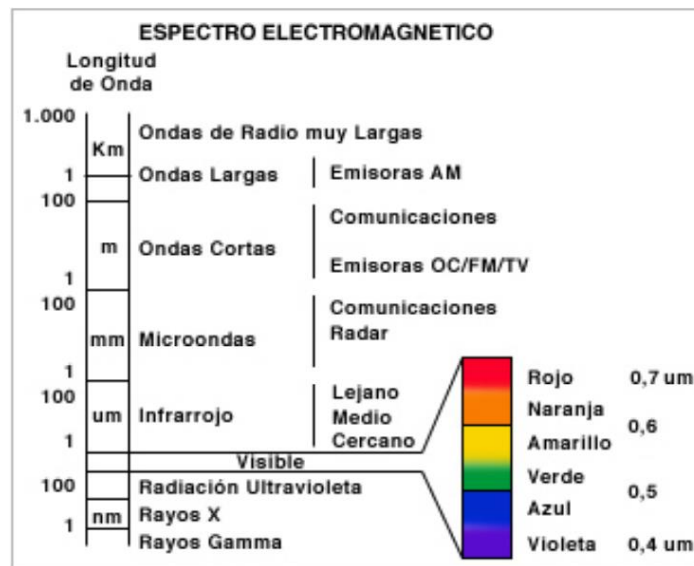


Ilustración 3-5: Espectro Electromagnético

“La radiación es la energía emitida por la materia en forma de ondas electromagnéticas (o fotones) como resultado de los cambios en las configuraciones electrónicas de los átomos o moléculas” [10]. A diferencia de otros medios de transferencia de calor, la radiación no requiere de medios que intervengan, ni sufre atenuación en un vacío. La radiación térmica, por su parte, es la forma de radiación emitida por los cuerpos debido a su temperatura, es por esto que todos los cuerpos cuya temperatura es superior al cero absoluto emiten radiación térmica.

Si bien la radiación es un fenómeno volumétrico y todos los sólidos, líquidos y gases emiten, absorben o transmiten radiación en diversos grados, esta suele considerarse un fenómeno superficial para aquellos sólidos que sean opacos a la radiación térmica (como metales, madera o roca), ya que las radiaciones emitidas por las regiones interiores nunca pueden llegar a la superficie, y la radiación incidente sobre esos cuerpos suele absorberse unas cuantas micras hacia dentro de dichos sólidos.

La máxima razón de radiación que puede emitir una superficie sobre otra, a una temperatura  $T_s$ , está limitada por la ley de Stefan-Boltzmann:

$$\dot{Q}_{emitida,max.} = \sigma A_s T_s^4 \quad (3-1)$$

Donde  $\sigma = 5.67 * 10^{-8} \left[ \frac{W}{m^2 K^4} \right]$  es la constante de Stefan-Boltzmann. La superficie idealizada que emite radiación a esta razón máxima se conoce como cuerpo negro y la radiación emitida por éste es la radiación de cuerpo negro. La radiación emitida por toda superficie real es menor a la emitida por un cuerpo negro a la misma temperatura, se expresa como:

$$\dot{Q}_{emitida,max.} = \varepsilon \sigma A_s T_s^4 \quad (3-2)$$

Donde  $\varepsilon$  es la emisividad de superficie, cuyo valor estará entre 0 y 1, donde  $\varepsilon = 1$  correspondería a un cuerpo negro.

### 3.2.2 Estructura y conformación de la atmósfera

Para entender los fenómenos físicos que experimenta la radiación en su paso por la atmósfera, es importante conocer su composición y propiedades. La atmósfera terrestre es una capa relativamente muy delgada (su espesor no se aprecia ni si quiera desde los satélites más cercanos) y está compuesta por tres grandes grupos: gases permanentes, gases de concentración variable y los aerosoles. La composición de la atmósfera en sus 80 primeros kilómetros está fundamentalmente integrada por cuatro componentes mayoritarios, los que se presentan en proporciones constantes [11] (porcentajes volumétricos):

- N<sub>2</sub>: 78,084%
- O<sub>2</sub>: 20,984%
- Ar: 0,934%
- CO<sub>2</sub>: 0,033%

La mayor parte de los componentes atmosféricos aparecen homogéneamente repartidos en las capas bajas de la atmósfera ya que la mezcla turbulenta impide una gradación vertical en función de los pesos moleculares. Sin embargo, existen algunos componentes cuya concentración puede variar sensiblemente en el tiempo y espacio (H<sub>2</sub>O y CO<sub>2</sub>). De hecho, en los últimos 200 años se ha producido una ruptura del equilibrio debido a la actividad industrial que ha incrementado la entrada de algunos gases. La radiación que emite la atmósfera hacia la tierra no es irradiada por el oxígeno o el nitrógeno, sino que precisamente por estos gases, H<sub>2</sub>O y CO<sub>2</sub>, donde el vapor de agua viene siendo el principal responsable de que la temperatura del cielo sea altamente dependiente de la temperatura de rocío del aire.

#### 3.2.2.1 Papel de la Atmósfera en el enfriamiento nocturno.

La atmósfera es transparente a gran parte de la radiación emitida por el sol, por lo que la energía solar al llegar a la tierra es absorbida, y a su vez, la superficie terrestre vuelve a irradiar parte de esta energía. Dado que la superficie terrestre es relativamente fría, irradia la energía a bajas frecuencias, principalmente en el infrarrojo (grandes longitudes de onda).

La energía emitida por cuerpos cuya temperatura sea de 300 k, es una radiación de onda mayor de 4  $\mu$ m, por lo tanto, radiación de onda larga o infrarroja. Se puede observar que la emisión y transmisión de la radiación atmosférica son de gran importancia en el balance de calor en la tierra. Ejemplo de esto es que nuestro planeta mantiene una temperatura equilibrada debido a la pérdida

de calor ganado durante el día gracias a que la atmósfera es parcialmente transparente a la radiación de onda larga emitida por el globo terráqueo. La radiación total emitida sería la diferencia entre la energía emitida por la superficie terrestre y la energía recibida desde la atmósfera. Teniendo en cuenta lo anterior se puede comprender el que una superficie tiene la capacidad de enfriarse por bajo de la temperatura ambiente, producto de la pérdida de calor que escapa hacia el cielo debido a la radiación.

Se debe aclarar que no siempre la atmósfera favorece la evacuación del calor que puede emitir la tierra, esto dado que los gases atmosféricos tienen la capacidad de absorber radiaciones de distintas longitudes de onda, y como cualquier medio a cierta temperatura se trata de un emisor más. Estos gases “retienen” el calor que de otro modo se irradiaría al espacio. La radiación de onda larga que no se “escapa” de la atmosfera terrestre ayuda a mantener a una temperatura óptima la tierra.

De no ser por este proceso, y si fuese el aire completamente seco y libre de CO<sub>2</sub>, la temperatura media del cielo durante la noche podría ser cercana al cero absoluto del espacio exterior. Sin embargo, el vapor de agua y el dióxido de carbono presentan algunas transiciones en la región espectral de 8 a 14 μm, lo que permite que, sólo una fracción de la radiación infrarroja de onda larga, emitida por los cuerpos a temperatura ambiente, pueda atravesarla provocando el enfriamiento del cuerpo. A esto se le conoce como “ventana atmosférica” [12]. Además de esta denominada ventana atmosférica existen otras dos ventanas, la primera de 3,5 a 4 μm y la segunda hacia los 4,7 μm. Estas ventanas permiten que la emisión infrarroja de onda larga de los cuerpos terrestres pueda escapar hacia el espacio. La atmosfera, dada su transmisividad en este intervalo, se comporta como una carretera para cualquier cuerpo que emita hacia el cielo, dentro de estas longitudes de onda. Fuera de este rango se comporta casi como un cuerpo negro, dependiendo del estado de la misma.

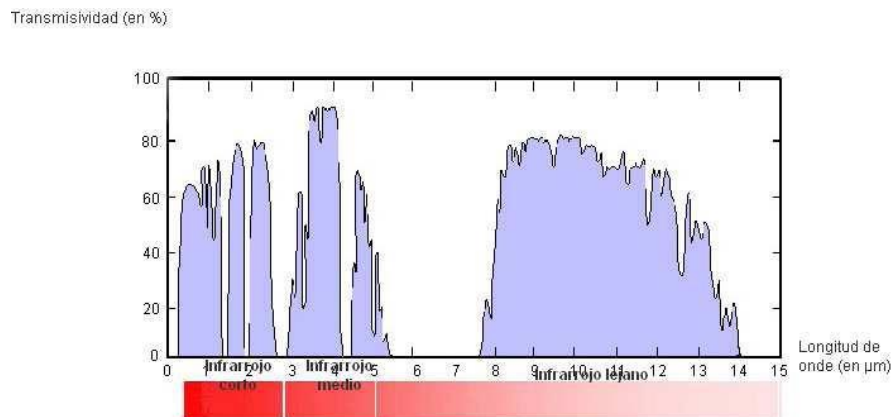


Ilustración 3-6: Ventanas en la atmósfera

Sin embargo, la dimensión y transparencia de estas ventanas se ven reducidas por los efectos provocados producto de la humedad y otros gases absorbentes. Dentro de los principales gases que intervienen en el intercambio radiante de onda larga (absorbiendo y emitiendo) son el vapor de agua, el dióxido de carbono y el ozono. La nubosidad también impide la fuga de energía infrarroja hacia el espacio, ya que primero la absorbe y luego la reenvía en todas direcciones.

Otro aspecto que limita el potencial radiativo es la temperatura del aire. Sólo si la temperatura de la superficie emisora es superior a la del aire, el potencial de enfriamiento es utilizado

completamente. La superficie comienza a enfriarse hasta llegar un momento en que su temperatura es menor que la del aire, a partir de este momento la superficie radiante gana calor por convección hasta establecer el equilibrio térmico. La ganancia de calor por convección aumentará con el incremento de la velocidad del aire sobre la superficie, disminuyendo el enfriamiento nocturno. Es por esto que se debe proteger del viento a la superficie radiante [13].

### 3.2.3 Radiación de cuerpo negro

La cantidad máxima de radiación que puede emitir una superficie, a una temperatura dada, está definida por la idealización de un cuerpo, denominado cuerpo negro, el que sirve como estándar bajo el cual se pueden comparar las propiedades de radiación de las superficies reales.

Un cuerpo negro se define como un emisor y absorbedor perfecto de la radiación [14]. A una temperatura y longitud de onda específica, ninguna superficie puede emitir más energía que un cuerpo negro. Dicho cuerpo absorbe toda la radiación incidente, sin importar la longitud de onda ni la radiación. Asimismo, emite energía de radiación de manera uniforme en todas las direcciones, por unidad de área normal a la dirección de emisión.

La energía de radiación emitida por un cuerpo negro por unidad de tiempo y por unidad de área superficial fue determinada de manera experimental por Joseph Stefan y la expresó como:

$$E_b(T) = \sigma T^4 \quad [W/m^2] \quad (3-3)$$

En donde  $\sigma = 5.670 \cdot 10^{-8} \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}^4$ , constante de Stefan-Boltzmann, T es la temperatura absoluta de la superficie y  $E_b$  es el poder de emisión de cuerpo negro.

La emitancia, por su parte, se define como la energía radiante emitida por segundo y metro cuadrado de superficie, medida en  $W/m^2$ . La emitancia de cualquier cuerpo real (E) es menor que la de un cuerpo negro ( $E_0$ ) [15].

La relación entre ambas emitancias se conoce como emisividad ( $\epsilon$ ). Por lo tanto, para un cuerpo negro la emisividad sería por definición igual a la unidad. El cociente entre la energía radiante absorbida por un cuerpo y la energía incidente se denomina absorptividad ( $\alpha$ ). Para un cuerpo negro la absorptividad, al igual que la emisividad, son iguales a la unidad.

Se puede demostrar que incluso en objetos que no son cuerpos negros la emisividad es igual a la absorptividad, siempre y cuando este sea opaco. Todas las magnitudes radiantes dependen de la longitud de onda, por lo que se hace necesario definir la emitancia espectral ( $E_\lambda$ ), la cual es la cantidad de energía radiante emitida por unidad de área en un cierto rango de longitudes de onda.

La dependencia de las propiedades radiantes de un cuerpo negro respecto a la longitud de onda y la temperatura se describe de manera más exacta en la Ley de Planck. Esta ley expresa la densidad espectral de energía ( $E_\nu$ ), energía radiante por unidad de volumen y por unidad de intervalo de frecuencia, en función de la frecuencia  $\nu$  y la temperatura T.

$$E_\nu = \frac{8\pi h \nu^3}{c^3 (e^{h\nu/kT} - 1)} \quad (3-4)$$

Donde:

- $E_\nu$ : Densidad de energía por unidad de longitud y frecuencia [ $Js/m^3$ ]

- v: Frecuencia [Hz]
- T: Temperatura [K]
- c: Velocidad de la luz ( $3 \cdot 10^8$  [m/s])
- k: Constante de Boltzman ( $1.3805 \cdot 10^{-23}$  [J/K])
- h: Constante de Planck ( $6,62 \cdot 10^{-34}$  [Js])

Es necesario aclarar que dado que la radiación visible ocupa una banda muy angosta del espectro (de 0.4 a 0.76  $\mu\text{m}$ ), no se puede verificar cuán negro es un cuerpo respecto de otro, al menos no visualmente. Las superficies recubiertas con pintura de negro de humo tienden a comportarse como un cuerpo negro.

### 3.2.4 Radiación Atmosférica

Se origina como consecuencia de gases participativos presentes dentro del aire (principalmente  $\text{CO}_2$  y vapor de agua), los que emiten y absorben radiación de larga longitud de onda. Para comprender esto es necesario definir los conceptos de emisividad del cielo ( $\varepsilon_c$ ) y la temperatura efectiva del cielo ( $T_c$ ). Dichos parámetros están relacionados con la temperatura ambiente ( $T_{amb}$ ) de la siguiente manera:

$$\varepsilon_c = \frac{T_c^4}{T_{amb}^4} \quad (3-5)$$

Al considerar el cielo como un cuerpo negro, se puede conocer su emitancia ( $M_c$ ):

$$M_c = \varepsilon_c \sigma T_{amb}^4 = \sigma T_c^4 \quad (3-6)$$

Lo anterior demuestra que la temperatura de cielo es una función que depende altamente de la temperatura del aire o ambiental. Por su parte, la temperatura del aire varía durante el día. La emisividad del cielo tiene tendencia a variar lentamente con el tiempo. Esto dado a que la emisividad es función de la temperatura del aire y de la humedad absoluta, la cual varía lentamente con el tiempo.

### 3.2.5 Cálculo de la radiación atmosférica.

Existen básicamente dos métodos para estimar la radiación atmosférica: Empíricos y Rigurosos.

1. **Métodos Empíricos:** Se basan en correlaciones obtenidas a partir de medidas directas de la radiación atmosférica. La radiación se expresa en función de datos meteorológicos disponibles, tales como la presión parcial del vapor de agua, la temperatura del bulbo seco y la temperatura del punto de rocío. Estas medidas presentan similitudes con los resultados experimentales, pero no son muy exactas.
2. **Métodos Rigurosos:** Se basan en cálculos de radiación atmosférica espectralmente utilizando modelos atmosféricos de múltiples capas que consideran la distribución de la temperatura a lo largo de la atmósfera y las concentraciones de gases participativos en la misma. Estos métodos requieren una gran cantidad de datos, los que muchas veces no resultan fáciles de obtener. A pesar del hecho de que existe un considerable número de instrumentos para la medición de la radiación de onda larga, no es fácil obtener valores

fiables por mediciones directas. Se debe tener en cuenta, además, el alto costo de los equipos necesarios para realizar las mediciones.

En este trabajo se utilizarán métodos empíricos, por lo cual los datos calculados presentarán cierto grado de error, donde se hace interesante sensibilizar ciertos resultados y analizar los cambios que provocan en el análisis global.

### 3.2.6 Temperatura de cielo

La temperatura de cielo es la de un cuerpo negro con una emisión de potencia por unidad de superficie igual a la que recibe la tierra en la misma área. Esta temperatura es invariablemente inferior a la temperatura ambiente, lo que da lugar a que durante la noche una superficie horizontal sobre la tierra emita más radiación de la que recibe y se enfríe [16].

La emisividad del cielo, y por tanto su temperatura efectiva, dependen de muchos factores, como la temperatura ambiente, la nubosidad y el contenido de humedad en la atmósfera.

El vapor de agua contenido en la atmósfera es el factor más importante que influye en el potencial de enfriamiento radiante y a la irradiancia solar hacia la Tierra. Donde aproximadamente el 50% de éste está dentro de los 2 primeros kilómetros sobre la superficie terrestre.

El contenido de vapor de agua es, usualmente, especificado en términos de la cantidad que es medida a nivel de suelo, llamada temperatura de rocío (temperatura a la cual comienza a condensarse el vapor de agua contenido en el aire, produciendo rocío, neblina o hasta escarcha).

La temperatura de rocío también puede ser obtenida directamente midiendo la humedad relativa y usando formulas empíricas, como la siguiente [17]:

$$T_{dp} = \frac{273,3 * B}{1 - B} \quad (3-7)$$

$$B = \frac{\ln\left(\frac{\omega_{rel}}{100}\right) + \frac{17,27 * T_{amb}}{273,3 + T_{amb}}}{17,27} \quad (3-8)$$

Donde:

$T_{dp}$ : Temperatura de punto de rocío (°C).

$\omega_{rel}$ : Humedad relativa (%).

$T_{amb}$ : Temperatura ambiente (°C).

Dado que la cantidad total de vapor de agua en sitios soleados es más alta por la tarde, debido a la evaporación desde el suelo y el agua al aire libre, y más baja al amanecer debido a su condensación durante la noche, es que la distribución vertical del vapor puede ser diferente en el transcurso de la noche. Sin embargo, la cantidad total de vapor de agua en la atmósfera es aproximadamente constante en áreas con poca lluvia y escasa caída de rocío, como la zona a analizar. Además, durante la noche la temperatura ambiente desciende producto del enfriamiento por radiación, tendiendo hacia la temperatura de rocío. Dicha temperatura es casi constante durante una noche calma y es

la más baja posible que el aire puede alcanzar. Esto ocurre durante noches claras cuando un fuerte efecto de enfriamiento radiante está presente.

### 3.2.6.1 Cálculo de la temperatura de cielo

Si bien existe más de una correlación para el cálculo de la temperatura de cielo [1] [2], en este trabajo se utilizará la elaborada por J. P. Busano y E. Frigerio [18], quienes relacionan la Temperatura de cielo, ( $T_c$ ), la emisividad efectiva de la atmósfera ( $\epsilon$ ) y la radiación nocturna (Radiación infrarroja que emite la atmósfera hacia abajo) mediante la siguiente ecuación:

$$\text{Radiación IR total recibida} = \sigma T_c^4 = \epsilon \sigma T_{amb}^4 \quad (3-9)$$

Donde las temperaturas están en grados Kelvin.

El autor calcula la temperatura de cielo a partir de la regresión lineal (realizada a partir de datos experimentales) de la depresión de temperatura, definida como:

$$\Delta T = T_{amb} - T_c \quad (3-10)$$

A partir de las mediciones realizadas en la localidad de Salta, en el norte argentino (a la altura de la II región de nuestro país), se llegó a la siguiente fórmula:

$$\Delta T = -0,13T_{dp} + 18,8 \quad (3-11)$$

Desde esta ecuación se puede obtener una temperatura de cielo aproximada para la región en la que se trabajará. Cabe destacar que el mismo autor obtiene diferentes correlaciones según la localidad en la cual se realizan los ensayos, dado la alta dependencia que se tiene con los factores meteorológicos. En este trabajo se optó por usar la fórmula expuesta dado que corresponde a una localidad menos húmeda, como en la que se trabajará.

## 3.3 Centrales Solares Termoeléctricas

La radiación solar puede convertirse en energía eléctrica mediante 2 formas: placas fotovoltaicas, las cuales generan directamente la energía eléctrica, o transformando la radiación en energía térmica para luego convertirla en electricidad, esto utilizando alguno de los 9 procedimientos a describir.

Si bien es cierto son 9 los procedimientos que se han desarrollado en el área termoeléctrica, contando con plantas de varios MW en más de uno de ellos, es la tecnología de concentrador cilindro parabólico la que ha alcanzado una madurez suficiente, esto en parte se debe a las miles de horas de operación con que cuentan, por ejemplo, las 9 plantas construidas en el desierto de Mojave (California, EEUU) en los años 80.

Las técnicas de aprovechamiento de la radiación solar para la conversión de energía eléctrica utilizando una transformación intermedia en energía térmica se clasifican en dos grandes grupos: las que concentran la radiación solar en una línea y las que lo hacen en un punto. Dentro de las primeras existen dos tecnologías que la emplean: las de concentrador cilindro parabólico y las de espejos Fresnel. Las del segundo grupo, las cuales obtienen ratios de concentración mucho mayores

y con la posibilidad de realizar seguimiento a dos ejes, también cuentan con dos tecnologías: Las de torre central y las que utilizan motor Stirling. La combinación de estas tecnologías con el almacenamiento y la cogeneración dan paso a las 9 posibilidades de generación de energía termo solar eléctrica vistas en la práctica:

- Centrales de concentrador cilindro-parabólico (CCP)
- Centrales de concentrador cilindro-parabólico con almacenamiento térmico utilizando sales inorgánicas.
- Centrales de concentrador lineal fresnel.
- Centrales de receptor central con generación directa de vapor.
- Centrales de receptor central con sales inorgánicas fundidas.
- Centrales de discos parabólicos equipados con motor Stirling.
- Centrales híbridas (CCP, fresnel o torre central) con caldera de gas.
- Centrales de concentrador cilindro-parabólico híbridas con centrales de ciclo combinado.
- Centrales de concentrador cilindro-parabólico con hibridación con biomasa.

Se describirá en detalle, dado los alcances de este trabajo, tan sólo la primera tecnología.

### 3.3.1 Centrales de concentrador cilindro-parabólico

La tecnología utilizada por estas centrales es considerada como la más madura y supone el 95% de la potencia de generación termo-solar instalada en el mundo. Básicamente consiste en la concentración de la radiación solar a lo largo de una línea recta con una longitud que oscila entre los 600 y 800 metros, lo que se logra a partir de espejos cilindro parabólicos que reflejan la radiación solar concentrándola en una línea focal. El fluido que transportará la energía que es captada en los concentradores cilindro-parabólicos entra por uno de los extremos a una temperatura y con una velocidad determinados, y sale por el otro extremo a una temperatura superior.

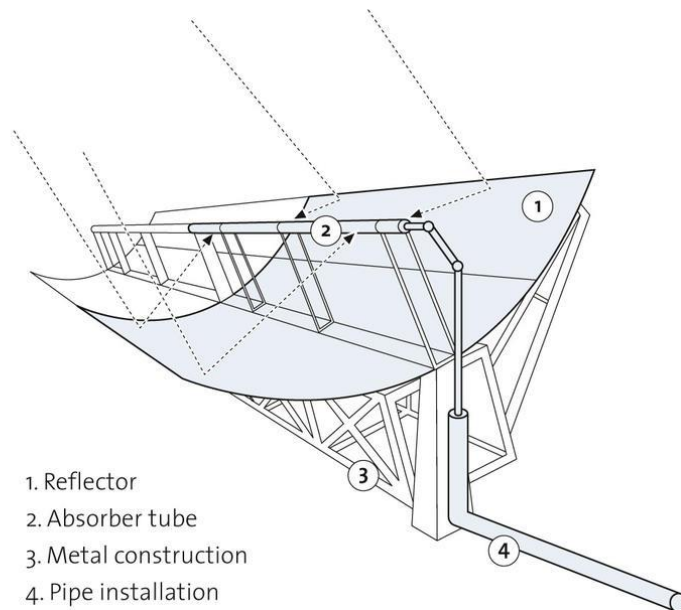


Ilustración 3-7: Esquema colector cilindro parabólico.

El rango de temperaturas a las que un colector cilindro parabólico puede trabajar con una buena eficiencia es de 100-450 °C, lo que hace posible el acoplamiento a un ciclo Rankine de agua/vapor para producir electricidad. Un esquema simplificado de este tipo de plantas se presenta en la ilustración 3-8.

Un campo típico de colectores cilindro parabólicos está compuesto por filas paralelas de colectores, y cada fila, a su vez, está compuesta por varios colectores conectados en serie, de manera que el fluido de trabajo que circula por los tubos receptores es calentado desde que entra hasta que sale de cada fila. El número de filas conectadas en paralelo depende de la potencia térmica nominal que se desee alcanzar, siendo mayores cuando mayor sea ésta. El número de colectores conectados en serie depende del incremento de temperatura que deba experimentar el fluido en el campo de colectores. Cuanto mayor sea este salto de temperatura, mayor debe ser el número de colectores conectados en serie.

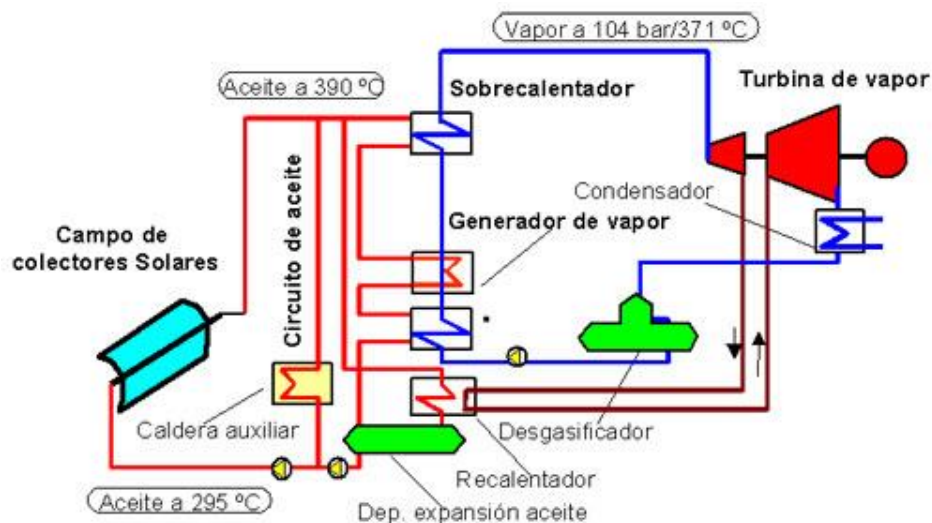


Ilustración 3-8: Esquema Central CPP.

El aceite caliente suministrado por el campo solar es enviado a un intercambiador de calor aceite/agua (generador de vapor) donde el aceite transmite su energía térmica al agua, generando así el vapor sobrecalentado demandado por la turbina de vapor en el ciclo de potencia. Los generadores de vapor utilizados normalmente en este tipo de plantas constan de 3 cuerpos: el precalentador, evaporador y el sobre-calentador.

El sistema de potencia transforma la energía térmica en electricidad, de la misma forma en que lo hace una central convencional con ciclo Rankine.

Con el fin de poder producir electricidad en los momentos donde no hay radiación solar directa es que se opta por 2 soluciones una caldera a gas y/o un sistema de almacenamiento térmico. Para el segundo caso es necesario que se sobredimensione el campo de colección solar, para que así mientras haya radiación este pueda alimentar al generador de vapor y a un sistema de almacenamiento térmico.

Dado el alcance de este trabajo, se detallarán sólo algunos procesos que involucran a este tipo de plantas.

#### 3.3.1.1 Fluido a utilizar.

Si bien el fluido a utilizar podría perfectamente ser agua, actualmente no se han superado los problemas derivados de la vaporización que se produciría en un punto intermedio del recorrido. Es por esto que se suelen utilizar fluidos que no cambien de estado en el recorrido entre extremos de la línea de radiación solar. Entre la amplia gama de fluidos a utilizar, los fluidos orgánicos sintéticos son los que mayores ventajas presentan, y de entre ellos destaca la mezcla eutéctica compuesta por un 26,5% en peso de óxido de difenilo y un 73,5% de bifenilo, al que habitualmente se le denomina como HTF (Heat Transfer Fluid). Dicha mezcla presenta la mejor razón entre costo y beneficio, pero presenta grandes dificultades en su manejo, las que condicionan enormemente los resultados de explotación de la planta.

El HTF trabaja entre unos 290°C en la entrada de la línea en que se concreta la radiación y 390°C a la salida de ésta. A mayor temperatura de salida mayor es el rendimiento global de la planta, pero las características químicas del fluido no hacen posible utilizarlo por sobre los 400°C, las reacciones de degradación aumentan exponencialmente su velocidad, originándose hidrocarburos volátiles y pesados que modifican el comportamiento de la planta y que derivan incluso en problemas de seguridad. Además de dicha limitación en cuanto a temperatura máxima este tipo de plantas requieren de sistemas que eliminen los productos originados en la degradación, normalmente utilizando filtraciones y destilaciones sucesivas.

#### 3.3.1.2 Línea de generación de vapor.

El calor absorbido por el HTF en los colectores es transferido a un circuito de agua para generar vapor. Esta agua, que anteriormente ha sido presurizada en una bomba centrífuga multietapa hasta presiones de entre 20-30 bar, donde se vaporiza y se sobrecalienta hasta los 380°C, app., mientras que el HTF se enfría hasta unos 290°C.

A dicha temperatura el fluido de transferencia se devuelve al campo solar para seguir traspasando la energía captada en este. Usualmente los equipos responsables del intercambio de calor entre el HTF y el ciclo agua-vapor son intercambiadores de tipo carcasa-tubo de gran tamaño.

#### 3.3.1.3 Turbina de Vapor.

El vapor generado es conducido hasta la turbina de vapor, donde se producirá una nueva transformación energética. La energía potencial contenida en el vapor en forma de presión se transforma de forma escalonada en energía mecánica rotativa, con un buen rendimiento teniendo en cuenta la baja temperatura del vapor (380°C). El rendimiento de esta transformación oscila entre el 27% y el 40% dependiendo de la carga a la que esté la planta (mayor rendimiento a mayor carga).

#### 3.3.1.4 Condensación.

Al vapor que abandona la turbina se le denomina vapor muerto, dado que no es capaz de realizar trabajo mecánico. Su temperatura es inferior a los 80°C y su presión absoluta ronda los 0,05-0,6 bar (inferior a la presión atmosférica). Para aprovechar ese caudal de agua desmineralizada es necesario condensarla y volver a tenerla de forma líquida, consiguiendo así tres objetivos:

- Reutilizar el agua a la salida de la turbina

- Generar en el condensado una presión inferior a la atmosférica, imposible de conseguir si este se libera a la atmósfera. Esto acrecienta el salto de presión entre la entrada y salida de la turbina, lo que mejora la potencia y rendimiento de la planta.
- Se puede presurizar el fluido de forma económica antes de introducirlo en la caldera. Presurizar un líquido siempre es más barato que presurizar vapor.

Para condensarlo es necesario introducir un nuevo fluido en el sistema al que el vapor pueda cederle el calor latente de vaporización. Hay que recordar que los procesos de evaporación o condensación requieren del aporte, o sustracción, de grandes cantidades de calor (unos 2500 kJ por cada kg que llega al condensador a esa temperatura). Existen básicamente 2 posibilidades, las que se detallarán más adelante.

### 3.4 Tecnologías de enfriamiento en plantas termoeléctricas.

En toda planta termoeléctrica la condensación del vapor juega un rol fundamental, dado que es en este proceso donde el vapor proveniente de la turbina es condensado para así continuar el ciclo termodinámico. Para efectuar el proceso se precisa evacuar calor desde el condensador mediante un sistema de enfriamiento y algún elemento refrigerante que absorba el calor. Dentro de los principales elementos refrigerantes está el agua, refrigerada mayoritariamente por torres de refrigeración, y el aire, refrigerado a través de aerocondensadores.

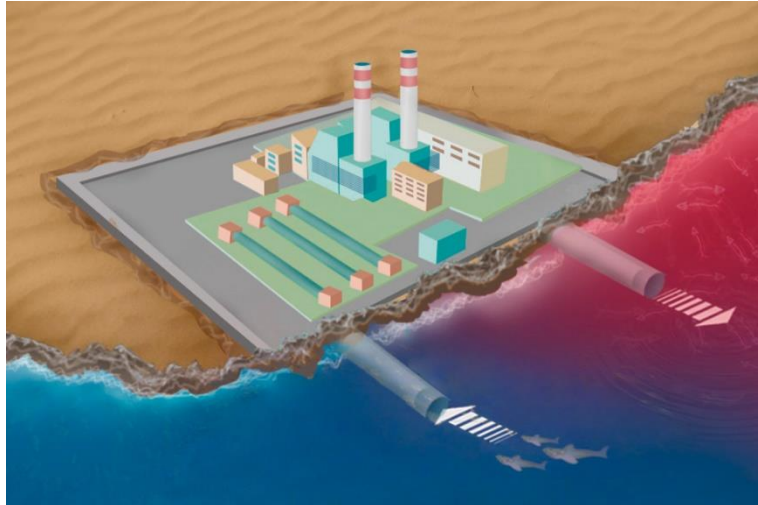
Su función primaria es mantener la presión a la salida de la turbina en niveles cercanos a la presión de diseño, y minimizar los incrementos de presión de salida ante condiciones ambientales adversas (alta temperatura y humedad). El sistema de enfriamiento debe ser diseñado y operado conscientemente con las necesidades de la turbina de vapor de la central.

La localización de la planta, la disponibilidad de agua y el impacto ambiental son los factores más relevantes y determinantes en la elección del sistema de refrigeración. Históricamente, dichos sistemas, se han clasificado en 4 grandes grupos:

- Sistema de enfriamiento de ciclo abierto.
- Sistema de enfriamiento húmedo de ciclo cerrado.
- Sistema de enfriamiento seco de ciclo cerrado.
- Sistemas híbridos húmedo/seco.

#### 3.4.1 Sistema de enfriamiento de ciclo abierto

Estos sistemas requieren de una extensa fuente agua (ya sea mar, río o lago, por ejemplo), la cual es bombeada hacia el condensador y devuelta a su fuente, pero en un punto alejado al de extracción, para así evitar que el calor transferido al agua continúe el ciclo.



*Ilustración 3-9: Enfriamiento por ciclo abierto.*

Cuando la fuente fría es un lago o un embalse, por ejemplo, técnicamente no sería un sistema de enfriamiento por ciclo abierto, dado que son fuentes con agua prácticamente estática, lo que implica un aumento de temperatura en el ciclo, debido a la recirculación de agua caliente.

Para solucionar este aumento de temperatura, normalmente, se utilizan torres de enfriamiento, las cuales tienen por propósito disipar el calor evacuado desde el condensador, de manera que la masa de agua devuelta a la fuente se encuentre dentro de límites de temperaturas preestablecidos, y el circuito de refrigeración pueda trabajar correctamente.

La principal restricción de este tipo de sistemas es el permiso medioambiental, en el cual se establece un caudal máximo de utilización y una temperatura máxima a la salida del compresor (no más allá de los 10° de diferencia entre la entrada y salida del mismo).

### **3.4.2 Sistema de enfriamiento húmedo de ciclo cerrado.**

En estos sistemas el calor evacuado en el condensador es transferido al sistema de enfriamiento por agua. Este calor, a diferencia del caso anterior, es descargado únicamente al circuito de refrigeración, y su sobrante es posteriormente descargado al ambiente mediante una torre de enfriamiento. Al pasar el agua por la torre de enfriamiento esta es enfriada producto de la transmisión combinada de masa y calor hacia el aire que circula al interior de la torre.

Una de sus mayores ventajas es el ahorro de agua en el sistema, al utilizarla en ciclo cerrado. De todas maneras, y dado que trabaja bajo el principio de evaporación parte del agua utilizada es perdida al ser retirada por el aire ambiental, por lo que se debe reponer constantemente para asegurar el correcto funcionamiento del sistema.

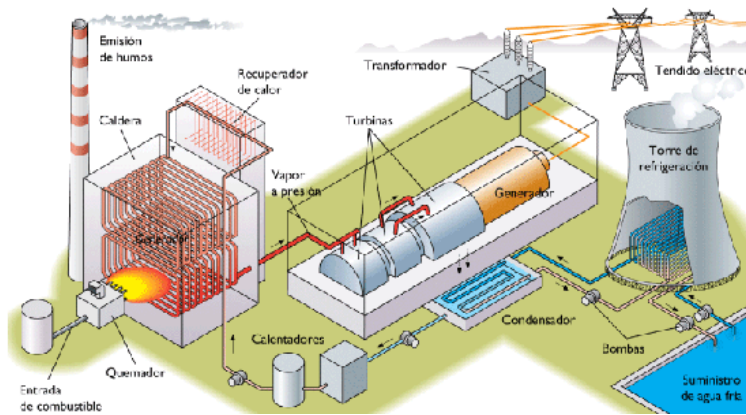


Ilustración 3-10: Esquema sistema de ciclo cerrado

Este sistema, a su vez, se divide en dos sub-sistemas: Las torres de tiro natural, y las torres de tiro mecánico.

El funcionamiento de las primeras es mediante la diferencia de densidades entre el aire húmedo caliente en la zona baja de la torre, y el aire atmosférico en su parte superior. Dicha diferencia de densidades crea el tiro de aire dentro de la torre. La rejilla de enfriamiento (ver ilustración 3-12) tiene por función distribuir el agua dentro de la torre, por lo que no puede estar ubicada a una gran altura.

Las torres de tiro mecánico son las que requieren de ventiladores para producir la circulación del aire, y según la posición del ventilador pueden ser de tiro inducido o forzado. En las de tiro inducido el ventilador está situado en la parte superior de la torre, mientras que en las de tiro forzado se ubica en la parte inferior. Su principal diferencia es que en las primeras se evita el retorno del aire saturado al interior de la torre.

La altura de bombeo es altamente inferior en las torres de tiro mecánico, en comparación con las de tiro natural. Otra de sus características es la capacidad de controlar de forma precisa la temperatura del agua de salida, llegando a lograr valores de acercamiento muy pequeños.

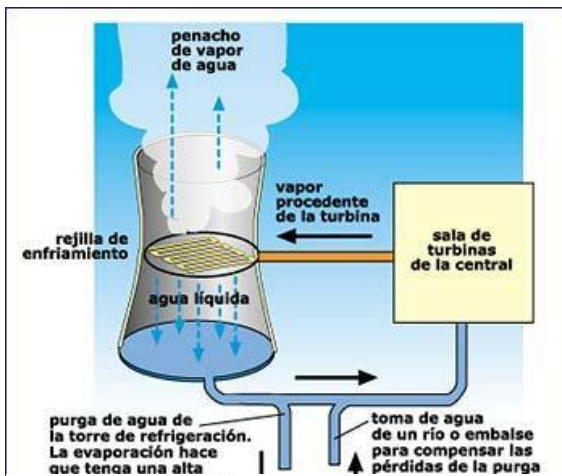


Ilustración 3-12: Torre de refrigeración de tiro forzado.



Ilustración 3-11: Torre de refrigeración de tiro forzado.

### 3.4.3 Sistema de enfriamiento seco de ciclo cerrado.

Los sistemas secos de ciclo cerrado utilizan sistemas de refrigeración por aire para evacuar el calor del condensador al ambiente, a través de la disipación de calor hacia la corriente de aire, calentando dicha corriente. Ahora bien, estos sistemas tienen a su vez 2 subsistemas: directos, e indirectos. Los primeros conducen el vapor por medio de condensadores refrigerados por aire; mientras que los segundos condensan el vapor en condensadores de superficie enfriados por agua. El agua calentada es bombeada a intercambiadores de calor refrigerados por aire, donde es enfriada y recirculada al condensador de vapor. Cabe destacar que los equipos mayoritariamente usados en el norte de nuestro país, por falta de agua principalmente, son los subsistemas directos, y es en base a ellos que se realizará el análisis en este trabajo.

Dentro de sus principales desventajas está el provocar una menor eficiencia en la central, tanto en centrales nuevas como en existentes (si se desea reemplazar algún sistema de enfriamiento convencional por este, la planta disminuiría su eficiencia), aumentan el costo de operación, producto del alto consumo energético de los ventiladores y de los efectos indirectos que provoca: disminución de la eficiencia y potencia extra de la central, y por último el bajo desempeño en periodos de alta temperatura [19]

En los aerocondensadores (subsistema directo) el vapor exhausto de la turbina transfiere calor al aire ambiental por mecanismos de conducción y convección, sin requerir de un flujo intermedio. Estos equipos están compuestos por un haz de tubos aleteados agrupados, por los cuales fluye el vapor a condensar y por el lado externo fluye aire. Los módulos se encuentran elevados para que así el aire pueda ingresar al sistema. En la parte inferior del arreglo se ubican los ventiladores, al igual que los colectores de condensado, ubicados en la parte inferior de la estructura.

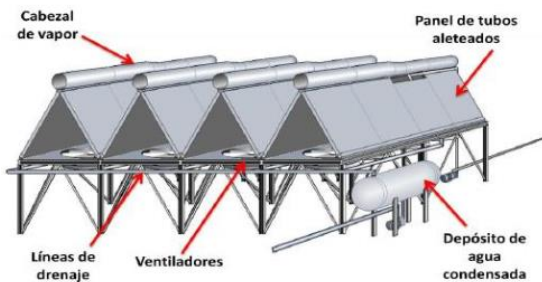


Ilustración 3-14: Esquema Aerocondensador



Ilustración 3-13: Funcionamiento Aerocondensador

Tal como se aprecia en la ilustración 3-14 los cabezales de distribución de calor direccionan el vapor a cada uno de los módulos, y hacia la mitad de su recorrido, el diámetro de éstos disminuye suavemente, asegurando así la uniforme distribución del vapor.

Los paneles de condensado están compuestos por haces de tubos ovales aleteados, estos tubos pueden estar dispuestos en varias filas y en configuración lineal o escalonada.

Por último, el control de nivel en el depósito de agua condensada es fundamental, ya que si este disminuye en exceso se filtraría vapor a la bomba, provocando su fallo.

Por su parte, los sistemas indirectos de enfriamiento seco poseen un condensador separado, donde el agua contra la cual se condensa el vapor circula al intercambiador de calor refrigerado por aire,

para traspasar el calor a la atmósfera, conjuntamente con una torre de tiro natural. Estos sistemas no requieren de agua en forma natural, a menos que se presencia de días muy calurosos, donde se debe incorporar agua para ayudar al proceso de refrigeración, producto de la alta temperatura del aire, de todas maneras, se emplea una modesta cantidad de agua.

La mayor ventaja de los sistemas secos de enfriamiento, frente a los refrigerados por agua, es que hacen innecesario todo el equipamiento que implica un circuito de agua de enfriamiento (torres, bombas, cañerías, sistemas de tratamiento, etc). Son, además, la opción obligada en plantas donde no existe, o es escasa, el recurso agua.

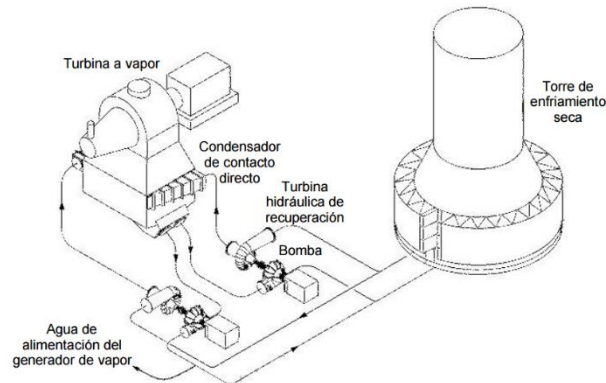


Ilustración 3-15: Sistema Indirecto de enfriado seco

#### 3.4.4 Sistemas híbridos húmedo/seco.

Estos sistemas se basan en la combinación de tecnologías de enfriamiento: húmedas y secas, tienen diversas disposiciones, dentro de las cuales las principales son la conservación de agua y la disminución de la columna de aire caliente.

En cuanto a los sistemas de conservación de agua, los cuales están orientados a disminuir el uso de agua para disipar el calor evacuado de la planta, una parte limitada de agua es usada en los días más calurosos del año para así mitigar las grandes pérdidas en el rendimiento del ciclo de vapor y en la eficiencia de la planta, asociadas a la operación con sistemas totalmente secos.

Por otra parte, las torres de disminución de columna de aire caliente son esencialmente sistemas totalmente húmedos que desarrollan una pequeña parte del enfriamiento seco para secar la columna de aire caliente de salida durante los periodos fríos, de humedad alta que es cuando las columnas llegan a ser realmente visibles.

### 3.5 Sistemas pasivos de enfriamiento

El enfriamiento pasivo es la transferencia de calor de un medio caliente a otro menos caliente de una manera completamente natural, sin los requerimientos energéticos convencionales, ni sistemas en movimiento. El medio de menor temperatura (medio frío) pasa a ser una especie de pozo térmico hacia donde la energía es transferida (desde el medio caliente), sin representar un incremento sensible de su temperatura.

Como se vio anteriormente el uso racional de la energía es fundamental y hoy en día uno de los grandes desafíos es el disminuir el consumo energético de las mismas plantas; ahí es donde cabe la relevancia de estos sistemas, capaces, en teoría, de disminuir considerablemente el consumo energético y, por lo tanto, aumentar la eficiencia de la planta termoeléctrica. Pese a esto, su uso y estudio han sido mayoritarios en la refrigeración de edificios.

Los pozos térmicos, o sumideros de calor que podemos aprovechar de la naturaleza son el agua, el cielo, el suelo, el aire; por lo que existen cuatro tipos de enfriamiento pasivo: evaporativo, radiante, conductivo y convectivo. El potencial de disponibilidad de dichos sumideros depende altamente de la localidad en la que se deseen emplear, dado que a distintas condiciones climáticas será distinta su potencialidad energética.

### **Clasificación:**

- **Enfriamiento evaporativo:** Es la absorción de calor asociada al proceso de evaporación.
- **Enfriamiento nocturno radiante:** Se disipa calor hacia la bóveda celeste (de carácter establemente frío), especialmente en noches despejadas.
- **Enfriamiento conductivo:** Se emplea la baja temperatura del terreno para disipar calor hacia la tierra.
- **Enfriamiento convectivo:** Enfriamiento por convección con el aire frío nocturno.

Dado que su campo de aplicación, e investigación, ha sido casi por completo en edificaciones, se verán las experiencias en este campo, aunque se reitera que su alcance excede por mucho la aplicación a ese campo.

#### **3.5.1 Enfriamiento evaporativo**

Existen dos maneras de llevar a cabo este tipo de enfriamiento: la directa y la indirecta.

Al hacer circular una corriente de aire en contacto con una masa de agua, logrando que la evaporación del agua produzca una disminución de temperatura de ambos flujos, se utiliza el método directo.

La efectividad de este método es alta, pero tiene dos grandes limitaciones: requiere de un ambiente suficientemente seco y, que la menor temperatura que puede alcanzar es igual a la temperatura de bulbo húmedo del aire, la que varía en función de la humedad relativa del aire: cuanto menor sea ésta, menor será la primera.

Por otra parte, el enfriamiento indirecto se da por la evaporación de un elemento dado de un edificio, que entonces sirve como sumidero de calor y absorbe el que entra a través de su contorno o el que se genera interiormente. Una característica esencial de este sistema es que no eleva el contenido de vapor del aire del interior del edificio para disminuir su temperatura.

#### **3.5.2 Enfriamiento radiante**

Los cuerpos que irradian más energía de la que reciben, se enfrían. Esto sucede por las noches, cuando no hay radiación solar. Un objeto que se deja a la intemperie por la noche irradia energía al espacio y, al no haber más cuerpos calientes cerca de él, recibe muy poca energía. De esta manera el objeto cede más energía de la que recibe y se enfría. Pero si el objeto es un buen conductor de calor, un metal, por ejemplo, conduce a través de él el calor que le llega desde el suelo, estabilizando

así su temperatura. Por otra parte, materiales como madera, paja y pasto son malos conductores y conducen poco calor del terreno. Esos materiales aislantes son radiadores netos y se enfrían más que el aire. Es común la formación de escarcha en dichos materiales, aun cuando la temperatura ambiente no baje hasta la de congelación.

La esencia de esta cesión de calor por radiación es que la transmitancia de la atmósfera es bastante alta cuando se emite a largas longitudes de onda; y la tierra por la noche emite en el infrarrojo de alta longitud de onda. Es, por tanto, que en noches despejadas y en climas generalmente secos, este fenómeno encuentra su óptimo de utilidad.

El uso del cielo abierto como sumidero de calor para fuentes radiantes debe ser visto como una alternativa prometedora ante las técnicas de enfriamiento actuales.

### 3.5.3 Enfriamiento Conductivo

Este tipo de enfriamiento, comúnmente conocido como sistemas de intercambio térmico con el terreno o intercambiadores geotérmicos, que pueden utilizarse tanto para refrigerar como para calentar (dependiendo de la época del año) y que utilizan el terreno como fuente o sumidero de calor.

Dado que la diferencia de temperaturas existentes entre el aire y el terreno se mantiene bastante uniformes a lo largo del año, siendo la primera inferior a la del aire en verano y superior en invierno, especialmente a varios metros de profundidad, es que este logra su cometido.

### 3.5.4 Enfriamiento Convectivo

La refrigeración de un objeto por medio del aire nocturno, en lugares con temperaturas nocturnas lo suficientemente bajas, para luego almacenar este aire, pasiva o activamente, y, durante el día, refrigerar por medio de este, es el concepto más simple de enfriamientos por medios naturales.

## 3.6 Conclusiones

Tras los antecedentes recabados en el marco teórico se puede concluir que, si bien el estudio de la radiación nocturna no ha sido ampliamente estudiado, mucho menos puesto en práctica, para los fines que este trabajo busca abordar, existen trabajos que ven a esta tecnología como una tecnología prometedora en el enfriamiento industrial. La vasta experiencia en aclimatación térmica de edificios, donde son usados sistemas similares al que se estudiará, además de los estudios realizados en específico sobre la disipación de calor en plantas térmicas mediante sistemas pasivos, son base teórica suficiente para dar sustento a este estudio.

Uno de los principales parámetros a considerar para el desarrollo numérico del modelo de transferencia de calor a construir es la temperatura de cielo y, como se vio, esta tiene más de una correlación que la modela. Teniendo en consideración los parámetros bajo los cuales fueron modeladas dichas correlaciones, y los existentes en la zona a analizar es que se toma la decisión de ocupar la correlación formulada por los investigadores de la Universidad de Salta, en el norte argentino.

Finalmente, y a pesar de que en el país aún no existan plantas operativas, se concluye que, para las condiciones existentes en el norte de Chile, la única tecnología tradicional a utilizar son los

aercondensadores, dado la alta escases hídrica, la ineficiencia de las tecnologías solares en zonas marítimas

## 4 Desarrollo del tema

### 4.1 Identificación del problema

Sin lugar a dudas el norte de nuestro país es un lugar privilegiado para la generación de energía solar, dado los altos niveles de radiación y el alto consumo energético de la zona, provocado principalmente por las empresas mineras del cobre, quienes consumen casi el 35% del total de energía generada en el país. Sumado a esto existen hace algunos años planes gubernamentales que apuntan a ampliar la capacidad de generación eléctrica a partir de fuentes renovables no convencionales.

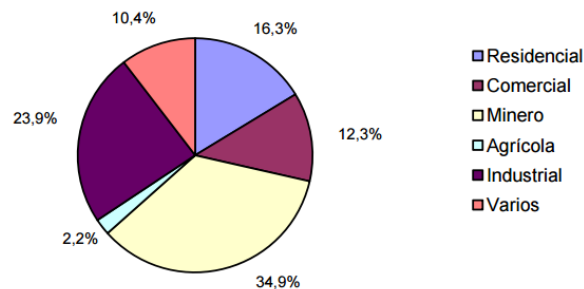


Gráfico 1: Distribución de energía eléctrica por sectores, 2010.

Fuente: INE

Frente a esto las tecnologías solares maduras se presentan como una gran opción, y en esto tecnologías maduras como la de concentración parabólica son una alternativa atractiva. Sin embargo, la baja o nula disponibilidad de agua en el desierto configura un problema en su etapa de condensación, donde se ven limitadas a utilizar sólo aerocondensadores. El problema de estos recae en que, al aumentar la temperatura ambiental, la transferencia de calor entre el aire y el vapor se hace cada vez menor, por lo que el rendimiento del ciclo de vapor y del ciclo total de la planta disminuye considerablemente. Además de la disminución provocada al tener que alimentar eléctricamente los aerocondensadores.

En este trabajo, como ya se ha mencionado con anterioridad, se pretende dar solución a la problemática mediante la producción de frío durante la noche para usarlo en el día, cuando las temperaturas sean muy altas, con el objeto de disminuir la potencia ocupada en la condensación y aumentar la eficiencia del ciclo total de la planta.

### 4.2 Metodología

El desarrollo de este trabajo estará guiado por cuatro pasos esenciales, los cuales se pueden apreciar en la siguiente imagen. Cabe destacar que el paso uno se calcula a partir de trabajos ya realizados, y desde el 2 en adelante, los cálculos son propiamente tales de este trabajo de investigación.

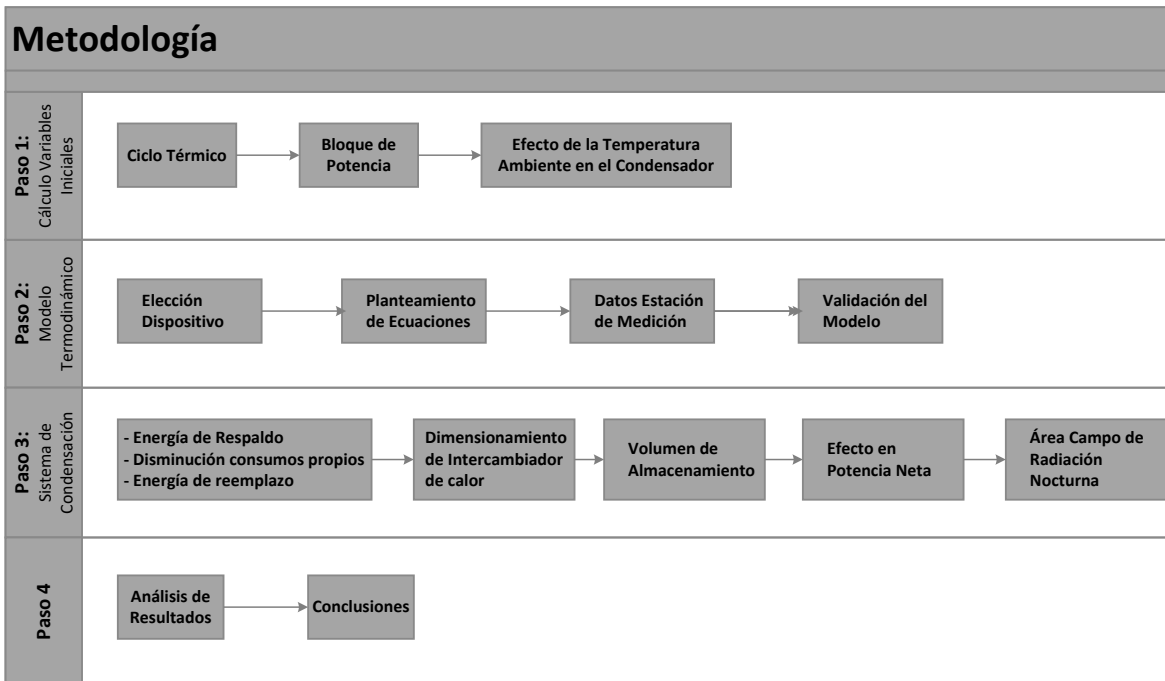


Ilustración 4-1: Metodología de trabajo.

### 4.3 Planta termoeléctrica

La simulación de la planta solar termoeléctrica se basará en la tesis para optar al grado de magíster en ciencias de la ingeniería mecánica “Diseño y análisis técnico económico de una central solar termoeléctrica con almacenamiento térmico en el norte de Chile” de Eduardo Chandía Abuín para la Universidad de Chile. Dicho trabajo emplaza la planta termoeléctrica en la Región de Antofagasta, y cuenta con almacenamiento de energía de 9 h a través de sales binarias. Además, contempla un sistema de arranque híbrido, para las partidas en las mañanas. Dado que la planta modelada cuenta con condensador a base de torre de enfriamiento, y no aerocondensadores, como debiese ser en el país, dado la naturaleza este estudio se harán modificaciones a dicha planta, en base al trabajo de título del Ing. Simón Marín, elaborado para la Universidad Técnica Federico Santa María.

La planta, como se ha mencionado, será de 50 MWe, de tecnología cilindro-parabólica, la cual capta la energía solar y la transfiere a un fluido térmico, o HTF (heat thermal fluid). Dicho fluido cumple con dos objetivos: traspasar la energía térmica al ciclo de potencia y así producir vapor sobrecalentado el cual se expande en la turbina produciendo energía y, además, entregar energía térmica a las sales almacenadas, en los horarios en que el flujo másico del HTF está por sobre el nominal, cuando la radiación solar es mayor a la necesaria para alimentar el bloque de potencia.

#### 4.3.1 Lugar de emplazamiento

Como ya se ha mencionado el emplazamiento de la planta termoeléctrica será en el norte de nuestro país, dentro del Desierto de Atacama, lugar que presenta condiciones óptimas de irradiación solar a nivel mundial, dado que es el desierto más árido y seco en el mundo. Las mediciones de radiación promedio alcanzan valores significativamente mayores a los emplazamientos típicos de este tipo de plantas.

Como se puede observar en el siguiente gráfico, la irradiancia incidente para la comuna de María Elena no varía tanto durante el año, llegando a alcanzar valores por sobre 1 [kW/m<sup>2</sup>]

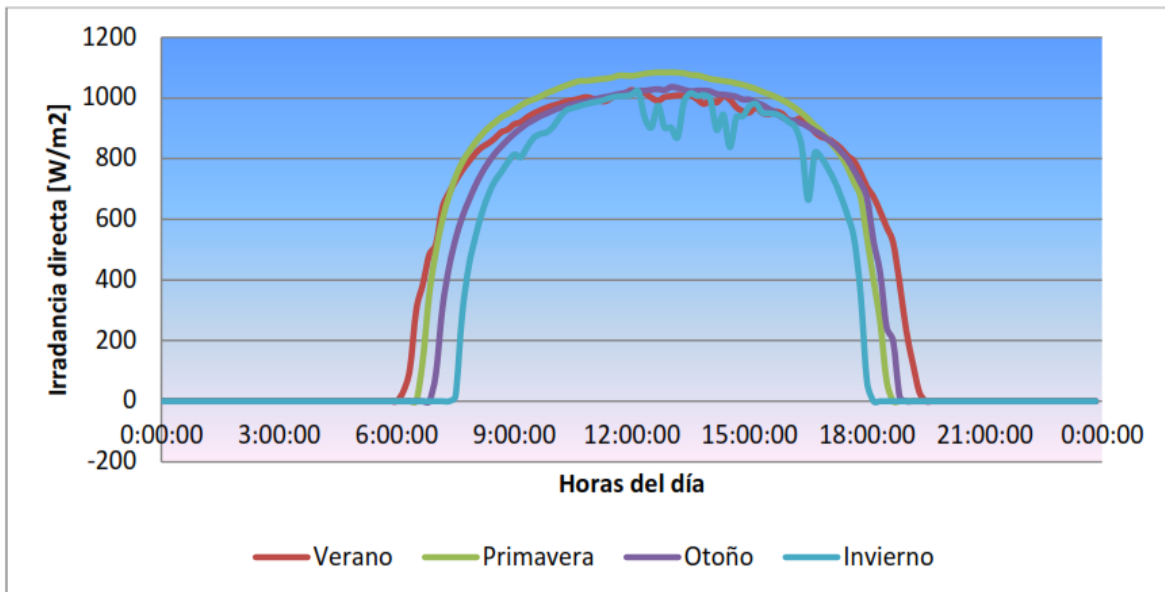


Gráfico 2: Gráfico radiación directa durante un día.

**Fuente: Trabajo de título Simón Marín.**

La comuna de María Elena se encuentra en la franja intermedia de la región de Antofagasta, donde se desarrolla el subtipo climático desértico interior: clima desértico propiamente tal, caracterizado por una aridez extrema, ausencia de humedad, gran sequedad atmosférica y una amplitud térmica entre el día y la noche. Las temperaturas extremas son de 40 °C durante el día y llegan a los -5°C por la noche, además de esto se cuenta con escasas precipitaciones y humedades relativas siempre por bajo el 50%.

La zona electa presenta como ventaja adicional el contar con una muy baja densidad poblacional, lo que no opondría dificultad a las grandes áreas que utilizan este tipo de plantas. Sumado a esto se cuenta en la zona con extensas superficies planas, ideal para este tipo de tecnología.

#### 4.3.2 Ciclo térmico

El ciclo térmico a implementar es un ciclo Rankine de vapor en la turbina, mientras que en los condensadores circula un fluido de transferencia de calor. Entre ambas etapas se encuentra un intercambiador de calor cerrado. Las condiciones usuales para el ciclo de vapor en este tipo de centrales son:

Parámetro	Unidad	
Presión vapor vivo	bar	100
Temperatura de vapor vivo	°C	371
Presión de vapor recalentado	bar	17,5
Temperatura salida vapor recalentado	°C	390
Presión de descarga en Condensador	bar	0,06

Tabla 4-1: Condiciones del ciclo de vapor.

Fuente: Trabajo de título Mg. Ing. Eduardo Chandía.

Hay que tener en consideración que estos datos son bajo la limitante de los rangos de trabajo del HTF, dado que este no puede superar los 400 °C, la planta operará entre los 293 °C y los 393 °C, rango de temperaturas que ha sido empleado en otras plantas similares [20].

#### 4.3.2.1 Condiciones de diseño planta solar

Para calcular el aporte térmico solar del campo de concentradores cilindro-parabólicos se considera un rendimiento bruto de un 33,26%, según revisión bibliográfica, pero dado que los aerocondensadores afectan la eficiencia del ciclo, se usará el rendimiento bruto obtenido por el Ing. Simón Marín en su trabajo de tesis: 31,48%. Además, se tienen que tener en cuenta los consumos internos de la planta, que para el caso de la planta modelada con aerocondensadores alcanzó un consumo del 22%, considerablemente superior al 12,2% utilizado en el modelamiento con torre de enfriamiento. Con esto se pasa a calcular el aporte térmico mínimo para la central de 50 MWe sin almacenamiento térmico.

$$Q_{CCP} = \frac{P_{bruta}}{\eta_{bruto\ ciclo}} = \frac{50 * 1,22}{0,3148} = 193,77 MW_{th} \quad (4-1)$$

De manera que se requiere un aporte térmico solar del campo CCP mínimo de 193,77 MW<sub>th</sub> para que entre en funcionamiento sólo el bloque de potencia. Cabe destacar que para implementar almacenamiento SAT, el aporte térmico necesario debe ser mayor, debido a la necesidad de almacenar energía aparte del funcionamiento del bloque de potencia.

#### 4.3.2.2 Colector cilindro parabólico.

De entre la variedad de colectores fabricados el autor escoge a EuroTrough, desarrollado por Flagsol (consorcio alemán), esto dado las ventajas que tiene frente a otros colectores, como lo son:

- Mayor eficiencia, dada por la mayor eficiencia óptica de los reflectores y menores pérdidas térmicas en los receptores.
- Diseño optimizado, con componentes más livianos y un mejor diseño para soportar las cargas máximas de torque.
- Módulos más largos, y por ende un menor número de motores para tracking, menor número de interconexiones entre módulos y menores costos de montaje.
- Menor costo.

La estructura completa del colector SKAL-ET 150 está constituida por sub módulos idénticos de 12 metros de largo, dicha estructura es llamada "Montaje de colector solar", SCA por sus siglas en

inglés. Cada SCA tiene 148,5 metros de largo y 12 sub-módulos con un área de apertura de 817,5 m<sup>2</sup>. Los módulos están constituidos por 28 paneles reflectores parabólicos (7 a lo largo del eje horizontal y 4 en la sección transversal vertical). En la ilustración 4-1 se aprecia una vista lateral del arreglo.

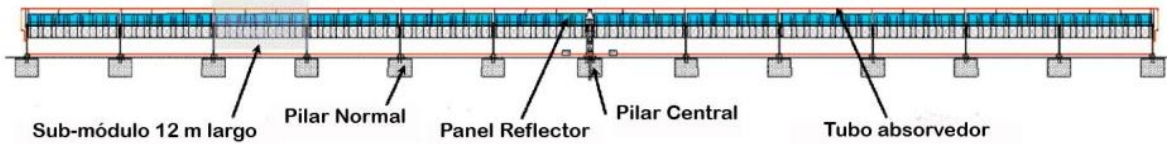


Ilustración 4-2: Vista lateral de colector SKAL-ET 150

Los SCA son conectados en serie para subir la temperatura del HTF, dicha conexión se denomina “lazos” y cada uno de estos está conformado, dependiendo del largo de cada SCA, por 4 o más SCA. En la ilustración 4-1 se muestra como se agregan los “lazos” para formar el layout del campo de colectores cilindro-parabólico. En este caso cada “lazo” está conformado por 4 arreglos de colectores SCA orientados de Este a Oeste.

El HTF frío que sale del bloque de potencia es conducido por la tubería “fría” hasta el lazo de colectores. Luego de pasar por el lazo, el HTF se calienta hasta la temperatura deseada para luego volverse por la tubería caliente hasta el bloque de potencia y, mediante intercambiadores de calor, realizar el intercambio térmico con el ciclo agua-vapor, o con el tanque de sales, dependiendo del caso.

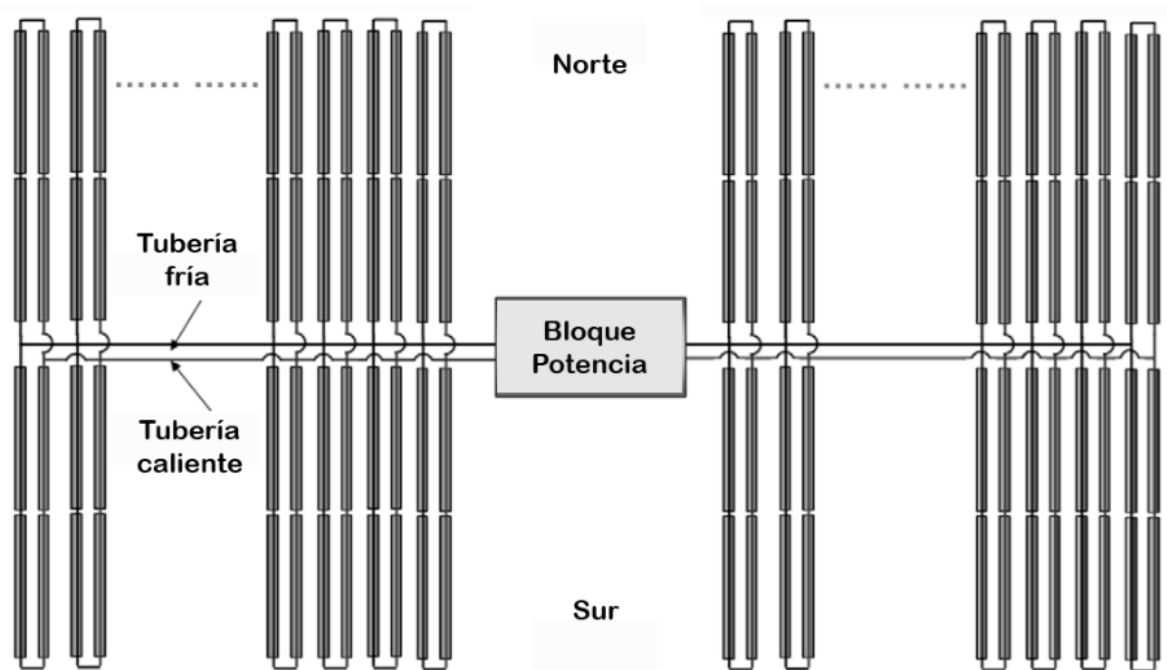


Ilustración 4-3: Layout del campo de colectores cilindro parabólico.

A continuación, se muestran las principales características del colector a utilizar:

Parámetro	Valor
Largo Focal [m]	1,71
Diámetro Receptor [mm]	70
Diámetro interior Tubo receptor [mm]	66,2
Ancho apertura [m]	5,77
Largo neto SCA [m]	148,5
Área total c/SCA [m <sup>2</sup> ]	817,5
Eficiencia Óptica	80%
Receptor	PTR 70
Peso estructura [kg/m <sup>2</sup> ]	18,5

Tabla 4-2: Características del colector SKAL-ET 150

#### 4.3.2.3 Elección del fluido térmico

Para el fluido térmico del ciclo solar (HTF) se tomaron en cuenta los siguientes 3 fluidos:

HTF	Fabricante	Material	Rango de Trabajo °C	Precio €/kg
Therminol 75	Solutia	Aceite	80°-385° (1)	---
Therminol VP-1	Solutia	Aceite	12°-400° (1)	2
Shyltherm 800	Dow Chemical	Silicona	-40°-400° (2)	10

(1) Información extraída de *Therminol A Selection Guide*.

(2) Información extraída de "Curso sobre Sistemas Solares de Concentración. Ejemplo práctico de dimensionamiento de un Campo HTF de Colectores Cilindro parabólicos" del CIEMAT-PSA.

Tabla 4-3: Aceites térmicos usados en plantas solares.

Donde se consideraron, fundamentalmente, 3 criterios para su selección: Rango de temperaturas de trabajo, su degradación por el uso y costo de inversión y operación. Tras el análisis se opta por ocupar el aceite Therminol VP-1.

Cabe destacar que el aceite seleccionado puede trabajar tanto en fase líquida como vapor; por ello, para mantenerlo en estado líquido la presión de operación debe ser superior a la presión de vapor a las temperaturas de trabajo del HTF. A continuación, se presentan algunas propiedades del fluido seleccionado:

Temperatura °C	Presión de Vapor kPa abs	Densidad kg/m <sup>3</sup>	Calor Específico kJ/kg·°K	Viscosidad Dinámica mPa·s
12	-	1.071	1,52	5,48
60	-	1.032	1,66	1,761
260	108	857	2,21	0,272
290	198	828	2,29	0,232
340	470	773	2,43	0,185
390	959	709	2,59	0,152
400	1.090	694	2,63	0,146

Tabla 4-4: Propiedades termodinámicas de Therminol VP-1

#### 4.3.2.4 Fluido térmico a utilizar en SAT

Como ya se mencionó, en este trabajo se modelará la planta con un almacenamiento térmico de 9 h, basado en sales. Para la elección de éstas el autor recoge 3 posibles sales comerciales, aplicables al ciclo a modelar:

Sales	Fabricante	Composición	T° de solidificación °C	Rango de Trabajo °C	Cp (1) J/Kg°K	Precio (1) \$/kg
Hitec XL	Coastal Chemical	48%Ca(NO <sub>3</sub> ) <sub>2</sub> 7%NaNO <sub>3</sub> 45%KNO <sub>3</sub>	120	150-500	1447	1,43
Hitec	Coastal Chemical	40%NaNO <sub>2</sub> 7%NaNO <sub>3</sub> 53%KNO <sub>3</sub>	142	142-500 (1)	1560	0,93
Solar Salt	Coastal Chemical/ Soquimich	60%NaNO <sub>3</sub> 40%KNO <sub>3</sub>	222	250-600	1495	0,49

(1) Información extraída de "Curso sobre Sistemas Solares de Concentración. Ejemplo práctico de dimensionamiento de un Campo HTF de Colectores Cilindro parabólicos" del CIEMAT-PSA.

Tabla 4-5: Característica de sales utilizadas en almacenamientos térmicos en plantas solares.

Los principales criterios, tras los cuales se basa la decisión a tomar, son:

- Rango de temperaturas de trabajo (principalmente temperatura de fusión).
- Degradación con el uso.
- Volumen de almacenamiento requerido.
- Costo de inversión y operación.
- Experiencias en plantas internacionales.

Tras el análisis de cada una de las sales presentadas, bajo los criterios expuestos, el autor decide utilizar como medio de almacenamiento térmico la sal binaria (60%NaNO<sub>3</sub>-40%KNO<sub>3</sub>).

#### 4.3.2.5 Radiación de diseño

En la localidad de María Elena la mayor radiación normal directa registrada en los últimos 3 años, según la campaña realizada por el Ministerio de Energía en conjunto con la Corporación Internacional Alemana fue de 1.158,5 [W/m<sup>2</sup>]. Como parámetro de diseño se ocupará la radiación que cumpla con que al menos el 80% de las horas del año se encuentren bajo ese valor. Para esto se graficará el histograma de radiación normal directa del año 2013 para la localidad, lo que nos da una radiación de 1.020 [W/m<sup>2</sup>]

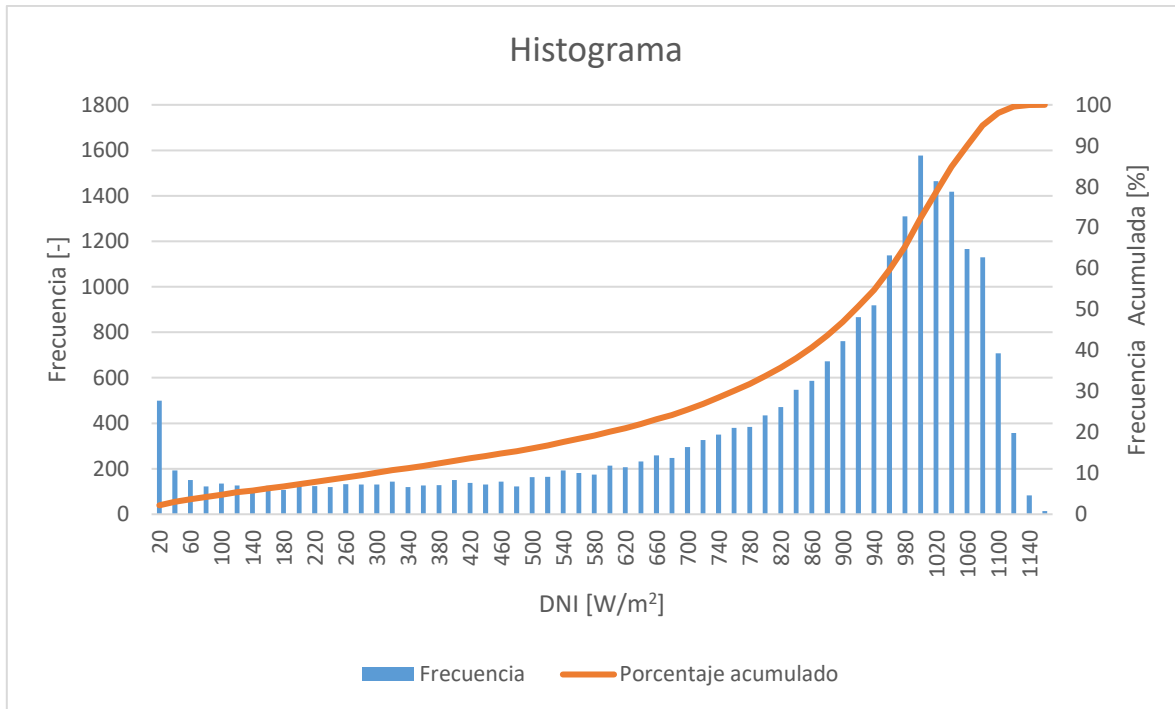


Gráfico 3: Histograma Radiación Directa para la comuna de María Elena

#### 4.3.2.6 Estimación del Campo de Colectores sin SAT

Para poder estimar el campo de colectores solares, con capacidad de almacenamiento, previamente se requiere dimensionar el mismo sin almacenamiento.

Tal como se calculó previamente el calor aportado por el campo de colectores solares al ciclo de potencia, trabajando a plena carga es de  $193,77 MW_{th}$ .

Para que exista una buena transferencia de calor entre el flujo circulante del campo de colectores solares y el receptor se requiere optimizar el número de Reynolds. Se utilizará como criterio un Reynolds superior  $2 \cdot 10^5$ , para la operación en invierno [21].

Considerando que el dimensionamiento del campo de colectores se realiza para la carga máxima en verano, y que el flujo de HTF puede caer hasta un 60% en invierno, se utilizará un Reynolds de diseño 4 veces mayor al Reynolds mínimo para que la transferencia siga siendo óptima en invierno (la DNI en junio es un 60% de la DNI en diciembre, para la localidad), por lo que quedaría:

$$Re_{diseño} = 8 \cdot 10^5 \quad (4-2)$$

De esta forma es posible calcular la velocidad de flujo dentro de los CCP. Las propiedades termodinámicas del aceite Therminol VP-1 serán a una temperatura media dentro del campo de colectores, estimada en 620 [K]. Así es posible calcular la velocidad mínima de diseño del campo de colectores, operando a plena carga en verano:

$$v = \frac{Re_{diseño} \cdot \mu_{HTF}}{\rho_{HTF} \cdot d} = 2,92 \left[ \frac{m}{s} \right] \quad (4-3)$$

Donde:

$v$ : Velocidad mínima de diseño para HTF [m/s]

$\mu_{HTF}$ : Viscosidad dinámica del HTF [Pa s] ( $\mu_{Therminol VP-1} = 1,86 * 10^{-4}$ )

$\rho_{HTF}$ : Densidad del HTF [kg/m<sup>3</sup>] ( $\rho_{Therminol VP-1} = 7,61$ )

$d$ : Diámetro del colector [m] ( $d=0,066$ )

Obtenido ya este valor es posible calcular el caudal a circular por cada tubo bajo estas condiciones.

$$\dot{m} = \rho_{HTF} * v * A = 767,1 \left[ \frac{kg}{m^3} \right] * 2,92 \left[ \frac{m}{s} \right] * \pi * \frac{0,066^2}{4} [m] = 7,72 \left[ \frac{kg}{s} \right] \quad (4-4)$$

El valor obtenido representa el caudal másico mínimo para el momento de mayor radiación durante el año. Con esto, al diseñar el layout del campo de colectores, estos deben estar dispuestos de forma tal que el caudal circulante de HTF en verano sea igual o mayor que 7,72 [kg/s]

El dimensionamiento del campo de colectores se realizará a partir de la máxima radiación directa normal de diseño estimada anteriormente: 1.020 W/m<sup>2</sup>, con una eficiencia de colectores de 67,4% [22] y las temperaturas de operación: 293°C a la entrada y 393°C a la salida de los colectores.

Dada las dimensiones del colector escogido, el área de apertura de cada colector es 817,5 m<sup>2</sup>. De esta manera el cálculo útil obtenido por cada colector es:

$$Q_{\text{útil}} = DNI * \eta * A_{\text{colector}} = 562 \left[ \frac{kW}{SCA} \right] \quad (4-5)$$

Donde SCA es el montaje de colector solar, como se explicó anteriormente.

Dado que se recomienda que el número de colectores por lazo sea par, con el fin de evitar una asimetría en el loop, lo que provocaría una utilización excesiva de cañería, es que se procederá a calcular un número mínimo de colectores par, en serie, que aseguren un flujo mayor a 7,72 [kg/s]. El cálculo para 2 colectores viene dado por:

$$\dot{m}_{HTF/lazo} = \frac{Q_{\text{útil}} * 2_{\text{colectores}}}{c_{p_{HTF}} (393 - 293)} = 4,65 \left[ \frac{kg}{s} \right] \quad (4-6)$$

Dado que el valor obtenido está por debajo del valor necesario, se procede a realizar el cálculo para 4 colectores:

$$\dot{m}_{HTF/lazo} = \frac{Q_{\text{útil}} * 4_{\text{colectores}}}{c_{p_{HTF}} (393 - 293)} = 9,25 \left[ \frac{kg}{s} \right] \quad (4-7)$$

Por lo tanto, cada lazo de colectores consistirá en 4 colectores SKAL-ET 150 en serie, dado que estos aseguran un flujo mayor a 7,72 [kg/s].

El calor absorbido por cada lazo, a plena carga, viene dado por:

$$\dot{Q}_{\text{útil-lazo}} = 4 * \dot{Q}_{\text{útil}} = 2.248,06 \left[ \frac{kW}{lazo} \right] \quad (4-8)$$

Con esto ya calculado se procede a estimar las pérdidas térmicas por pipping en el sistema. Para esto se utiliza como referencia las pérdidas de calor de la central solar SEGS VI, equivalentes a un 5,2% del calor útil captado por los colectores [23].

El número de filas vendrá dado por la fracción entre el calor aportado por cada lazo y el calor requerido por el bloque de potencia, tal como se indica a continuación:

$$N^{\circ} \text{ filas} = \frac{193,7}{2,2 * \frac{(100 - 5,2)}{100}} = 92,87 \approx 93 \text{ lazos} \quad (4-9)$$

El área total de captación solar del campo de colectores vendría dada por:

$$A_{\text{campo CCP}} = n^{\circ} \text{ lazos} * n^{\circ} \text{ colectores/lazo} * A_{\text{colector}} = 93 * 4 * 817,5 = 304.110 \text{ [m}^2\text{]} \quad (4-10)$$

La potencia térmica nominal del campo CCP será:

$$Q_{\text{CCP-final}} = Q_{\text{útil-lazo}} * n^{\circ} \text{ lazos} = 209,07 \text{ [MW]} \quad (4-11)$$

Finalmente se procederá a calcular el caudal nominal de HTF dentro del campo de colectores y la velocidad de flujo dentro de cada fila. Cabe destacar que el flujo nominal de HTF deberá ser recalculado, ya que los 9,25 [kg/s] corresponden a una configuración de 92,87 lazos, por lo que variará al establecer 93 lazos.

$$\begin{aligned} \dot{m}_{\text{HTF}} &= \dot{m}_{\text{HTF/lazo}} * n^{\circ} \text{ lazo} = 9,25 * 93 = 860 \left[ \frac{\text{kg}}{\text{s}} \right] \\ v_{\text{lazo}} &= 3,52 \text{ [m/s]} \end{aligned} \quad (4-12)$$

El siguiente cuadro pasará a resumir los datos del dimensionamiento de campo para la configuración dada:

Parámetro	Valor	Unidad
N° de colectores por lazo	4	-
N° de lazos	93	-
Área total CCP	304.110	m <sup>2</sup>
Potencia térmica neta	209,07	MW <sub>th</sub>
Flujo total de HTF	860	kg/s
Flujo de HTF por lazo	9,25	kg/s
Velocidad de flujo en lazo	3,52	m/s

Tabla 4-6: Resumen parámetros de dimensionamiento para configuración sin almacenamiento.

#### 4.3.2.7 Estimación del campo CCP con SAT

Si el SAT fuese un sistema sin pérdidas térmicas, la energía a almacenar sería simplemente la potencia térmica calculada multiplicada por el número de horas en que se requiere que la planta opere. Sin embargo, la realidad muestra que existen pérdidas térmicas tanto dentro de los tanques de almacenamiento (0,32% de la potencia térmica almacenada [24]) como durante el intercambio térmico en los intercambiadores de calor (cercano al 3% [25]).

Tal como se mencionó en un principio, y por razones económicas, el almacenamiento térmico se modelará para 9 h. Para el cálculo se consideran las pérdidas térmicas del sistema, por lo que la energía que el SAT debe almacenar es:

$$Q_{SAT} = cap_{alm} * Q_{CCP} * (1 + pérdidas) \quad (4-13)$$

$$Q_{SAT} = 9 [h] * 193,77 [MW_{th}] * (1 + 0,0032 + 2 * 0,03) = 1.954,18 [MW_{th}]$$

Un concepto esencial en el dimensionamiento del campo CCP es el área mínima de diseño, la cual se procederá a detallar:

#### 4.3.2.8 Área mínima de diseño

El área mínima de diseño del campo de colectores será la que cumpla el requisito de transferir la energía necesaria al bloque de potencia y almacenamiento térmico para una cantidad de días determinados. Para realizar el dimensionamiento se necesita obtener la energía diaria que el campo de colectores transmite al HTF.

La energía captada por unidad de superficie para un día determinado es:

$$\hat{Q}_{\text{útil-día}} = \sum_{i=1}^{24} DNI_i * \cos\theta_i * \eta_i \left[ \frac{kWh}{m^2 \text{ día}} \right] \quad (4-14)$$

Donde:

$DNI_i$ : Radiación normal directa [kW/m<sup>2</sup>]

$\cos\theta_i$ : Efecto coseno para la hora i.

$\eta_i$ : Eficiencia del campo de colectores para la hora i.

Desde los datos aportados por GIZ se obtiene el siguiente histograma, con los datos diarios durante un año de la  $\hat{Q}_{\text{útil-día}}$ :

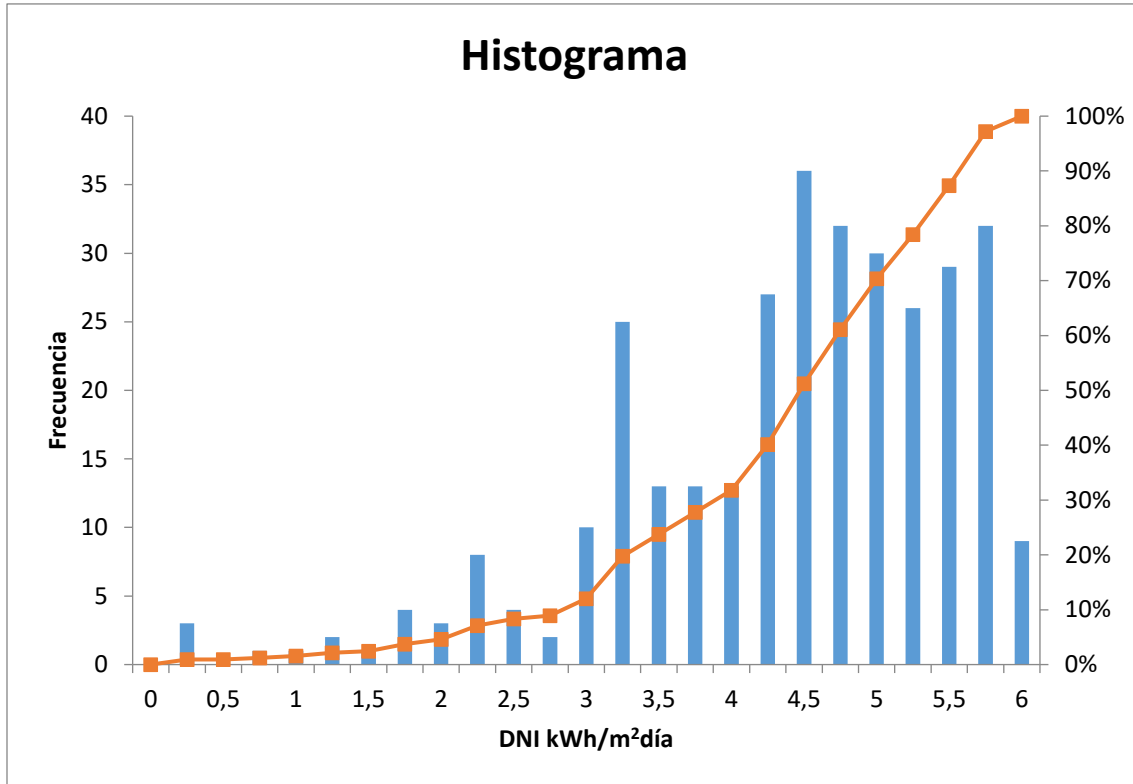


Gráfico 4: Histograma DNI diaria para un año

Esto significa que al utilizar cierto valor de  $\hat{Q}_{\text{útil-día}}$  para realizar el dimensionamiento del campo de colectores, junto a otros parámetros, se logrará llenar el total de carga del almacenamiento térmico, permitiendo el correcto funcionamiento del bloque de potencia. Para los días con mayor radiación diaria se necesitará desenfocar un porcentaje de horas y los días con menor radiación no lograrán completar su carga máxima durante el día.

Del Histograma se elegirán 3 valores para realizar el dimensionamiento. El criterio para su elección es estar dentro del 20% de mejores días del año, con lo que se asegura no subestimar en demasía el dimensionamiento del campo CCP. Las radiaciones elegidas son:

- $6,02 \left[ \frac{kWh}{m^2 \text{ día}} \right]$  que representa la máxima DNI diaria acumulada.
- $5,75 \left[ \frac{kWh}{m^2 \text{ día}} \right]$  que representa el 97,22% de la frecuencia acumulada de días.
- $5,5 \left[ \frac{kWh}{m^2 \text{ día}} \right]$  que representa el 87,35% de la frecuencia acumulada de días.

Dado que los 2 primeros valores son muy altos, y el siguiente dato baja del 80% se procederá a ocupar los  $5,5 \left[ \frac{kWh}{m^2 \text{ día}} \right]$  para el dimensionamiento. Entonces, el tamaño mínimo del campo solar debe ser tal que permita la operación de la planta en la condición sin SAT, más las 9 horas definidas por la capacidad de almacenamiento SAT.

$$A_{\text{min CCP c/SAT}} = \frac{\hat{Q}_{\text{útil-día}} * A_{\text{CCP s/SAT}} + Q_{\text{SAT 9 hrs}}}{\hat{Q}_{\text{útil-día}}} = 304.370,56 \quad (4-15)$$

#### 4.3.2.8.1 Potencia del campo CCP

La potencia que es capaz de aportar el campo de colectores al ciclo de potencia y al sistema de almacenamiento, trabajando a carga máxima, corresponde al valor máximo que adopta el producto de la energía absorbida por el campo de colectores por unidad de área mínima definida, esto es:

$$\dot{Q}_{CCP} = \text{Max}\{DNI_i * \cos\theta_i * \eta_i\}_{i:1..24} * A_{\text{min}CCP \text{ c/SAT}} \quad (4-16)$$

Donde el valor máximo calculado para la comuna de María Elena fue:

$$\text{Max}\{DNI_i * \cos\theta_i * \eta_i\}_{i:1..24} = 0,7821 \left[ \frac{kWh}{m^2} \right] \quad (4-17)$$

Por lo tanto, la potencia térmica de la central, a carga máxima es de 238.048,21 MW<sub>th</sub>.

Obteniendo ya este valor se procede a dimensionar el campo CCP, con almacenamiento.

$$N^{\circ} \text{lazos} = \frac{\dot{Q}_{CCP}}{\dot{Q}_{\text{útil-lazo}} * (1 - \text{pérdidas})} = 114,14 \approx 115 \text{ lazos} \quad (4-18)$$

Así el área total de captación del campo será:

$$\dot{A}_{CCP} = n^{\circ} \text{lazos} n^{\circ} \text{colectores/lazo} \dot{A}_{\text{colector}} = 376.050 [m^2] \quad (4-19)$$

Dado el aumento en el número de lazos, la potencia térmica nominal del campo CCP será:

$$\dot{Q}_{CCP-Final} = \dot{Q}_{\text{útil-lazo}} * n^{\circ} \text{lazos} = 258,52 [MW] \quad (4-20)$$

Tal como se había calculado anteriormente, la velocidad del flujo al interior del lazo es de 3,52 [m/s], el caudal dentro del mismo es de 9,25 [kg/s], por lo que el caudal de HTF es de:

$$\dot{m}_{HTF} = \dot{m}_{HTF/lazo} * n^{\circ} \text{lazos} = 1.063,75 \left[ \frac{kg}{s} \right] \quad (4-21)$$

Parámetro	Valor	Unidad
N° de colectores por lazo	4	-
N° de lazos	115	-
Área total CCP	376.050	m <sup>2</sup>
Potencia térmica neta	258,52	MW <sub>th</sub>
Flujo total de HTF	1.063,75	kg/s
Flujo de HTF por lazo	9,25	kg/s
Velocidad de flujo en lazo	3,52	m/s

Tabla 4-7: Parámetros campo de colección solar con almacenamiento térmico.

#### 4.3.2.9 Layout campo de colectores

Elegir el correcto layout para el pipping de la central cobra una gran relevancia, tanto económica (dado el no menor porcentaje de inversión que tienen las tuberías), como en potencia. A mayor

recorrido de tuberías aumenta la potencia de bombeo requerida en el campo, donde dicha potencia constituye una de las mayores pérdidas del sistema.

Para lograr minimizar éstas pérdidas se debe optimizar el recorrido trazado de las tuberías, de acuerdo al reporte de los laboratorios NREL [26] para campos de colectores menores a 400.000 m<sup>2</sup>, el layout más eficiente es la conexión "I", y para los mayores a dicha área, es la conexión "H".

En los campos con conexión "I" el bloque de potencia se sitúa en el centro del campo, mientras que los colectores se agrupan en el lado Este y Oeste del bloque de potencia. Las tuberías de fluido frío y de aceite caliente recorren el campo desde el bloque de potencia hasta los colectores, disminuyendo su diámetro conforme distribuye el fluido en los diferentes lazos, para así mantener constante la velocidad. De la misma forma, la tubería colectora caliente va aumentando su diámetro conforme va recogiendo el fluido procedente de los lazos.

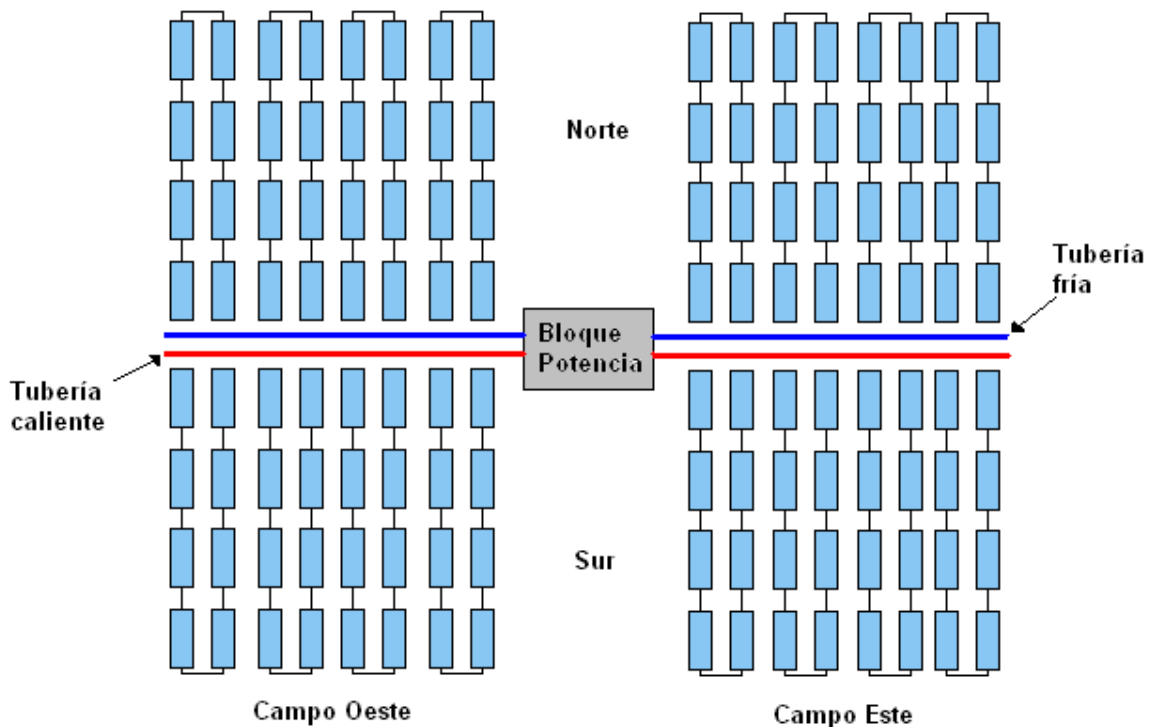


Ilustración 4-4: Configuración en "I" para campo de colectores

### 4.3.3 Bloque de Potencia

El sistema de generación de vapor de agua se realiza a partir de la energía térmica captada por el campo solar. Este sistema se compone de líneas paralelas para el intercambio de calor, propias del generador de vapor.

La turbina de vapor, de reacción y flujo axial, convierte la energía de vapor a presión en energía cinética y ésta, gracias al generador, se convierte en energía eléctrica, para luego incorporarse a la red eléctrica.

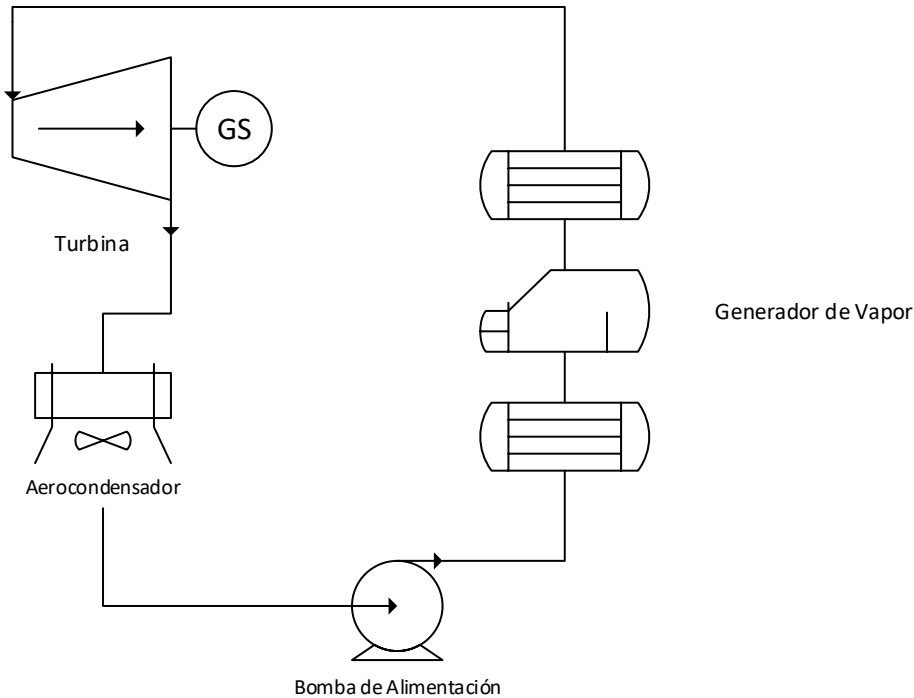


Ilustración 4-5: Esquema básico Bloque de Potencia

#### 4.3.3.1 Turbina de vapor.

Tal como se indicó anteriormente, la presión a la entrada de la turbina de alta presión es de 86 [bar], con una temperatura de 380 °C. La presión a la salida de la turbina de baja presión es de 0,06 [bar]. Además, se estima una eficiencia de turbina del 90%

Con esto se obtienen las condiciones antes de la turbina y después de esta.

Datos Entrada	Datos Salida
$P_1 = 86 \text{ bar [bar]}$	$P_2 = 0,6 \text{ [bar]}$
$T_1 = 380 \text{ °C}$	$h_{2fg} = 2.293,77 \text{ [kJ/kg]}$
$h_1 = 3.066 \text{ [kJ/kg]}$	

Tabla 4-8: Datos termodinámicos a entrada y salida de la turbina

Dados estos valores se procede a calcular la entalpía a la salida de la turbina:

$$h_2 = h_1 - \eta_t * (h_1 - h_{2fg}) = 2370,99 \left[ \frac{\text{kg}}{\text{kgK}} \right] \quad (4-22)$$

Lo que da paso a obtener la calidad y la temperatura del fluido a la salida de la turbina:

$$h_2 = h_{2f} - x * h_{2fg} \quad (4-23)$$

Lo que da una calidad de vapor de 0,8767 [-] y una temperatura de condensación 85,94 °C.

Con estos valores calculados se procede a estimar el flujo másico de vapor que circula por la turbina:





## SST-300

### Hasta 50 MW

La SST-300 es una turbina de carcasa simple, con reductor para accionamiento de generador. Tiene un diseño compacto y flexible con alto grado de estandarización. Se emplea para aplicaciones de generación de energía.

### Datos técnicos

---

- Potencia entregada de hasta 50 MW
- Presión de entrada de 120 bar
- Temperatura de entrada de 520 °C
- Velocidad de giro de hasta 12.000 rpm
- Extracción controlada de hasta 45 bar y hasta 400 °C
- Toma de hasta 60 bar
- Presión del vapor de salida: contrapresión de hasta 16 bar o condensación de hasta 0,3 bar
- Área de escape 0,28 – 1,6 m<sup>2</sup>

*Ilustración 4-6: Datos técnicos turbina SST-300*

Fuente: <http://www.energy.siemens.com/>

### Dimensiones típicas

Longitud 12 m

Ancho 4 m

Altura 5 m

### Características

- Contrapresión / Condensación
- Módulos de turbina prefabricados, periféricos modulares
- Dos extracciones controladas
- Escape radial / axial
- Extracción controlada de hasta 16 bar
- Diseño de la unidad en paquete
- Trayecto de vapor a la medida del cliente
- Corto plazo de entrega

Ilustración 4-7: Dimensiones y características turbina SST-300

Fuente: <http://www.energy.siemens.com/>

#### 4.3.3.2 Bomba de alimentación

Dado que el dimensionamiento de la bomba depende del flujo másico que circule por la turbina es que se precisa dimensionar primero la turbina y luego la bomba. Primero es necesario conocer la entalpía a la salida de la bomba, la que viene dada por:

$$h_{bomba} = h_{cond} + v_{cond}(p_1 - p_2) \quad (4-25)$$

Donde:

$h_{bomba}$ : Entalpía a la salida de la bomba [kJ/kg]

$h_{cond}$ : Entalpía a la salida del condensador [kJ/kg] ( $h_{cond} = 359,86$ )

$v_{cond}$ : Volumen específico a la salida del condensador [ $m^3/kg$ ] ( $v_{cond} = 1,0331$ )

$p_1$ : Presión a la entrada de la turbina [MPa] ( $p_1 = 8,6$ )

$p_2$ : Presión a la salida de la turbina [kPa] ( $p_2 = 0,06$ )

Lo que da una entalpía de 368,68 [kJ/kg], luego se debe incluir la eficiencia de la bomba, la que se estima en un 87%, resultando:

$$h_{bomba_{real}} = \frac{h_{bomba} - h_{cond}}{\eta} + h_{cond} \quad (4-26)$$

Donde se obtiene una entalpía, real, a la salida de la bomba de 369,99 [kJ/kg]

$$Consumo_{bomba} = \dot{m}_{vapor}(h_{bomba} - h_{cond}) \quad (4-27)$$

Dando como resultado un consumo de bomba de 730 [kW].

#### 4.3.3.3 Generador de vapor.

El subsistema turbina vapor – generador es el principal condicionante del balance de masa y energía del bloque de potencia, así como del rendimiento termodinámico.

El HTF proveniente del circuito solar transfiere su energía al bloque de potencia a través del Generador de vapor, el que está compuesto por un circuito de 3 intercambiadores de calor: sobre calentador, evaporador y pre calentador.

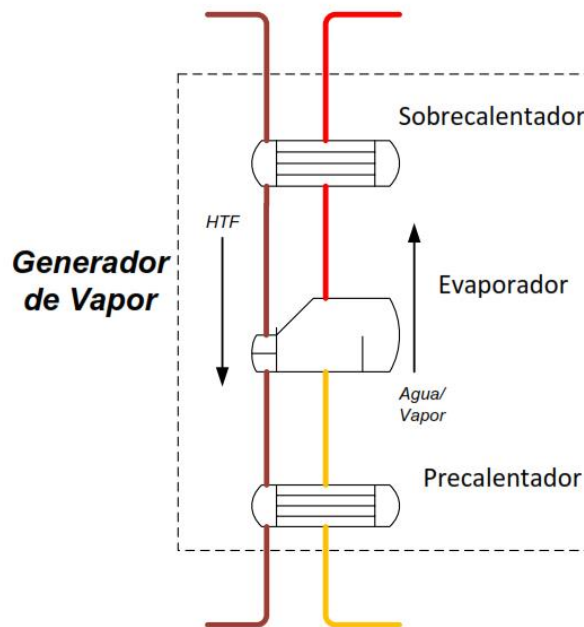


Ilustración 4-8: Generador de Vapor.

Se establecerá que la temperatura de entrada al sobre calentador será máxima posible,  $393^{\circ}\text{C}$ , y la salida del HTF a través del pre calentador será igual a la temperatura de entrada al ciclo solar,  $293^{\circ}\text{C}$ , por lo que se logra traspasar toda la energía posible del HTF al fluido del bloque de potencia.

#### 4.3.3.4 Condensador

Primeramente, se procederá a modelar el sistema de condensación únicamente con aerocondensadores, para lo cual se tomarán las siguientes consideraciones, establecidas por el Ing. Simón Marín:

- Condensador absoluto, sin sub-enfriamiento ni recalentamiento.
- Pérdidas de calor con el entorno despreciables.
- Calor específico de los fluidos se considera constante.
- La resistencia térmica calculada se supondrá uniforme a lo largo de todo el intercambiador.
- El coeficiente global de transferencia de calor,  $U$ , se considera constante a lo largo del condensador.
- Las temperaturas son uniformes en la dirección del flujo.
- Se supondrá transferencia de calor en estado estacionario.

- Los flujos másicos se distribuyen uniformemente por todo el condensador.

La metodología a utilizar se basa en el flujo de calor a disipar a través de la superficie de intercambio. Para ello se utilizará el método de la diferencia de temperatura media logarítmica, mediante la siguiente ecuación:

$$Pot_{th} = A * U * \Delta T_{lm} \quad (4-28)$$

Donde:

Pot<sub>th</sub>: Potencia térmica a disipar [W]

A: Área exterior de transferencia de calor [m<sup>2</sup>]

U: Coeficiente Global de transferencia de calor [W/m<sup>2</sup>K].

$\Delta T_{lm}$ : Variación de la temperatura media logarítmica [K].

La potencia térmica a disipar por el condensador corresponde a la energía necesaria para que todo el vapor que circula por el condensador pase a líquido.

$$Pot_{th} = \dot{m}_{vapor} * x * (h_f - h_g) = 144,66 [MW_{th}] \quad (4-29)$$

Por lo tanto, el aerocondensador debe ser diseñado, en su estado nominal, para que disipe 144,66 [MW<sub>th</sub>] de calor.

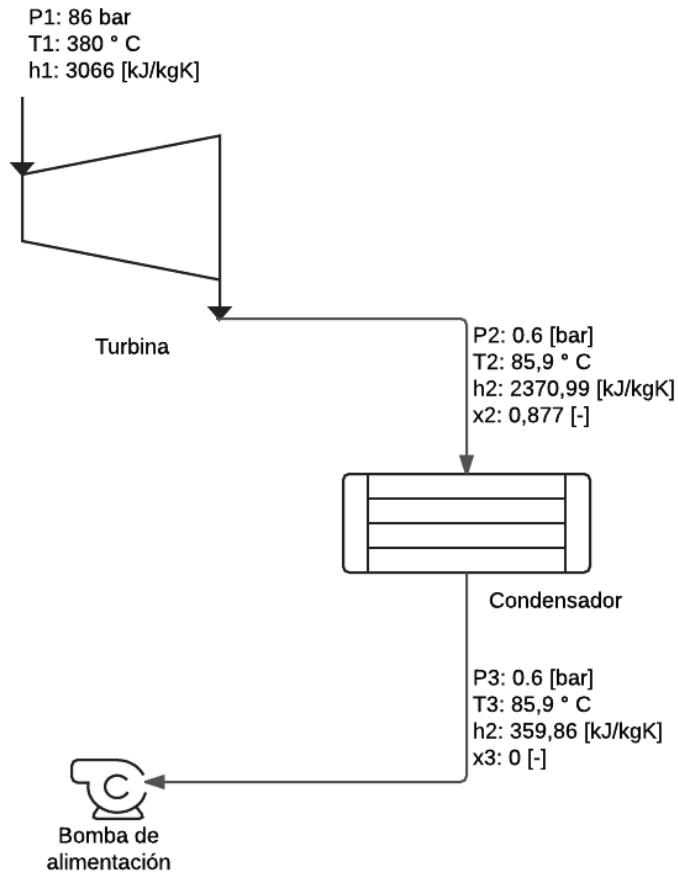


Ilustración 4-9: Esquema turbina - condensador

#### 4.3.3.4.1 Temperatura nominal de diseño

Para calcular la temperatura de diseño se analizarán los datos provistos por el Ministerio de Energía en conjunto con la Cooperación Internacional Alemana [20] en la estación Crucero II, la cual está ubicada en la comuna de María Elena. Para esto se procederá a realizar un histograma de temperaturas ambientales, medidas desde agosto de 2012 a junio del 2013:

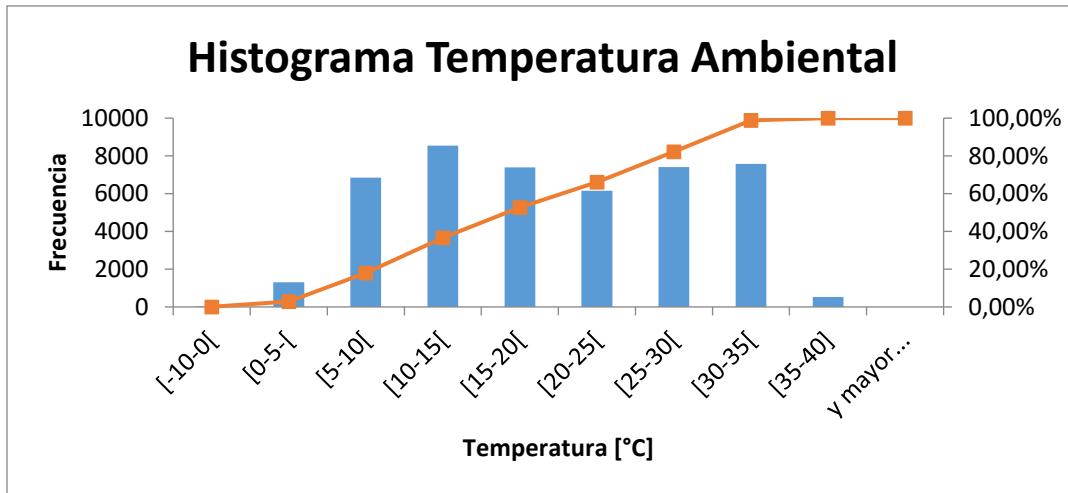


Gráfico 5: Histograma de las temperaturas ambientales medidas entre agosto 2012 y junio 2013, para la comuna de María Elena

Clase	Frecuencia	% acumulado
[-10-0[	39	0,09%
[0-5[	1311	2,95%
[5-10[	6850	17,91%
[10-15[	8544	36,57%
[15-20[	7386	52,69%
[20-25[	6146	66,12%
[25-30[	7410	82,30%
[30-35[	7581	98,85%
[35-40]	525	100,00%

Tabla 4-10: Histograma de Temperaturas Ambientales

Las temperaturas que más se repiten, tal como se puede observar, son las que están en el rango 10-15 °C, y entre 25-35 °C. El 53% de las temperaturas se encuentran bajo los 20°C, por lo que se escogerá dicha temperatura como temperatura nominal, o de diseño. Escoger una temperatura por sobre ésta es sobredimensionar el sistema, y por lo tanto la cantidad de aerocondensadores necesarios para condensar el vapor proveniente de la turbina.

Las propiedades del aire a 20 [°C], y a 1.000 m.s.n.m., condiciones del aire ambiental en nuestra planta son:

<i>Propiedades del aire seco a 20 °C y 1000 msnm.</i>		<i>Unidad</i>
<b>Temperatura del aire, T aire In</b>	20	°C
<b>Densidad del aire, ρ aire</b>	1,0695	kg/m <sup>3</sup>
<b>Calor específico del aire, Cp aire</b>	1,008	kJ/kg*K
<b>Viscosidad del aire, μ</b>	181,175*10 <sup>-7</sup>	N*s/m <sup>2</sup>
<b>Conductividad térmica del aire, k aire</b>	25,752*10 <sup>-3</sup>	W/m*K
<b>Número de Prandtl, Pr aire</b>	0,709	-

Tabla 4-11: Propiedades del aire a condiciones de operación.

#### 4.3.3.4.2 Área de transferencia de calor

Para calcular el área de transferencia de calor se debe tener una primera estimación aproximada de la temperatura de salida del aire del condensador y del coeficiente global de transferencia de calor.

$$T_{aire-out} = \frac{T_{aire-in} + T_{cond}}{2} = 52,97 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (4-30)$$

Considerándose la temperatura de aire a la entrada como la temperatura ambiental nominal, 20°C. Con éste cálculo se puede estimar la temperatura media logarítmica:

$$\Delta T_{lm} = \frac{T_{aire-out} - T_{aire-in}}{\ln\left(\frac{T_{cond} - T_{aire-in}}{T_{cond} - T_{aire-out}}\right)} = 47,57 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (4-31)$$

Para la estimación de Coeficiente Global de Transferencia de calor, se ocupó un valor proveniente de la literatura [27]:

$$U_0 = 10 \left[ \frac{W}{m^2K} \right]$$

Con dichos valores se pasa a estimar un primer valor del área de transferencia de calor:

$$A_0 = \frac{Pot_{th}}{\Delta T_{lm} * U_0} = 304.907,99 \text{ } [m^2] \quad (4-32)$$

#### 4.3.3.4.3 Cálculo del Coeficiente Global de Transferencia de Calor

La relación que define este coeficiente viene dada por:

$$U = \frac{1}{A * R_{th_{total}}} \quad (4-33)$$

Donde:

A: Área total de transferencia de calor

$R_{th_{total}}$ : Resistencia térmica total [K/W].

La resistencia térmica total se calcula a partir de un circuito de resistencias térmicas equivalentes. Para el caso de los aerocondensadores se identifican 5 resistencias en serie: Convección interna, ensuciamiento interno, conducción, ensuciamiento externo y convección externa.

Cada resistencia viene dada por:

$$R_{\text{convección int}} = \frac{1}{h_i * A_i} \quad R_{\text{ensu int}} = \frac{R_{D_i}}{A_i} \quad R_{\text{conducción}} = \frac{\ln\left(\frac{D_e}{D_i}\right)}{2\pi L k_{AlCu}}$$

$$R_{\text{ensu ext}} = \frac{R_{D_o}}{A_e * \eta_w} \quad R_{\text{convección ext}} = \frac{1}{h_o A_e \eta_w}$$

Por lo que finalmente el coeficiente de transferencia de calor referido al área exterior total de transferencia de calor, queda expresado de la siguiente forma:

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_o \eta_w} + \frac{A_e \ln\left(\frac{D_e}{D_i}\right)}{2\pi L k_{AlCu}} + \frac{R_{D_o}}{\eta_w} + \frac{A_e}{h_i * A_i} + \frac{A_e R_{D_i}}{A_i} \left[ \frac{W}{m^2 K} \right] \quad (4-34)$$

Donde  $\eta_w$  es el rendimiento de las aletas de los tubos,  $h_i$  y  $h_o$  son los coeficientes de transferencia de calor, tanto internos como externos. Y  $R_D$  corresponde a los factores de ensuciamiento.

Para obtener estos valores es preciso determinar las propiedades y dimensiones de los tubos por los que fluirá el vapor a condensar.

#### 4.3.3.4.4 Propiedades de los tubos.

Como se mencionó anteriormente, los cálculos del condensador compuesto exclusivamente por aerocondensadores, son realizados en base al trabajo de título del Ing. Simón Marín, quién opta por escoger tubos de aleta alta, y dentro de éstos por el tipo de tubo Devanado a Presión en forma de L, el cual soporta temperaturas de hasta 130 °C.

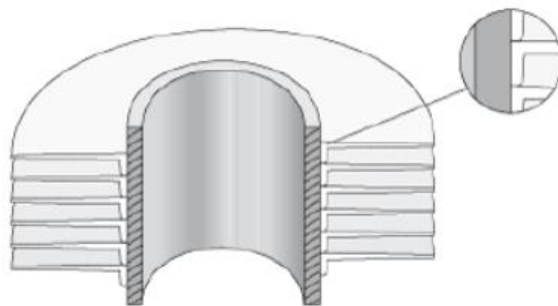


Ilustración 4-10: Tubo Devanado a presión en forma de L

Dimensiones de los tubos	Valor	Unidad
<b>Diámetro exterior, De</b>	25,4	Mm
<b>Altura de la aleta, hf</b>	12,7	Mm
<b>Número de aletas por unidad de longitud, Nf</b>	354	aletas/m
<b>Longitud del tubo, L</b>	9,55	M
<b>Espesor del tubo, et</b>	3.18	Mm
<b>Espesor de la aleta, ef</b>	0.279	Mm
<b>Espacio entre puntas de aletas, Sf</b>	6,35	Mm

Tabla 4-12: Dimensiones de tubos aleteados devanados.

Fuente: [www.aircofin.nl/content/high-finned-tubes](http://www.aircofin.nl/content/high-finned-tubes)

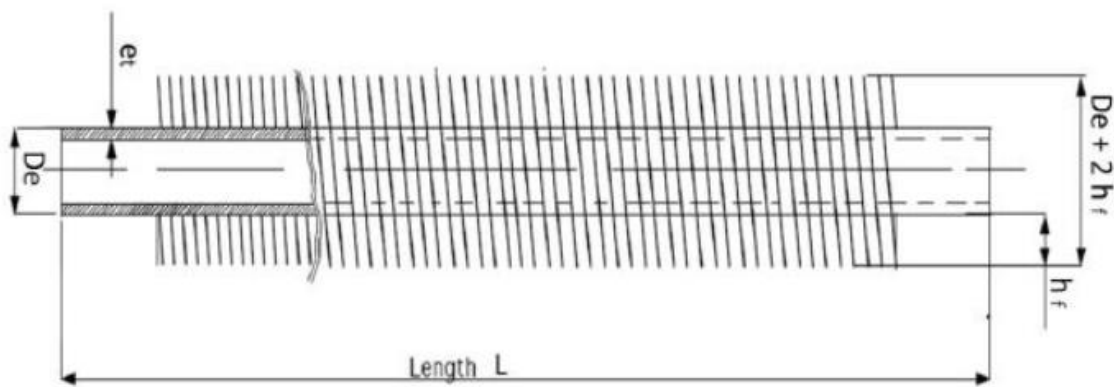


Ilustración 4-11: Esquema de un tubo aleteado

Fuente: [www.aircofin.nl/content/high-finned-tubes](http://www.aircofin.nl/content/high-finned-tubes)

Con estos datos y el área total de transferencia de calor estimada anteriormente, se puede estimar el número de tubos que se necesitarán. Para ello es necesario desarrollar las siguientes ecuaciones:

Dimensiones de los tubos	Formula	Valor	Unidad
<b>Numero de aletas totales por tubo, Nftubo</b>	$Nf * L$	3381	-
<b>Diámetro interior de tubo, Di</b>	$De - 2 * et$	0,019	m
<b>Área interior de un tubo, Ai</b>	$\pi * Di * L$	0,571	m <sup>2</sup>
<b>Área de una aleta, Af</b>	$\pi(De + 2hf) * ef + 2\pi \left[ \left( hf + \frac{De}{2} \right)^2 - \left( \frac{De}{2} \right)^2 \right]$	0,003085	m <sup>2</sup>
<b>Área exterior de un tubo, Ae</b>	$\pi * De(L - ef * Nftubo) + Af * Nftubo$	11,116	m <sup>2</sup>

Tabla 4-13: Dimensiones calculadas de los tubos aleteados.

Mediante el área exterior de un tubo, Ae, y el área total externa de transferencia de calor se obtiene el número de tubos totales:

$$N^{\circ}_{tubos} = \frac{A}{A_e} = 27.356,78 \approx 27.358 \text{ [tubos]} \quad (4-35)$$

Por otra parte, el material utilizado para la fabricación de los tubos es una aleación del 95% de aluminio y 5% de cobre con trazas de magnesio, el cual posee las siguientes características:

Propiedades térmicas del Duraluminio		
Densidad, $\rho$ AlCu	2,787	kg/m <sup>3</sup>
Calor específico, C AlCu	883	J/kg K
Difusividad, $\epsilon$ AlCu	$6,676 \cdot 10^{-5}$	m <sup>2</sup> /s
Conductividad térmica, K AlCu	165	W/m K

Tabla 4-14: Propiedades térmicas del Duraluminio.

#### 4.3.3.4.5 Convección Interna

El vapor proveniente de la turbina pasará a estado líquido dentro de los tubos aleteados del aerocondensador. Con el fin de obtener una mayor eficiencia en esta etapa se dispondrán los aerocondensadores en forma "A", es decir con una inclinación de 60° respecto a la horizontal. Sin embargo, para efectos de cálculo de convección, se supondrá convección vertical dentro del haz de tubos.

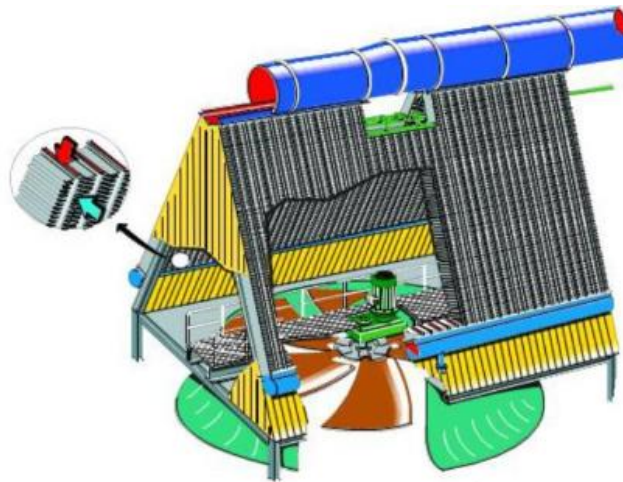


Ilustración 4-12: Aerocondensador en configuración "A"

Cuando la velocidad de condensación es suficientemente baja se empiezan a formar pequeñas gotas en la superficie del tubo, las que van creciendo poco a poco hasta que finalmente adquiere un tamaño tal que provoca su caída por su propio peso. Si la velocidad de condensación es suficientemente alta, como lo es en este caso, se forma una película de líquido condensado que cubre toda la superficie interior de los tubos, produciéndose la condensación de película.

Para el análisis de transferencia de calor se supondrá, como se hace comúnmente, convección de película, la cual tiene la facilidad de ser más simple de modelar que la condensación por gotas.

Lo primero es determinar el tipo de flujo: laminar o turbulento, para así escoger una adecuada relación para el coeficiente de transferencia de calor por convección. El número de Reynolds al interior de los tubos se obtiene mediante la siguiente ecuación:

$$Re_i = \frac{\dot{m}_{vap} * D_i}{\mu_l * S_t} \quad (4-36)$$

Donde:

$\dot{m}_{vap}$ : Flujo másico de vapor-agua que fluye por los tubos [kg/s] ( $\dot{m}_{vap}=64,75$ ).

$D_i$ : Diámetro interno del tubo [m] ( $D_i=0,019$ ).

$\mu_l$ : Viscosidad dinámica [kg/ms] ( $\mu_l=3,05 * 10^{-4}$ )

$S_t$ : Sección transversal de paso del fluido [m<sup>2</sup>].

El cálculo de  $S_t$  viene dado por:

$$S_t = n^{\circ}_{tubos} \frac{\pi * D_i^2}{4} = 7,76 \text{ [m}^2\text{]} \quad (4-37)$$

Con lo que se obtiene un Reynolds, al interior de los tubos, de  $Re_i=497,04$  [-]. Luego para Reynolds menores a 2000 se considera flujo laminar, por lo que se procede a utilizar la siguiente correlación para el coeficiente de convección interna, con condensación:

$$h_i = 1,47 * \frac{k_l * Re_i^{-1/3}}{d_{eq}} \quad (4-38)$$

Donde:

$h_i$ : Coeficiente de transferencia de calor al interior de los tubos [W/m<sup>2</sup>K].

$k_l$ : Conductividad térmica del agua [W/mK] ( $k_l=0,673$ )

$d_{eq}$ : Parámetro en función de las propiedades del vapor y del líquido que condensa. Diámetro equivalente para la circulación del condensado.

El parámetro  $d$  se define como:

$$d = \left( \frac{\mu_l^2}{\rho_v * \rho_l * g} \right)^{1/3} = 3,53 * 10^{-4} \text{ [m]} \quad (4-39)$$

Donde:

$\mu_l$ : Viscosidad dinámica de líquido [kg/ms] ( $\mu_l=0,353 * 10^{-3}$ )

$\rho_v$ : Densidad de vapor [kg/m<sup>3</sup>] ( $\rho_v=0,293$ )

$\rho_l$ : Densidad de líquido [kg/m<sup>3</sup>] ( $\rho_l=972$ ).

$g$  = Aceleración de gravedad [m/s<sup>2</sup>] ( $g=9,81$ )

Por lo que el valor del coeficiente de transferencia de calor por convección dentro de los tubos es de:  $h_i = 353,80$  [W/m<sup>2</sup>K]

#### 4.3.3.4.6 Convección Externa

La convección forzada, provocada por los ventiladores, favorece la transferencia de calor, aumentando la velocidad de condensación y ayudando a disminuir el tamaño del aerocondensador.

Se ocupará la siguiente relación para determinar dicho coeficiente de transferencia de calor:

$$Nu_{AC} = \frac{h_o * D_e}{k_{aire}} [-] \quad (4-40)$$

Donde:

$h_o$ : Coeficiente de transferencia de calor por convección externa [W/m<sup>2</sup>K]

$D_e$ : Diámetro exterior del tubo [m] ( $D_e=0,0254$ )

$k_{aire}$ : Conductividad térmica del aire [W/mK] (

$Nu_{AC}$ : Número adimensional de Nusselt.

El número de Nusselt presenta diferentes correlaciones según el número de filas de los haces de tubos, su configuración y los números adimensionales de Reynolds y Prandtl para el aire. Para las características de nuestro aerocondensador, se estima conveniente utilizar la siguiente correlación:

$$Nu_{10} = 1,13 * c_1 * Re_{ext}^m * Pr^{1/3} [-] \quad (4-41)$$

Donde:

$c_1$  y  $m$ : constantes que dependen de la configuración de los tubos y su disposición geométrica [-].

$Re_{ext}$ : Número de Reynolds exterior de los tubos [-].

$Pr$ : Número de Prandtl para el aire [-].

Para el cálculo del número de Reynolds se debe escoger una velocidad de aire, la cual, según literatura, debe estar entre los 500 y 700 [pies/min] **[28]**, por lo que se elegirá una velocidad cercana al rango mayor  $v_{aire} = 3,5$  [m/s].

Para utilizar la anterior correlación, se debe corregir la velocidad, quedando:

$$v_{max} = \max \left\{ \frac{L_t * v}{2 * (L_t - D_e)} ; \frac{L_t * v}{L_t - D_e} \right\} [m/s] \quad (4-42)$$

Donde  $L_t$  viene dado por:

$$L_t = D_e + 2 * h_f + s_f [m] \quad (4-43)$$

Donde:

$h_f$ : Altura de la aleta [m] ( $h_f=0,0127$ ).

$s_f$ = Espacio entre pintas de aletas [m] ( $s_f= 0,00635$ ).

Con lo que  $L_t$  da un valor de 0,05715 [m] y  $v_{max}$  de 6,313 [m/s]. Con esto se procede a calcular el número de Reynolds:

$$Re_{ext} = \frac{\rho_{aire} * v_{max} * D_e}{\mu_{aire}} = 9,466,12 [-] \quad (4-44)$$

Por lo que se considera flujo turbulento.

Según la configuración de los aerocondensadores, los parámetros  $C_1$  y  $m$  dan como resultado 0,599 [-] y 0,474 [-], respectivamente, por lo que el número de Nusselt arroja un valor de 43,194 [-].

Sin embargo, es necesario corregir el valor del número de Nusselt, dado que se trabajará con haces de tubos de 6 filas, y no de 10, como fue lo calculado. El factor de corrección viene dado por  $C_2$ , donde según la siguiente tabla tiene un valor de 0,95 [-]

$N_L$	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Alineado	0.64	0.80	0.87	0.90	0.92	0.94	0.96	0.98	0.99
Escalonado	0.68	0.75	0.83	0.89	0.92	0.95	0.98	0.98	0.99

Tabla 4-15: Constante  $C_2$  para el cálculo del número de Nusselt modificado.

Por lo que el número de Nusselt final se expresa cómo:

$$N_u = C_2 * N_{u10} = 41,033 [-] \quad (4-45)$$

Finalmente, el coeficiente de transferencia de calor por convección externa a los tubos tiene un valor de 41,062 [W/m<sup>2</sup>K].

#### 4.3.3.4.7 Rendimiento de las aletas.

Dado que existe un número elevado de tubos, y una gran área de transferencia de calor, es que el rendimiento de la superficie aletada tiene un valor cercano al 100%, por lo que se ocupará éste como su rendimiento.

#### 4.3.3.4.8 Factor de ensuciamiento.

Según literatura los valores de ambos factores son:

$$R_{D_i} = 0,0002 \left[ \frac{m^2 K}{W} \right] \quad R_{D_o} = 0,0004 \left[ \frac{m^2 K}{W} \right]$$

#### 4.3.3.4.9 Cálculo del Coeficiente Global de Transferencia de calor

Ya con todos los cálculos necesarios retomaremos el cálculo de éste coeficiente:

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_o \eta_w} + \frac{A_e \ln \left( \frac{D_e}{D_i} \right)}{2\pi L k_{AlCu}} + \frac{R_{D_o}}{\eta_w} + \frac{A_e}{h_i * A_i} + \frac{A_e R_{D_i}}{A_i} = 11,91 \left[ \frac{W}{m^2 K} \right]$$

Dado que el coeficiente calculado comprende un error del 20% respecto al estimado, y que los cálculos previos a este, como el área de transferencia de calor, o la temperatura de salida del aire, es que se procede a iterar los cálculos realizados hasta tener un error menor al 0,01 % entre los datos estimados y los calculados.

A raíz de la iteración mencionada es que se obtienen los siguientes resultados:

Parámetros de diseño del Aerocondensador	Valor	Unidad
<b>Coefficiente Global de transferencia de calor</b>	11,09	W/m <sup>2</sup> K
<b>Temperatura de salida del aire</b>	320,78	K
<b>Área total exterior de transferencia de calor</b>	256.413,43	m <sup>2</sup>
<b>Número de tubos</b>	23.067	[-]

Tabla 4-16: Parámetros de diseño del Aerocondensador

#### 4.3.3.4.10 Diseño del Aerocondensador

Como ya se ha visto la cantidad de calor a considerar es significativa, por lo que requerirá el funcionamiento simultaneo de varios aerocondensadores, lo que genera un alto consumo eléctrico y una disminución de la potencia neta entregada por la planta termosolar.

De momento se han calculado gran parte de las dimensiones del aerocondensador, aunque aún falta por calcular, dentro de otras, el largo total de éste, lo que viene dado por:

$$L_{total} = \frac{n^{\circ} tubos}{6 * 2} * (2 * h_f + D_e + S_f) = 109,27 \approx 110 [m] \quad (4-46)$$

Donde los números 6 y 12 representan el número de filas de los haces de tubos y el número de “tejadros”, respectivamente.

Dado que la longitud total es alta, se opta por dividirla en 5 módulos que operarán en paralelo, con una longitud de 21 [m] cada uno. Cada uno de estos módulos estará provisto de 2 filas de 5 ventiladores cada una, por lo que el aerocondensador estará provisto de 50 ventiladores, esto según catálogo de proveedor [29].

El caudal total de aire que circula por el aerocondensador viene dado por:

$$\dot{V}_{total} = v_{aire} * A_{lat} \left[ \frac{m^3}{h} \right] \quad (4-47)$$

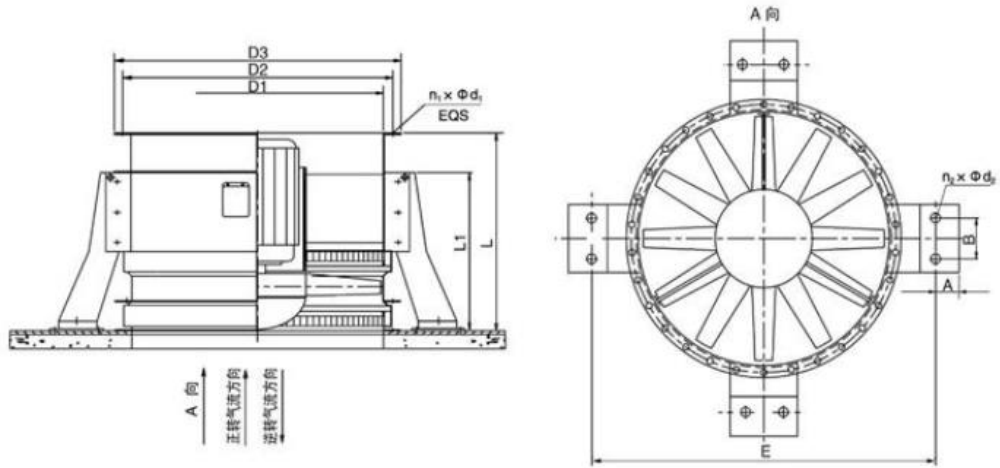
Donde  $v_{aire}=3,5$  [m/s] y  $A_{lat}$  es el área de circulación por los haces de tubos, que viene dada por:

$$A_{lat} = \frac{n^{\circ} tubos}{6} (2h_f + D_e)L = 1.865,12 [m^2] \quad (4-48)$$

Por lo que se obtiene un caudal total de aire de 7.452,76 [m<sup>3</sup>/s]. Dado que son 50 los ventiladores, el flujo por cada uno de ellos será de 149,05 [m<sup>3</sup>/s] o 535.598 [m<sup>3</sup>/h].

Finalmente, y desde catálogo, se escoge un ventilador axial vertical y reversible DTF (R) 2800 – 14.

**Overall Dimensional Diagram of DTF(R) Reversible Axial Fan, Vertical**



*Ilustración 4-13: Diagrama ventilador escogido.*

**Overall Dimensional Table of DTF(R) Reversible Axial Fan, Vertical**

Dimension 尺寸	D1	D2	D3	E	L	L1	A	B	$n_1 \times \Phi d_1$	$n_2 \times \Phi d_2$
机号 Size										
28	2814	2960	3060	3400	2100	950	80	160	42×Φ22	8×Φ24

*Tabla 4-17 : Dimensiones ventilador.*

### DTF(R)-2800-14 可逆转地铁.隧道轴流风机性能曲线

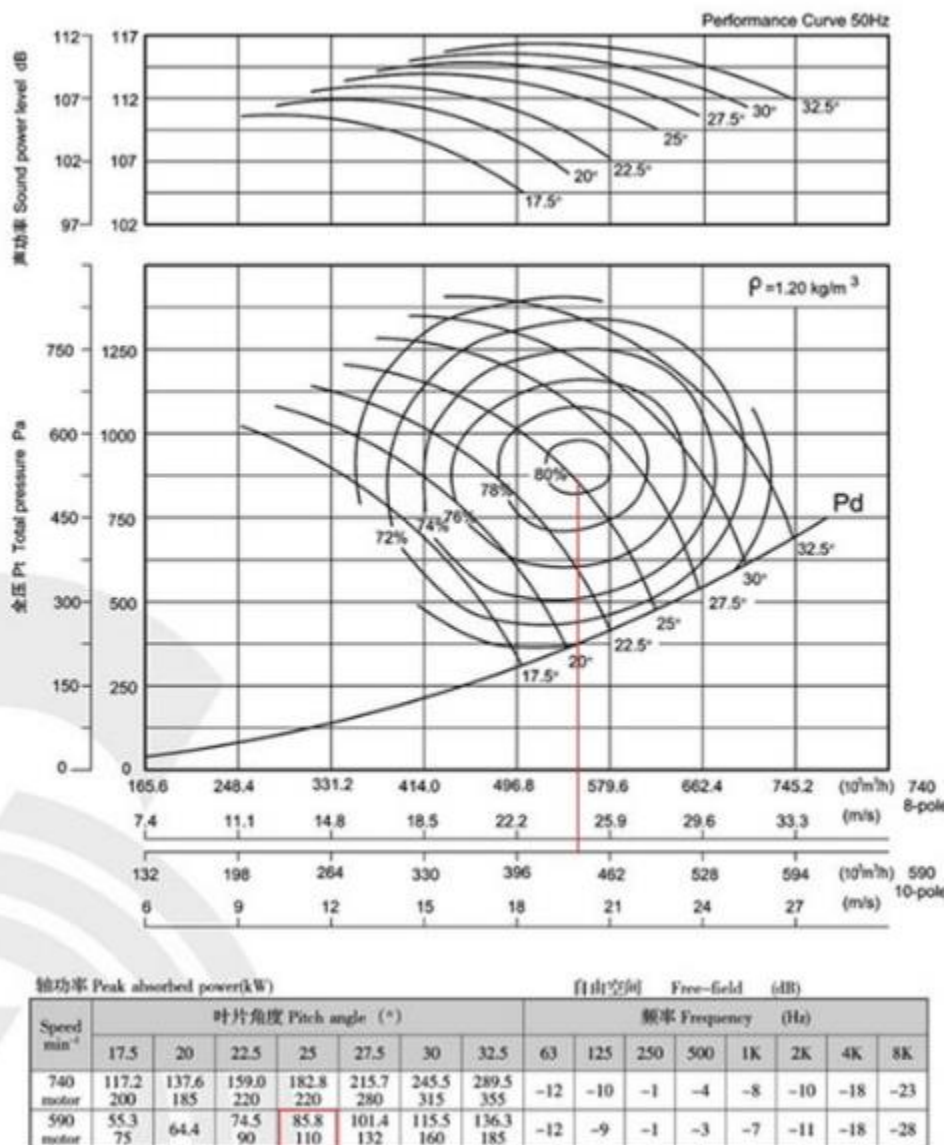


Ilustración 4-14: Curvas características ventilador escogido.

De la curva característica se escoge el ventilador con modelo de motor 590 y se ingresa a la gráfica con el caudal de aire calculado por ventilador hasta cortar con la línea de inclinación de 25°, obteniendo un rendimiento del 80%. Además, para el motor escogido y la inclinación deseada, se muestra un rango de consumo eléctrico del motor, el cual el autor estima en 93 [kW], provocando un consumo total energético de 4.650[kW] en el aerocondensador.

#### 4.3.4 Efecto de la temperatura ambiente

Como bien se dijo el efecto de la temperatura ambiente repercute fuertemente sobre la capacidad de disipar calor en los aerocondensadores, por lo que se pasará a cuantificar su efecto en el caso estudiado.

Para cuantificar la incidencia de la temperatura ambiente en el rendimiento del ciclo de generación y en la potencia generada por el ciclo de potencia se mantendrán constante los parámetros de diseño del condensador, es decir, el coeficiente global de transferencia de calor y el área total de transferencia de calor.

Se debe considerar que a medida que varía la temperatura ambiente, también lo hacen las propiedades físicas del aire, como se puede apreciar en la siguiente tabla:

<i>Propiedades del Aire</i>			
T	T	$\rho$	Cp
°C	K	kg/m <sup>3</sup>	kJ/kg*K
-5	268,15	1,1825	1,0070
0	273,15	1,158	1,0070
5	278,15	1,135	1,0070
10	283,15	1,113	1,0080
15	288,15	1,091	1,0080
20	293,15	1,07	1,0080
25	298,15	1,05	1,0080
30	303,15	1,03	1,0080
35	308,15	1,012	1,0080
40	313,15	0,983	1,0090

Tabla 4-18: Propiedades del aire a distintas temperaturas.

Al volver a analizar las fórmulas que rigen la potencia térmica a disipar por el aerocondensador observamos que a medida que aumenta la temperatura media logarítmica, es decir, a medida que disminuye la temperatura ambiente, el aerocondensador será capaz de disipar más calor del nominal, por lo que no serán necesarios los 50 ventiladores.

En cambio, a medida que disminuye la temperatura media logarítmica el aerocondensador no será capaz de disipar todo el calor, por lo que se tendrá que disminuir el flujo másico de vapor que circule por el bloque de potencia, lo que implica disminuir la potencia generada por la turbina.

Lo anterior se puede observar en la siguiente tabla:

Temperatura [°C]	Pot <sub>th</sub> [MW]	m <sub>vapor</sub>	Pot <sub>e</sub> [MW]	N° Vent
-5	216,93	71,94	50,00	33,34
0	202,56	71,94	50,00	35,71
5	188,13	71,94	50,00	38,45
10	173,70	71,94	50,00	41,64
15	159,22	71,94	50,00	45,43
20	144,67	71,94	50,00	50,00
25	130,08	55,64	38,68	50,00
30	115,35	49,34	34,29	50,00
35	100,50	42,98	29,87	50,00
40	85,42	36,53	25,39	50,00
45	69,93	29,91	20,78	50,00

Tabla 4-19: Efecto de la temperatura ambiente en los aerocondensadores.

Ahora bien, si analizamos el comportamiento de la temperatura ambiental para el 21 de diciembre del 2012, según los datos de GIZ, podemos observar que en más de la mitad del día la temperatura supera los 20°C, aunque no superan los 40 °C, tal como apreciamos en la siguiente tabla:

Temperatura [°C]	Frecuencia	Pot <sub>e</sub> [MW]	Pot <sub>th</sub> [MW]	Horas	Vent [kW]	Bomba [MW]
0 - 10	0%	0	0	0	0	0
10 - 15	28%	50,00	166,46	6,67	4.048,68	1,00
15 - 20	10%	50,00	151,94	2,50	4.437,31	1,00
20 - 25	19%	44,33	137,37	4,50	4.649,89	0,89
25 - 30	14%	36,48	122,72	3,33	4.650,00	0,73
30 - 35	22%	32,08	107,93	5,17	4.650,00	0,64
35 - 40	8%	27,63	92,96	1,83	4.650,00	0,55

*Tabla 4-20: Efecto de la temperatura ambiental en los aerocondensadores durante el solsticio de verano.*

De lo anterior se puede apreciar que en prácticamente 15 h del día el aerocondensador no puede disipar el total de potencia térmica requerido, bajando la producción de la planta. De los 1.200 [MWh] que debiese producir la planta en el día evaluado, produce 1.065,01 [MWh], o sea, la planta trabajaría con una potencia bruta de 44,38 [MWe]. Ahora, el consumo del aerocondensador para el mismo día es de 107,06 [MWh], y se considera una potencia de consumo de la bomba que transporta el líquido desde el condensador hacia el generador de vapor de 1 [MWh], lo que provoca una disminución de la potencia bruta, quedando en 39,03 [MWh] netos.

#### 4.4 Esquema del circuito de condensación complementario

El esquema propuesto consta de 2 tanques que almacenan el fluido enfriado. El primero de ellos es adiabático y tiene por función almacenar el fluido a baja temperatura para su uso en la condensación de la planta termosolar durante el día. El segundo almacena el fluido caliente proveniente del condensador. Además, está el campo de radiadores nocturnos y el intercambiador de calor.

Dada la experiencia de estas aplicaciones en otras partes del mundo se decide que el fluido recircule durante la noche, por lo que el fluido proveniente del 2do estanque se enfría en el campo de radiadores y se almacena en el primer estanque, una vez vaciado el 2do estanque se recirculará el fluido entre el primer estanque y el campo de radiadores. Esto durante la noche. Durante el día no habrá traspaso desde el tanque 1 al campo de radiadores, se evaluará un posible traspaso entre el estanque 2 y el condensador.

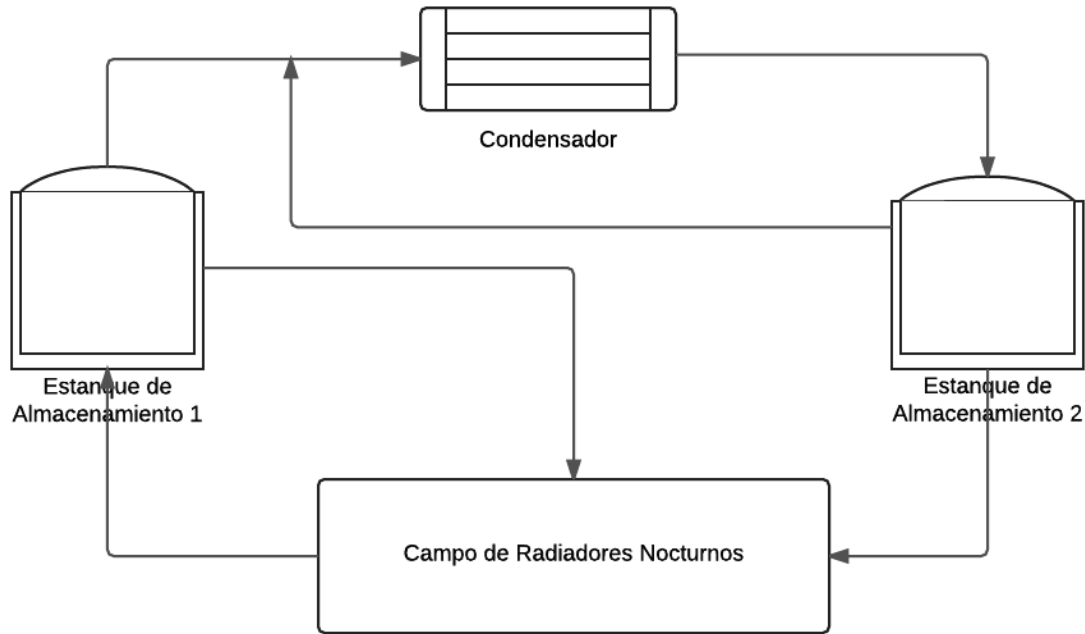


Ilustración 4-15: Esquema de funcionamiento condensador

#### 4.5 Radiador nocturno.

Como ya se ha mencionado se utilizará un colector solar plano modificado para efectuar la radiación a cielo abierto, durante las noches. Para esto se escoge el colector que mejores resultados dio en el trabajo de título "Caracterización del potencial de enfriamiento nocturno de equipos solares comerciales", los paneles de cobre aleteados.

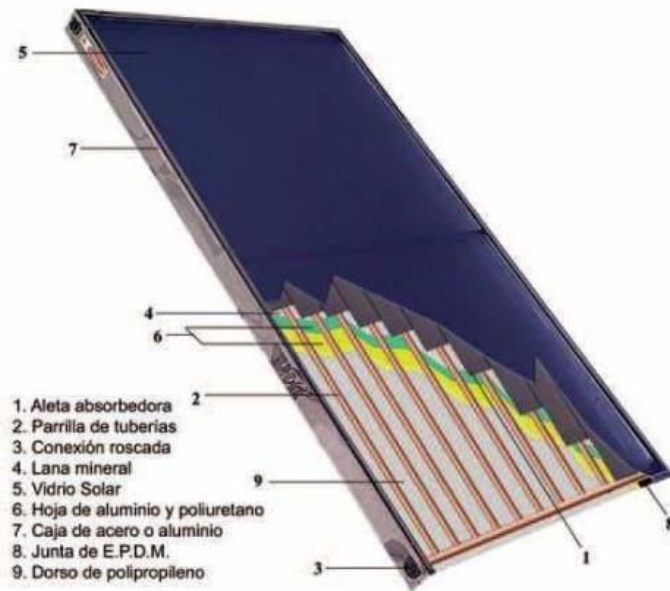


Ilustración 4-16: Colector solar plano.

Dado que dichos paneles no son fabricados para la operación a la que se les someterá, se le deben hacer algunos ajustes. Se debe prescindir de la cubierta transparente, para así evitar la radiación de onda larga, de la carcasa, el cerramiento y las conexiones entre los mismos.

El panel utilizado, específicamente, es del modelo T20C-R de la empresa Termicol S.A. el cual ésta formado por una parrilla de tubos de cobre con aletas del mismo material soldadas por ultra sonido. La unión entre colectores y la parrilla de tubos se realiza mediante soldadura fuerte por capilaridad con aportación de material de alto punto de fusión.

El colector cuenta con una parrilla de 8 canales de cobre de 8 mm de diámetro exterior y 2 colectores, también de cobre, de 18 mm de diámetro, con un volumen de 1,5 l. El tratamiento superficial que se le aplica a las aletas del absorbedor es una aplicación de pintura negra de cromo, la cual posee una emisividad de 0,4 [-].

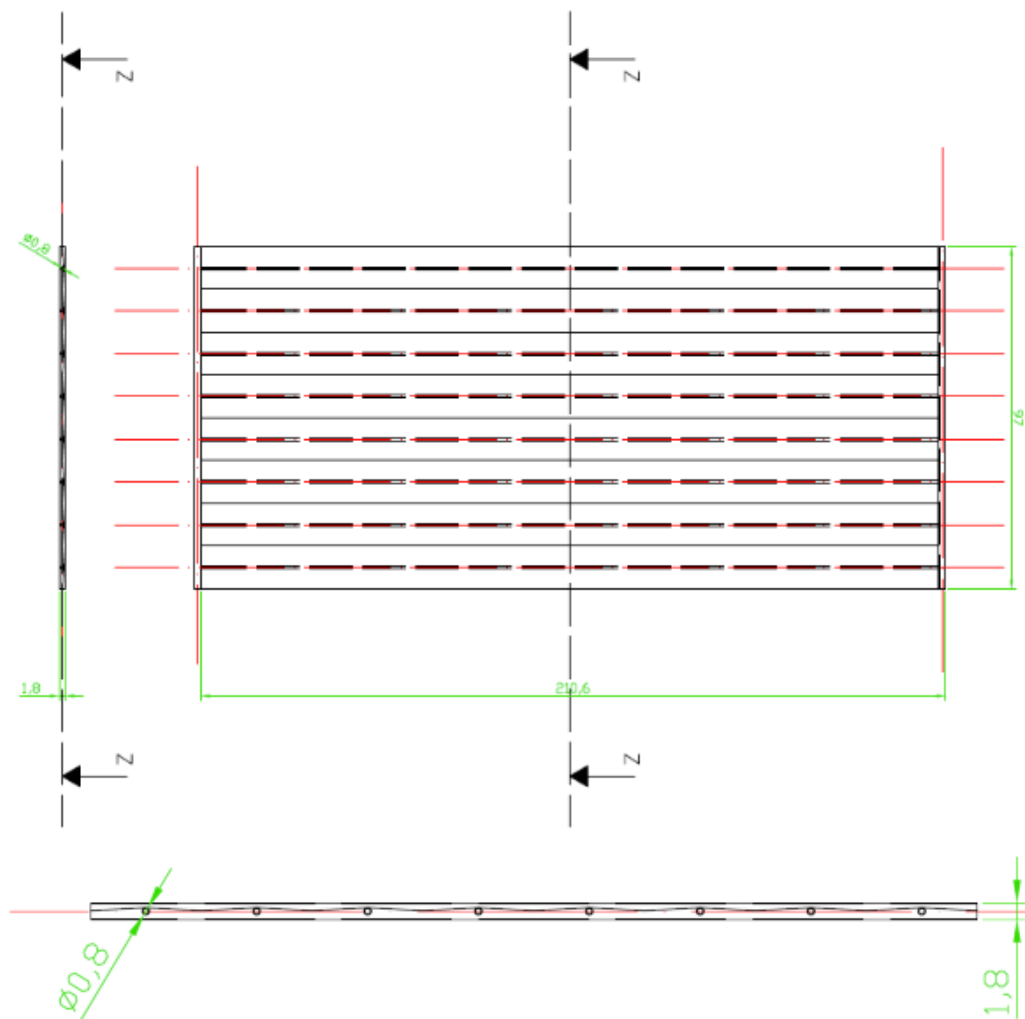


Ilustración 4-17: Plano del radiador nocturno.

## 4.6 Planteamiento de las Ecuaciones

Lo primero a plantear es el balance de energía entre el radiador nocturno y el ambiente. Para esto se harán algunas aproximaciones, la primera de estas es que la temperatura a la entrada y salida del radiador presenta una linealidad, como se expresa en la siguiente ecuación:

$$T_{fm} = \frac{T_{fi} - T_{fo}}{2} \quad (4-49)$$

Siendo:

$T_{fm}$ : Temperatura media del fluido [k]

$T_{fi}$ : Temperatura de entrada del fluido [k]

$T_{fo}$ : Temperatura de salida del fluido [k]

Esto con el fin de eliminar variables. El flujo de calor disipado por el fluido, principal incógnita en este trabajo, se define mediante la siguiente fórmula:

$$\dot{Q}_f = \dot{m} * c_p * (T_{fi} - T_{fo}) \quad (4-50)$$

Donde:

$\dot{Q}_f$ : Flujo de calor disipado por el fluido [kW]

$\dot{m}$ : Masa del fluido [kg/s] ( $\dot{m} = 0,0375$ )

$c_p$ : Calor específico del fluido  $\left[ \frac{kJ}{kgK} \right]$  ( $c_p = 3.559 @ 10^\circ C$ )

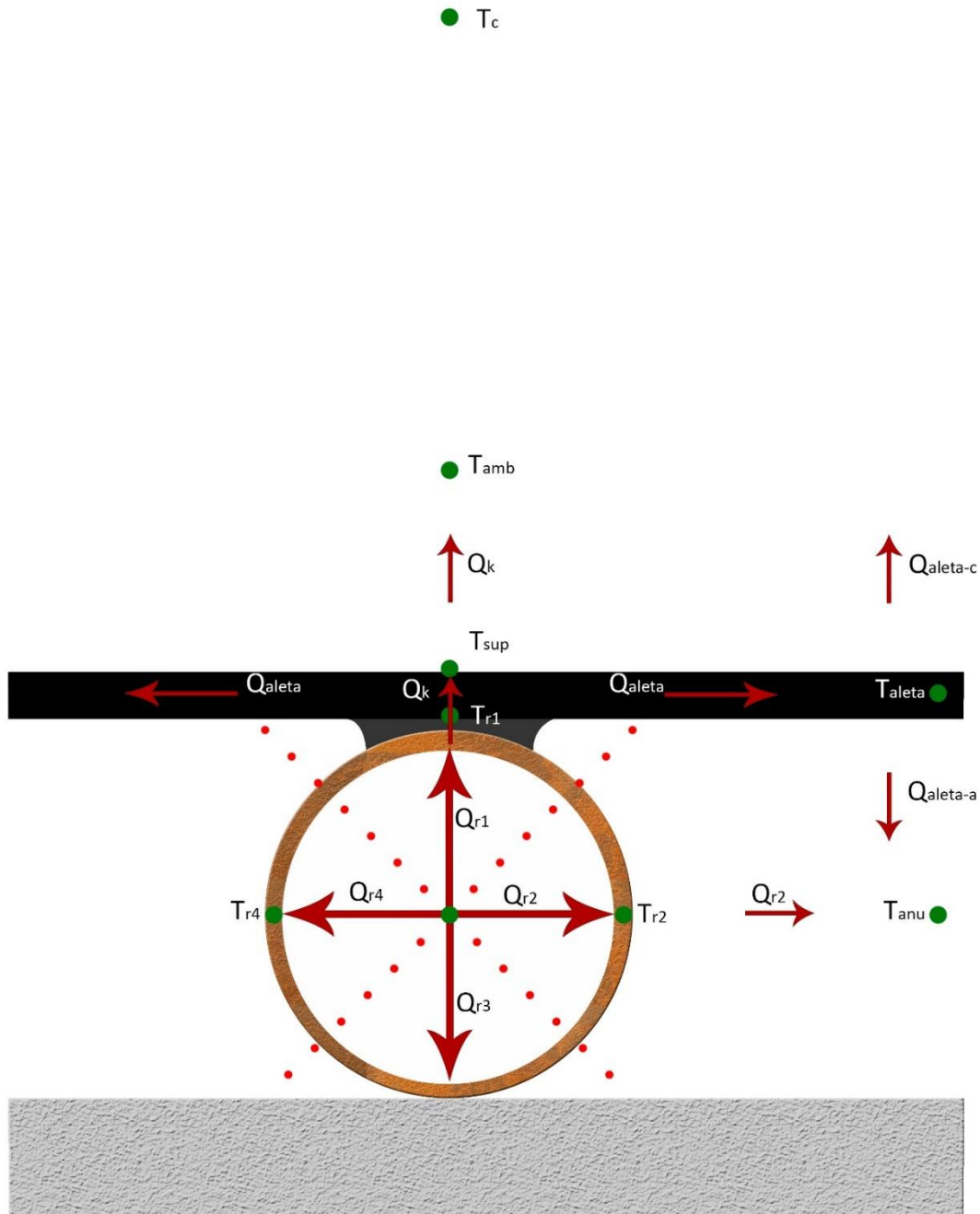


Ilustración 4-18: Balance de energía entre el radiador nocturno y la atmósfera

Dentro de las aproximaciones que se establecieron también está el considerar 4 temperaturas en el tubo de cobre (no se considerará temperatura interior ni exterior de éste), según la división planteada en la ilustración 4-14. Esto da paso a la configuración de 4 flujos de calor radiales, uno por sección, por lo que la temperatura del fluido también puede ser representada mediante la siguiente ecuación:

$$\dot{Q}_f = \dot{Q}_{r1} + \dot{Q}_{r2} + \dot{Q}_{r3} + \dot{Q}_{r4} \quad (4-51)$$

Dada la simetría de la sección seleccionada, se entiende que los flujos  $\dot{Q}_{r2}$  y  $\dot{Q}_{r3}$  son iguales y el de  $\dot{Q}_{r4}$  se hace tender a 0, dado la baja conductancia del aislante térmico ( $k_{\text{aislante}} \approx 0,035$  [W/mK]).

La expresión para cada uno de estos flujos de calor, por definición, es:

$$\dot{Q}_{r1} = h_f * (T_{fm} - T_{r1}) * \frac{\pi * r_{ext} * L}{2} \quad (4-52)$$

$$\dot{Q}_{r2} = h_f * (T_{fm} - T_{r2}) * \frac{\pi * r_{ext} * L}{2}$$

A su vez, cada flujo de calor se equilibra con su alrededor:

$$\dot{Q}_{r1} = \dot{Q}_{aleta} + \dot{Q}_k \quad (4-53)$$

$$\dot{Q}_{r2} = h_{anu} * (T_{r2} - T_{anu}) * \frac{\pi * r_{ext} * L}{2} \quad (4-54)$$

$$\dot{Q}_{aleta} = 2 * \frac{k_{cu}}{d} * (T_{r1} - T_{aleta}) * e_{aleta} * L \quad (4-55)$$

$$\dot{Q}_k = \frac{(T_{r1} - T_{sup})}{\frac{r_{ext} - r_{int}}{k_{cu}} + \frac{e_{sold}}{k_{sold}} + \frac{e_{aleta}}{k_{cu}}} * 2r_{ext} * L \quad (4-56)$$

A su vez estos flujos se relacionan con su entorno mediante las siguientes ecuaciones:

$$\dot{Q}_k = h_{amb} * (T_{sup} - T_{amb}) * 2r_{ext} * L + \varepsilon_{pintura} * \sigma * (T_{sup}^4 - T_c^4) * 2r_{ext} * L \quad (4-57)$$

$$\dot{Q}_{aleta} = 2h_{amb} * (T_{aleta} - T_{amb}) * L * d + 2\varepsilon_{pintura} * \sigma * (T_{aleta}^4 - T_c^4) * L * d \quad (4-58)$$

Por último, se hace un balance de energía en el punto anular (punto medio entre ambos tubos de cobre y entre la aleta y el aislante):

$$h_{anu} * (T_{aleta} - T_{anu}) * L * d + (T_{r2} - T_{anu}) * \frac{\pi * r_{ext} * L}{2} = 0 \quad (4-59)$$

Donde:

$\dot{Q}_{r1}$ : Flujo de calor por la zona 1 [kW]

$\dot{Q}_{r2}$ : Flujo de calor por la zona 2 [kW]

$\dot{Q}_{r3}$ : Flujo de calor por la zona 3 [kW] ( $\dot{Q}_{r3} \approx 0$  kW)

$\dot{Q}_{r4}$ : Flujo de calor por la zona 4 [kW] ( $\dot{Q}_{r4} = \dot{Q}_{r2}$ )

$\dot{Q}_{aleta}$ : Flujo de calor disipado por la aleta [kW]  
 $\dot{Q}_k$ : Flujo de calor en el sub conjunto tubo de cobre, soldadura y alta [kW].  
 $\varepsilon_{pintura}$ : Emisividad de la pintura recubridora de la aleta [-] ( $\varepsilon_{pintura}=0,4$ )  
 $\sigma$ : Constante de Steffan-Boltzman [ $W/m^2K^4$ ] ( $5,67 \cdot 10^{-8} W/m^2K^4$ )  
 $T_{sup}$ : Temperatura del lado superior de la aleta [K]  
 $T_c$ : Temperatura efectiva de cielo [K]  
 $h_{amb}$ : Entalpía del aire ambiente [ $kW/m^2K$ ]  
 $T_{amb}$ : Temperatura ambiente [K]  
 $T_{r1}$ : Temperatura del sub conjunto tubo de cobre, soldadura y aleta [K]  
 $r_{ext}$ : Radio exterior del tubo de cobre [m] ( $r_{ext}= 0,008$  m)  
 $r_{int}$ : Radio interior del tubo de cobre [m] ( $r_{int}= 0,006$  m)  
 $k_{cu}$ : Conductividad térmica del cobre [ $W/m^2k$ ] ( $k_{cu}= 300$  W/mK)  
 $e_{sold}$ : Espesor de soldadura [m] ( $e_{sold}= 0,002$  m)  
 $k_{sold}$ : Conductividad térmica de la soldadura [ $W/m^2k$ ] ( $k_{sold}= 65$  W/mK)  
 $e_{aleta}$ : Espesor de la aleta [m] ( $e_{aleta}= 0,01$  m)  
 $d$ : Distancia entre la vertical perpendicular al eje del tubo y el punto medio entre dicha vertical y la del siguiente tubo [m] ( $d = 0,06$  m)  
 $T_{aleta}$ : Temperatura de la aleta a una distancia  $d$  [K]  
 $L$ : Largo del radiador nocturno [m] ( $L=2,106$  m)

Dada complejidad del anterior sistema de ecuaciones es que se pasará a resolver en Matlab. Tanto la temperatura ambiental (de bulbo seco), como la humedad relativa y la velocidad del viento fueron obtenidos a partir de la Campaña de medición del recurso solar y eólico realizadas por el Ministerio de Energía con el apoyo de la Cooperación Internacional Alemana (GIZ) [25].

El aire presenta 2 coeficientes de calor por transferencia de calor por convección, uno forzado ( $h_{amb}$ ), dado la acción del viento, y uno natural, dentro del radiador ( $h_{anu}$ ). Los cuales se calculan mediante las siguientes relaciones:

$$N_u = \frac{h * L}{k} \quad (4-60)$$

$$N_{u1} = 0,023 * R_e^{0,8} * P_r^{0,3} \quad (4-61)$$

$$R_e = \frac{4\dot{m}}{\pi d \mu} \quad (4-62)$$

$$N_{u2} = 0,068 * R_{aL}^{1/3} \quad (4-63)$$

$$R_{aL} = \frac{g * \beta * (T_{aislante} - T_{aleta}) * L_c^3}{\nu^2} * P_r \quad (4-64)$$

$$\beta = \frac{1}{(T_{aislante} + T_{aleta})/2} \quad (4-65)$$

Donde:

$N_u$ : Número de Nusselt [-]  
 $N_{u1}$ : Número de Nusselt para placa plana [-]  
 $N_{u2}$ : Número de Nusselt para recinto cerrado [-]  
 $R_e$ : Número de Reynolds [-]  
 $R_{aL}$ : Número de Rayleigh para recinto cerrado [-]  
 $P_r$ : Número de Prandtl [-]  
 $h$ : Coeficiente de transferencia de calor por convección [W/m<sup>2</sup>K]  
 $L$ : Largo del radiador [m] (L=2,106 m)  
 $k$ : Conductividad térmica [W/mK] ( $k_{cu}$ = 300 W/mK)  
 $g$ : Aceleración de gravedad [m/s<sup>2</sup>] ( $g$ = 9,81 m/s<sup>2</sup>)  
 $\beta$ : Coeficiente de expansión volumétrica [1/K]  
 $L_c$ : Distancia vertical [m] ( $L_c$ = 0,026 m)

Cabe destacar que se ocupará una mezcla de agua con mono-etilenglicol al 34% de porcentaje volumétrico de la mezcla. El número de Nusselt para tubos lisos presenta una leve variación respecto al de placa plana, por lo que el coeficiente de convección para el glicol viene dado por:

$$h_f = \frac{k_f}{D} * 0,023 * R_e^{0,8} * P_r^{1/3} \quad (4-66)$$

Donde:

$k_f$ : Conductividad térmica del monoetilenglicol al 34% [W/mK]

$D$ : Diámetro de tubería [m] (D= 0,016 m)

Por último, los rangos de los coeficientes de transferencia de calor y del calor específico del glicol vienen dados por las siguientes tablas:

Temperaturas [°C]	$h_{amb}$ [W/m <sup>2</sup> K]	$h_{anu}$ [W/m <sup>2</sup> K]
-10 – 0	9,44* $V_{viento}^{0,8}$	0,9
0 – 10	8,74* $V_{viento}^{0,8}$	0,84
10 – 20	8,33* $V_{viento}^{0,8}$	0,83
20 – 30	7,05* $V_{viento}^{0,8}$	0,81
30 - 40	7,17* $V_{viento}^{0,8}$	0,8

Tabla 4-21: Coeficientes de transferencia de calor según temperatura ambiental y anular.

Temperaturas [°C]	$c_p$ [W/m <sup>2</sup> K]	$h_{fm}$ [W/m <sup>2</sup> K]
-5 – 15	3.560	481,85
15 – 30	3.620	690,12
30 – 50	3.680	836,16
50 – 70	3.730	1.034,72

Tabla 4-22: Coeficiente de transferencia de calor y Calor específico del fluido a diferentes temperaturas.

### 4.6.1 Resultados obtenidos

El sistema de ecuaciones ingresado en Matlab es evaluado en los dos solsticios y los 2 equinoccios, según los datos aportados por GIZ. Además, la temperatura de entrada de 30° C. Para estos días, los flujos de calor obtenidos son:

Fechas	$Q_f$ [W]	$T_s$ [°C]
21 – 09 – 2012	3.157,25	6,37
21 – 12 – 2012	2.160,48	14,76
21 – 03 – 2013	2.266,10	14,17
21 – 06 – 2013	3.979,28	0,59

Tabla 4-23: Flujo de calor cedido al ambiente durante las noches.

Donde el primer término es el calor cedido durante la noche por el radiador, y el segundo es el calor cedido por metro cuadrado.

En los siguientes gráficos se observará el comportamiento de la temperatura ambiente, la temperatura de cielo y la temperatura de salida del fluido durante una noche. Se debe recordar que la simulación realizada contempla recirculación del fluido, y se realiza con una temperatura de entrada del fluido a 300 k, posteriormente se modificará dicha temperatura según sea el caso descrito.

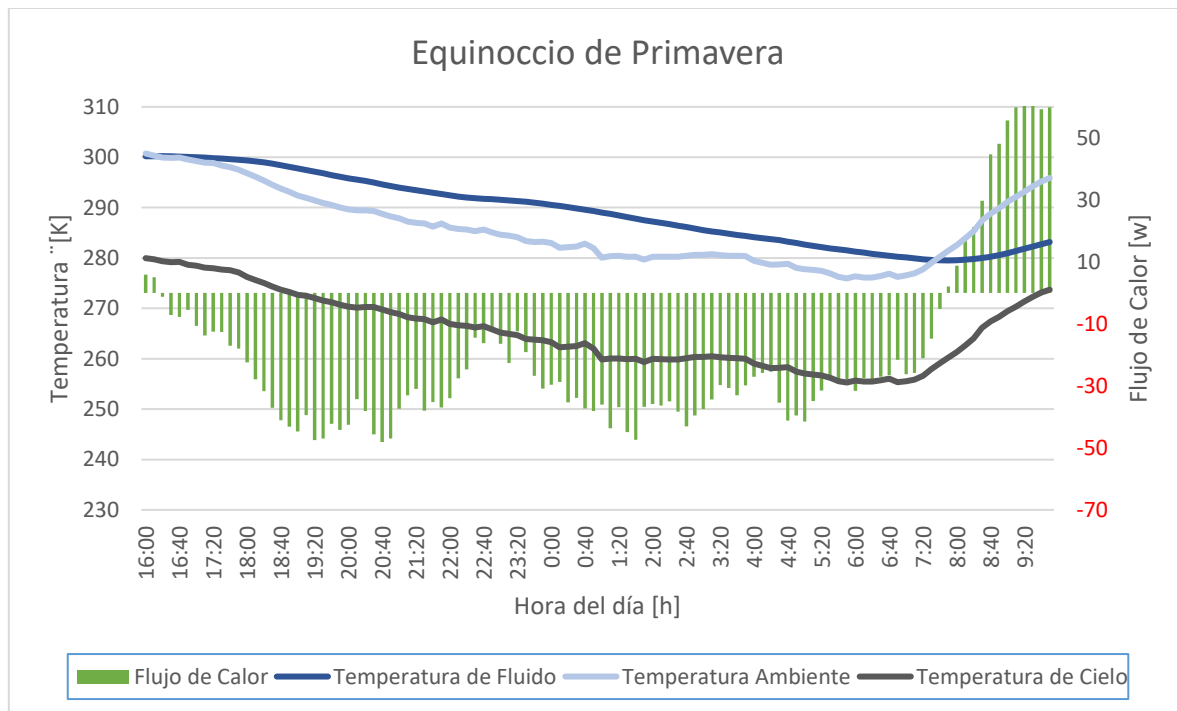
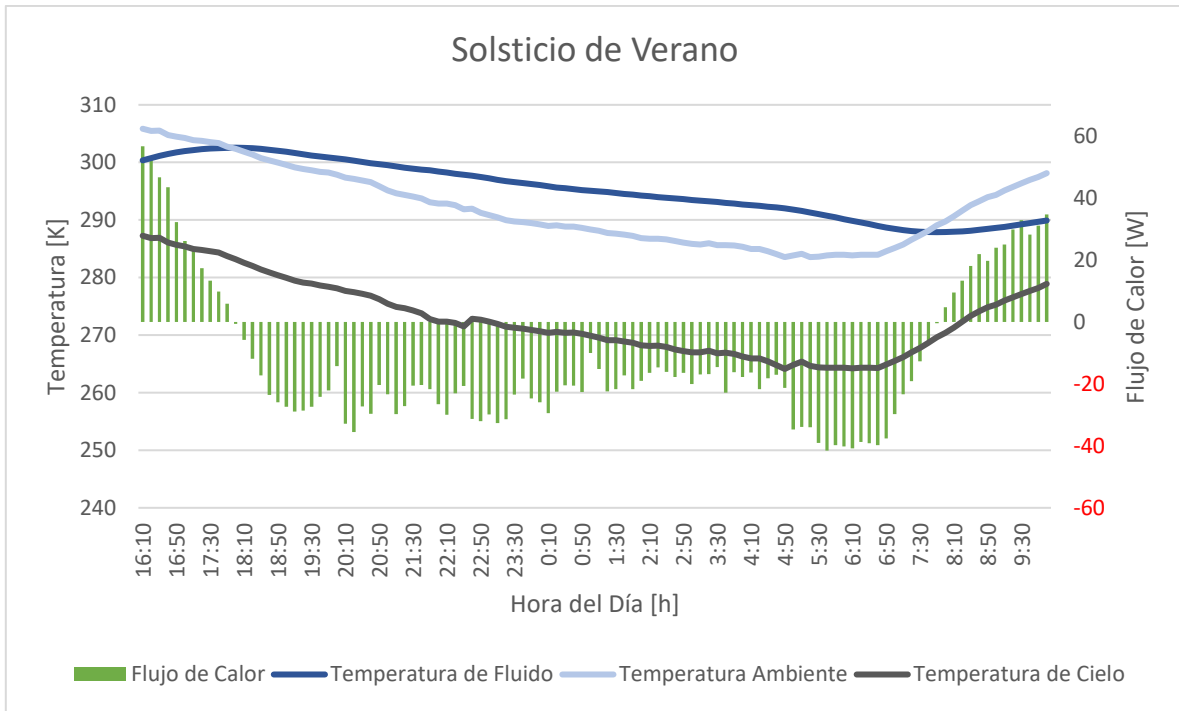
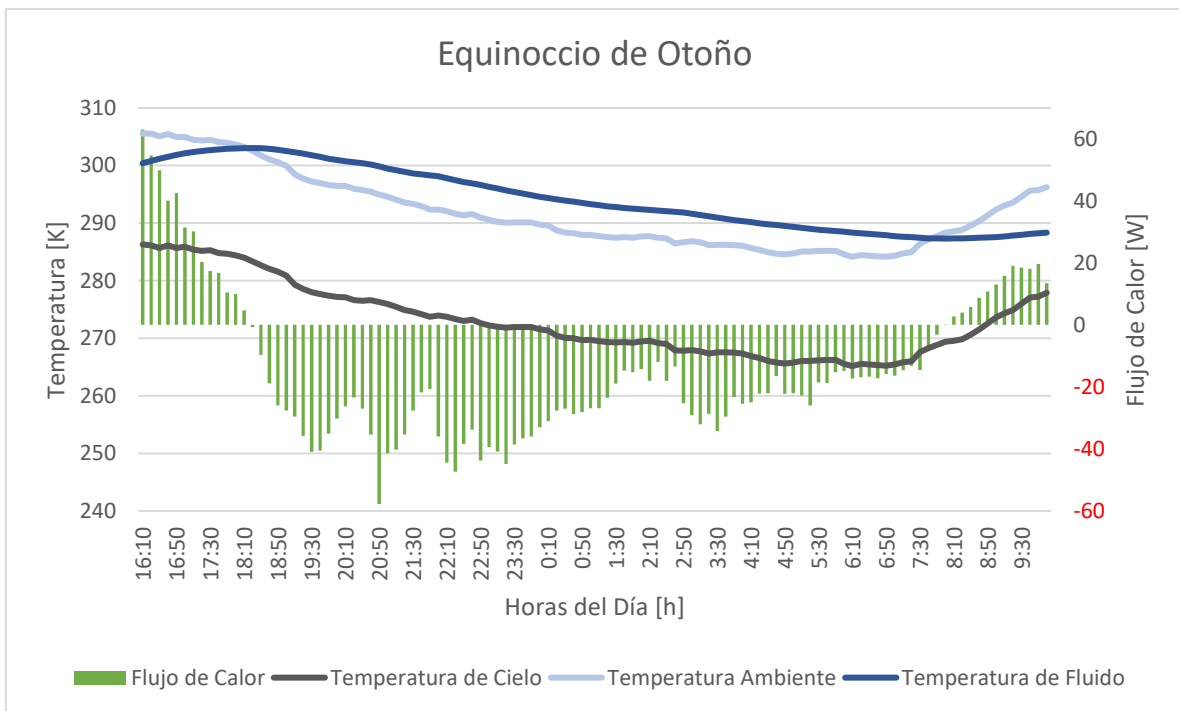


Gráfico 6: Variación de temperaturas durante el equinoccio de primavera.



*Gráfico 7: Variación de temperaturas durante el solsticio de verano*



*Gráfico 8: Variación de temperaturas durante el equinoccio de otoño.*

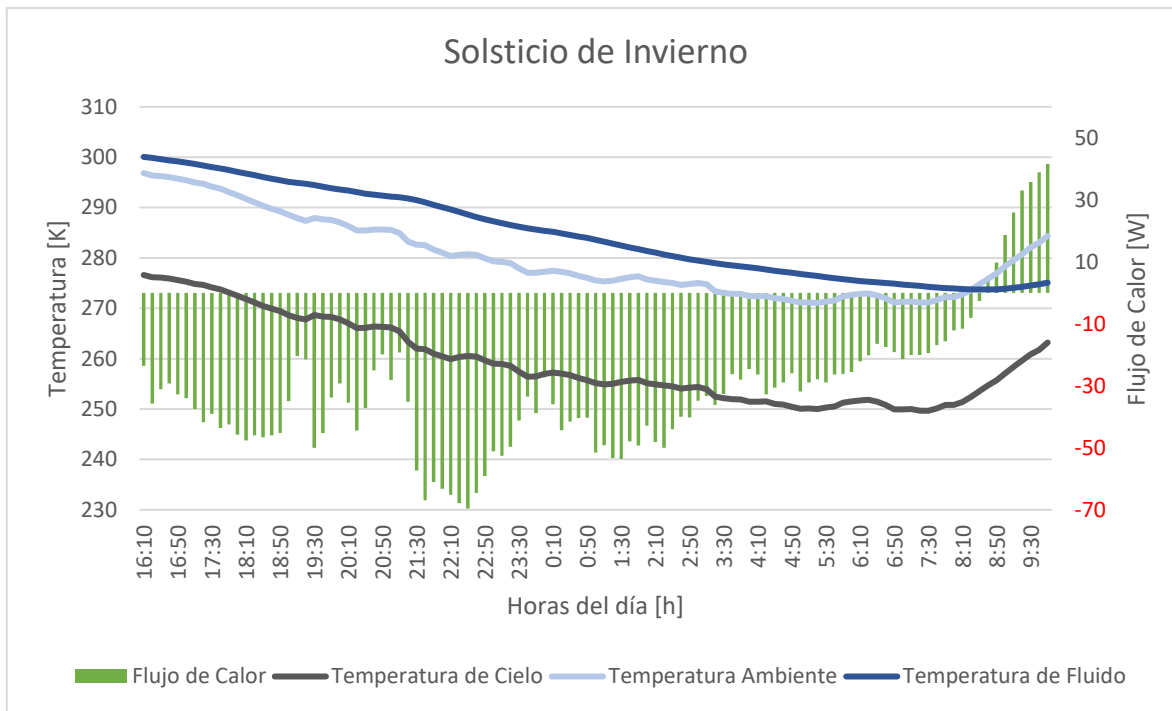


Gráfico 9: Variación de temperaturas durante el solsticio de invierno.

Al observar los gráficos rápidamente se percata que la temperatura de fluido, llegado un punto, desciende bajo la temperatura ambiente. Si bien este fenómeno puede parecer extraño, en el estado del arte de este trabajo ya se había anticipado la posibilidad de que este fenómeno ocurriese, al menos por algunos instantes (en el caso estudiado por un par de horas).

Por otra parte, el flujo de calor cedido en el lapso de tiempo medido (el cual se ve representado por las barras verdes en los gráficos) es negativo sólo en ciertos momentos del día, y en la totalidad de la noche. Para poder maximizar el calor total cedido al ambiente, mediante radiación nocturna, se precisa operar el radiador entre los horarios donde el flujo sea negativo.

#### 4.6.2 Validación de los resultados

Durante el 2015, y en la Sede José Miguel Carrera de la Universidad Técnica Federico Santa María, se realizaron ensayos de radiación nocturna mediante un colector solar acomodado para el funcionamiento como radiador nocturno (bastante similar a lo explicado previamente). Dichos ensayos se realizaron en junio, donde se realizaron mediciones de temperatura a la entrada y salida del radiador, temperatura ambiente de bulbo seco y humedad relativa. Para poder aplicar el modelo realizado fue necesario conseguir datos de velocidad del viento en la zona, los que se obtuvieron a partir de la página de la Dirección Meteorológica de Chile [30]. De los datos obtenidos por Matías Flores G. (estudiante a cargo de los ensayos) se observa que el máximo delta de temperatura es de  $9,79^\circ$ , y se da entre las 19.00 h y las 10.00 h, mientras que, al simular el modelo planteado, el máximo delta es de  $8,5^\circ$ , en el mismo rango horario.

Al realizar la validación del modelo planteado con los ensayos realizados se presentan un par de inconvenientes, como no tener los datos de velocidad del viento para la misma noche de las

mediciones, o no conocer la velocidad del fluido. Pese a esto la diferencia entre el delta temperaturas obtenido es de 1,29, lo que implica un error del 13,17%.

Dado los resultados obtenidos, lo mencionado en el párrafo anterior y lo ya detallado en este trabajo, como lo son las aproximaciones establecidas en el modelo planteado, es que se entiende que el error obtenido es bajo, lo cual valida el modelo presentado.

### 4.6.3 Análisis

Al hacer un primer análisis de los datos obtenidos, y compararlos con los datos obtenidos para el aerocondensador, podemos obtener una primera mirada general del problema.

Temperatura	Porcentaje	Pot th	Pot e	hr
<b>0 - 10</b>	0	0	0	0
<b>10 - 15</b>	28%	166,46	50,00	6,67
<b>15 - 20</b>	10%	151,94	50,00	2,50
<b>20- 25</b>	19%	137,37	44,33	4,50
<b>25 - 30</b>	14%	122,72	36,48	3,33
<b>30 - 35</b>	22%	107,93	32,08	5,17
<b>35 - 40</b>	7,6%	92,96	27,63	1,83

Tabla 4-24: Potencia térmica a disipar, solsticio de verano.

Según la anterior tabla, se puede calcular que durante 14,83 [h] la temperatura supera a la temperatura de diseño de los aerocondensadores, por lo que la potencia térmica que no pueden disipar es de 460,98 [MWh<sub>th</sub>], el equivalente a 31,08 [MW<sub>th</sub>], ahora, para la misma fecha y a través de radiación nocturna, se pueden disipar 730,35 [W/m<sup>2</sup>]. Dado que las máximas temperaturas alcanzadas durante el solsticio de verano son de 40 [°C], donde para dicha temperatura el aerocondensador no es capaz de disipar 59,24 [MW<sub>th</sub>], es dicha potencia la que se buscará disipar durante las horas en que la temperatura ambiente supera la de diseño.

Para disipar la energía térmica requerida se precisa de un equipo de intercambio de calor, donde lo usual, en plantas de generación eléctrica, son intercambiadores de calor de tubo y carcasa, de paso simple [26].

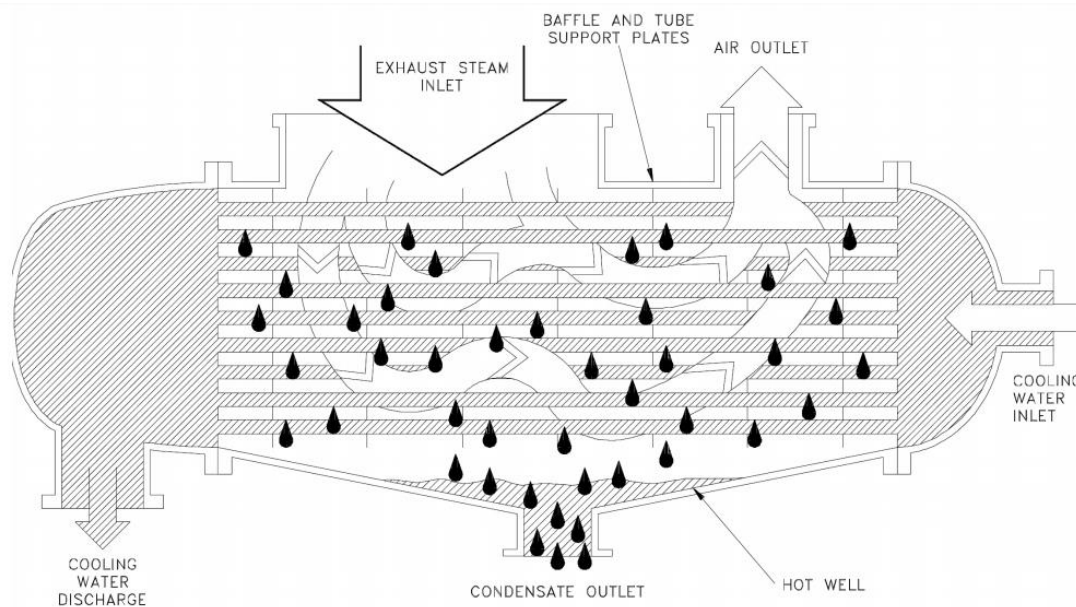


Ilustración 4-19: Condensador de vapor de paso simple.

## 4.7 Nuevo sistema de condensación

Tal como se comprobó previamente los aerocondensadores no son capaces de disipar la totalidad de la energía necesaria para el óptimo funcionamiento de la planta termosolar y, dado que los resultados del capítulo anterior son positivos, es que se procede a dimensionar el flujo másico necesario para que un intercambiador de calor pueda disipar la energía térmica requerida.

Se estudiarán particularmente 2 casos: Un intercambiador de calor de tubos y carcasa y un intercambiador de tubos concéntricos. Este último con el fin de modificar la estructura del aerocondensador, añadiendo un tubo concéntrico, de menor tamaño, al tubo aleteado en donde se condensa el vapor proveniente de la turbina.

### 4.7.1 Intercambiador de Calor de Tubos y carcasa.

Según literatura, para los intercambiadores de calor utilizados en la condensación de vapor de una central térmica, el valor típico de la eficiencia es del 63%. Además, se deben tener en cuenta las siguientes consideraciones:

Área de transferencia de calor [ft <sup>2</sup> ]	Diámetro de tubería [plg]			
	5/8	3/4	7/8	1
100	6 a 10	6 a 10		
1.000	8 a 14	8 a 14		
3.000		12 a 18	12 a 18	
5.000		14 a 20	14 a 20	14 a 20
14.000		16 a 22	16 a 22	16 a 22
30.000			22 a 28	22 a 28
100.000			24 a 30	24 a 30

Tabla 4-25: Rango de largo de tubo en condensadores.

Fuente: Manual del Ingeniero Químico, Perry.

Donde el largo de los tubos se encuentra expresado en pies.

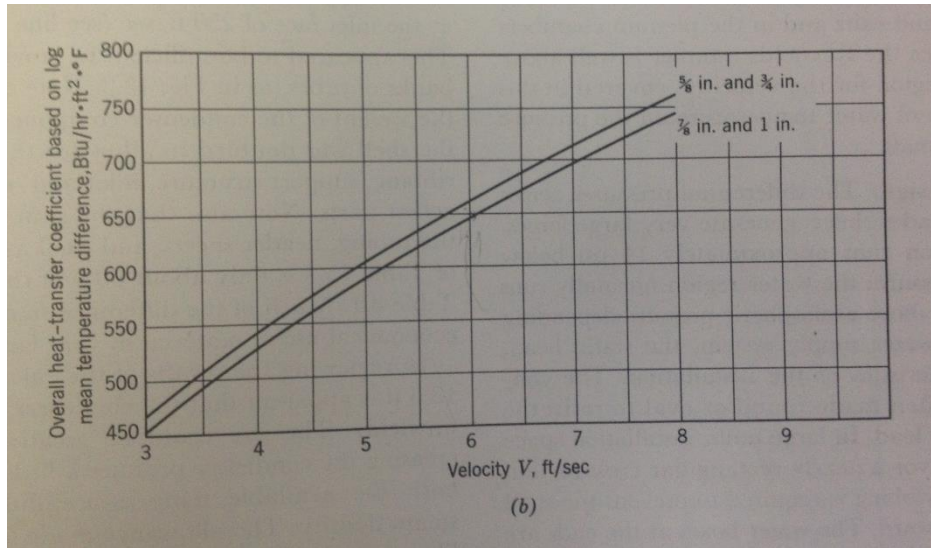


Ilustración 4-20: Coeficiente global de transferencia de calor según velocidad en tubos.

Fuente: Manual del Ingeniero Químico, Perry.

Por último, para configuraciones triangulares de los tubos, y con una separación de 1,25 veces el diámetro externo del tubo, se tiene:

$$C = 0,75 \frac{D}{d} - 36 \quad (4-67)$$

Donde D es el diámetro externo del haz, y d el diámetro externo del haz de tubos. El intervalo de seguridad de C es:  $-24 \leq C \leq 24$ . Y para intercambiadores de un paso se tiene:

$$N_t = 1,298 + 74,86C + 1,283C^2 - 0,0078C^3 - 0,0006C^4 \quad (4-68)$$

Donde  $N_t$  es el número de tubos del intercambiador.

Luego es necesario calcular el flujo másico de glicol, por lo que se procede a iterar valores según las siguientes fórmulas:

$$\dot{Q}_{int.calor} = \dot{m}_{fm} * c_{p_{fm}} (T_{fm-o} - T_{fm-i}) \quad (4-69)$$

$$\dot{Q}_{int.calor} = U * A * \frac{T_{fm-o} - T_{fm-i}}{\ln \left( \frac{T_{condensación} - T_{fm-i}}{T_{condensación} - T_{fm-o}} \right)} \quad (4-70)$$

Donde el área viene dada por la sumatoria de las áreas transversales de los tubos interiores.

Se dimensiona, a continuación, el intercambiador de calor capaz de disipar la energía térmica en la condensación que se denominará de respaldo, previamente definida. Por tanto, el intercambiador

debe ser capaz de disipar los 59,24 [MW] durante las 14,83 [h] que la temperatura ambiente supera la de diseño.

Se escoge un diámetro de tubo de una pulgada, y se realizan las comparaciones para los rangos permitidos de C, obteniendo:

Parámetro	Valor	Unidad
<b>C</b>	10,70	[-]
<b>d</b>	0,0254	M
<b>D</b>	1,58	M
<b>Nt</b>	931	-
<b>A</b>	679,52	m <sup>2</sup>
<b>Q<sub>Cond</sub></b>	59.241.409	W
<b>U</b>	2.555	W/m <sup>2</sup> K
<b>T cond</b>	85,94	°C
<b>T in</b>	16	°C
<b>T out</b>	72,64	°C
<b>ΔTm</b>	34,13	K
<b>V</b>	0,91	m/s
<b>Q<sub>Int.calor</sub></b>	59.241.409	W
<b>Q<sub>glicol</sub></b>	59.241.409	W
<b>m<sub>fm</sub></b>	458,66	kg/s
<b>Volumen</b>	37.279,59	m <sup>3</sup>

Tabla 4-26: Parámetros Intercambiador de calor.

Donde los 2 últimos flujos de calor son los calores cedidos por el intercambiador y por el glicol, respectivamente. Se busca que ambos flujos se iguales entre sí y con el flujo de calor que se busca ceder en el condensador. Para lo anteriores cálculos se consideró un largo de tubo de 30 pies.

Como dato, en el trabajo de título “Estudio de la viabilidad de la implementación de un sistema de refrigeración del condensador de una planta termosolar basado en el enfriamiento nocturno” se modeló la disipación de energía mediante una balsa de 40.000 [m<sup>3</sup>], para disipar la energía térmica generada por una planta termosolar de 11 [MWe]. Otro dato a considerar, relevante en este estudio, es el agua de reposición, dada la escasez hídrica en la zona. Para una planta termosolar con torre de enfriamiento húmeda, se considera que la reposición de agua, por MWh generado es del orden de 3 m<sup>3</sup>[28], por lo tanto, para nuestra planta sería un consumo diario de 3.600 m<sup>3</sup> de agua, algo imposible para la zona. Por su parte, el intercambiador de tubos y carcasa no presenta pérdidas por evaporación en los rangos considerados, por lo que el agua de reposición es mínima, pudiendo operar sin problemas en la zona evaluada.

#### 4.7.1.1 Intercambiadores de calor en serie

Con el fin de presentar una mayor confiabilidad al sistema es que se estudia el efecto de disponer de dos intercambiadores de calor, idénticos, de tubos y carcasa operando en serie, donde el primer intercambiador disipará una mayor energía térmica, y el segundo se encargará de disipar la diferencia. Cada uno, por sí solo, será capaz de disipar un alto porcentaje de la energía térmica, por lo que al fallar alguno, no se presentarán perjuicios mayores a la central.

Parámetro	1° Intercambiador	2° Intercambiador	Unidad
<b>C</b>	6,54		-
<b>d</b>	0,0254		m
<b>D</b>	1,44		m
<b>Nt</b>	543		-
<b>A</b>	395,91		m <sup>2</sup>
<b>Q</b>	43,85	15,4	MW
<b>U</b>	2.555		W/m <sup>2</sup> K
<b>T cond</b>	85,94		°C
<b>T in</b>	16,00	61,40	°C
<b>T out</b>	61,40	77,31	°C
<b>ΔTm</b>	43,35	15,22	K
<b>Velocidad</b>	0,91		m/s
<b>Q<sub>Int.calor</sub></b>	43,85	15,4	MW
<b>Q<sub>glicol</sub></b>	43,85	15,4	MW
<b>m<sub>fm</sub></b>	265,23		kg/s
<b>Volumen</b>	18.101,21		m <sup>3</sup>

Tabla 4-27: Parámetros Intercambiadores en serie.

Dentro de las ventajas adicionales que tiene esta configuración respecto a la anterior, además de lo ya mencionado, es la disminución del flujo másico requerido, en un 40%, al igual que el volumen térmico a almacenar.

Tal como se puede observar, el primer intercambiador es capaz de disipar el 74,02% de la energía térmica total, por lo que al fallar uno de los intercambiadores se podría suplir en dicho porcentaje la demanda energética de la planta.

#### 4.7.2 Intercambiador de tubos concéntricos.

Otra alternativa a barajar es la instalación de un tubo concéntrico, por donde fluya glicol, al tubo aleteado por donde fluye el condensado. Para esto es necesario aumentar el diámetro del tubo anteriormente escogido, donde según catálogo, se escoge uno con las siguientes características:

Tabla 4-28: Dimensiones de tubos de aerocondensador.

Dimensiones de los tubos	Valor	Unidad
<b>Diámetro del tubo base, De</b>	50,80	mm
<b>Altura de aleta, hf</b>	15,80	mm
<b>Número de aletas por metro, Nf</b>	473	-
<b>Longitud del tubo, L</b>	9,55	m
<b>Espesor del tubo, et</b>	6,00	mm
<b>Espesor de aleta, ef</b>	0,30	mm
<b>Espacio entre puntas de aleta, Sf</b>	6,50	mm
<b>Número de aletas totales por tubo, Nftubo</b>	4572	-
<b>Diámetro interior de tubo, Di</b>	0,043	m
<b>Área interior de tubo, Ai</b>	1,29	m <sup>2</sup>
<b>Área de una aleta, Af</b>	0,0074	m <sup>2</sup>

Área exterior de tubo, Ae	35,32	m <sup>2</sup>
---------------------------	-------	----------------

Lo que da por resultado:

$$U = 7,49 \text{ [W/m}^2\text{K]}$$

$$A = 379.294,46 \text{ [m}^2\text{]}$$

$$T_m = 60,46 \text{ [K]}$$

$$N^\circ \text{ Tubos} = 10.678 \text{ [-]}$$

$$N^\circ \text{ Ventiladores: } 39 \text{ [-]}$$

Para el intercambiador de calor de doble tubo, o tubos concéntricos se recomienda un diámetro de 1 ¼", para el diámetro exterior escogido [29]. Con lo que se procede a calcular el coeficiente global de transferencia de calor:

$$\frac{1}{U_2} = \frac{1}{h_v} + \frac{D_p \ln\left(\frac{d_e}{d_i}\right)}{2k_{Cu}} + R_{D_o} + \frac{D_p}{h_f * d_p} + R_{D_i} \left[ \frac{W}{m^2 K} \right] \quad (4-71)$$

Donde:

$h_f$ : Coeficiente de transferencia de calor por convección del glicol [W/m<sup>2</sup>K] ( $h_f=55.885,6$ )

$h_v$ : Coeficiente de transferencia de calor por convección del vapor [W/m<sup>2</sup>K] ( $h_v=312,62$ )

$D_p$ : Diámetro exterior del tubo interior del intercambiador de calor [m] ( $D_p=0,03175$ )

$d_p$ : Diámetro interior del tubo interior del intercambiador de calor [m] ( $d_p=0,03000$ )

$k_{Cu}$ : Coeficiente de transferencia de calor por conducción del cobre [W/mK] ( $k=300$ )

Para el cálculo del coeficiente de transferencia de calor por convección se utilizará la siguiente expresión:

$$h_i = J_H \left(\frac{k}{d_i}\right) R_e \left(\frac{C_p \mu}{k}\right)^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0,14} \quad (4-72)$$

Donde  $J_H$  depende del número de Reynolds según la siguiente gráfica:

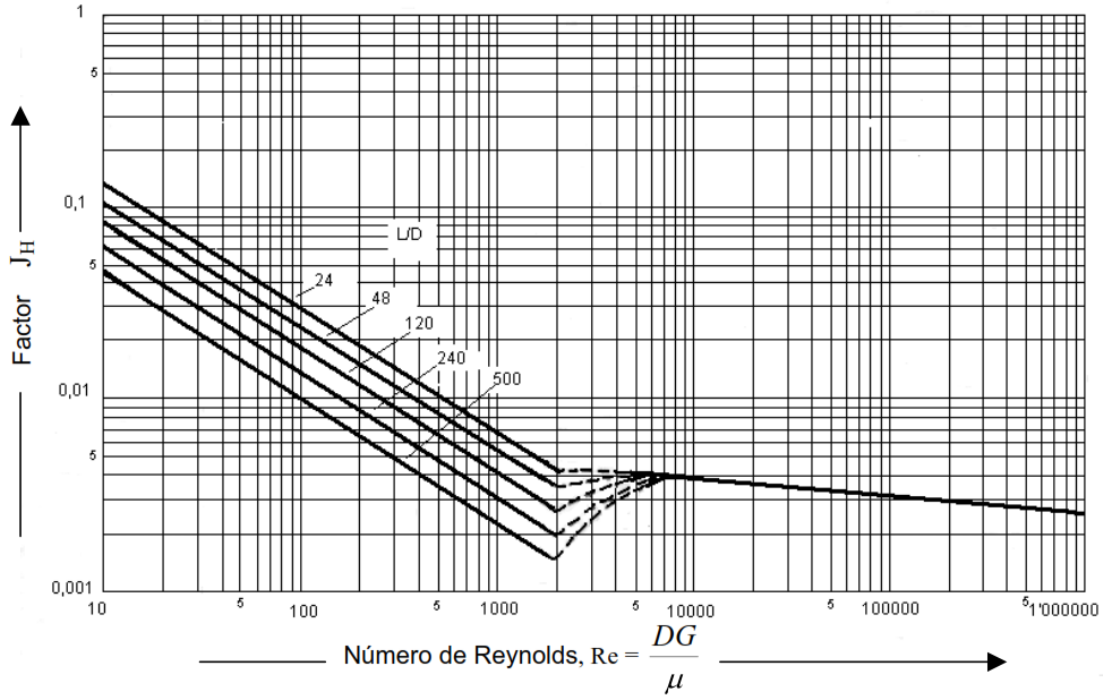


Ilustración 4-21: Factor Jh en tubos.

El número de Reynolds viene dado por:

$$Re = \frac{d_i G}{\mu} \quad (4-73)$$

Donde G es la velocidad másica del fluido expresada en kg/s.m<sup>2</sup>.

Se obtiene un número de Reynolds de 11.726 [-], lo que implica un factor de 0,004 [-] y un coeficiente de transferencia de calor por convección de 244,08 [W/m<sup>2</sup>K]

Lo que da por resultado un U<sub>2</sub> de 39,46 [W/m<sup>2</sup>K]. Luego, el cálculo del área de transferencia de calor viene dado por:

$$A = \pi * d_e * L_t * N_t \quad [m^2] \quad (4-74)$$

Donde:

N<sub>t</sub>: Número de tubos [-] (N<sub>t</sub>= 10.678)

Lo que da un área de 10.171,86 m<sup>2</sup>. Con esto se pasa a calcular la energía a disipar, tanto por el fluido como por el intercambiador, las que deben ser iguales. Para el número de tubos calculados se tienen los siguientes resultados:

Flujo de calor: 27,90 [MW]

Temperatura de salida del fluido: 17,12 °C

Flujo másico de glicol: 0,68 [kg/s]

Dado que el flujo de calor disipado no alcanza siquiera al que no son capaces de disipar lo aerocondensadores, se aumenta el número de tubos, para así aumentar el flujo de calor disipado, tal como se observa a continuación:

<b>N° Tubos</b>	<b>10.700</b>	-
<b>Calor cedido</b>	50,15	MWth
<b>Flujo másico de glicol</b>	13.567	kg/s

Tabla 4-29: Flujo de calor cedido por cantidad de tubos del aerocondensador.

Tras disponer de la totalidad de los tubos del aerocondensador aún no es posible cubrir la llamada energía de respaldo, y el flujo másico requerido es una 50 veces mayor que en el caso anterior, lo que implica un volumen de almacenamiento notoriamente mayor.

### 4.7.3 Almacenamiento Térmico

Teniendo en cuenta éstos valores es que se dimensionará, por una parte, un tanque de almacenamiento y sus pérdidas térmicas, para luego compararlo con el dimensionamiento de una piscina de almacenamiento, con sus respectivas pérdidas.

Según literatura, para minimizar las pérdidas de calor en tanques de almacenamiento, se recomienda que la altura de éste sea el doble de su diámetro. Teniendo en cuenta que el flujo másico de glicol es de 0,296 [m<sup>3</sup>/s], y que la cantidad máxima de horas se proyecta almacenar es de 14,83 [h], es que se obtienen un radio de 13,62 [m]. Si bien puede parecer un diámetro excesito, según la norma API 650, se pueden dimensionar estanques con diámetros por sobre los 60 metros.

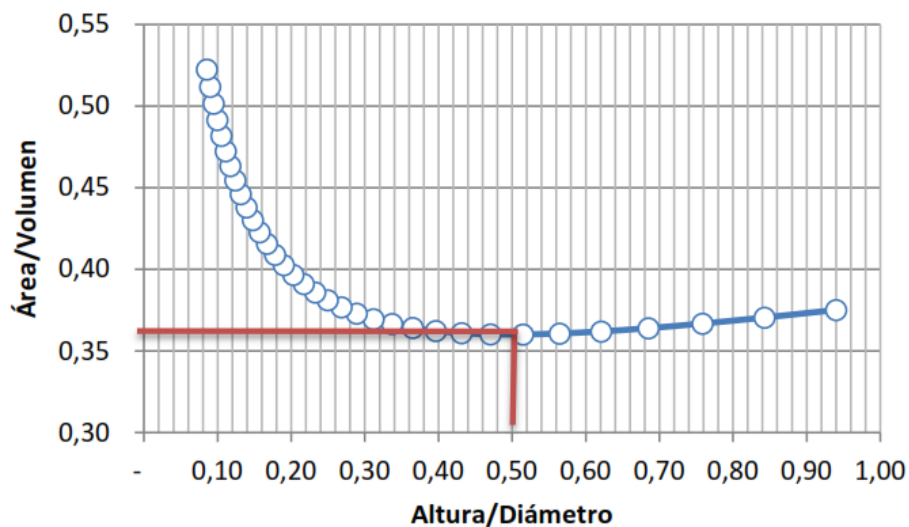


Gráfico 10: Relación área/volumen para minimizar las pérdidas térmicas en tanques aislados térmicamente.

<b>Diámetro nominal en metros</b>	<b>Espesor mínimo en milímetros</b>
D < 15	5
15 < D < 36	6
36 < D < 60	8
D > 60	10

Tomado de la norma API 650 - Sección 5.6.1.1

Tabla 4-30: Espesor mínimo de las placas del cuerpo según diámetro del tanque.

El flujo de calor que se disipa al ambiente, desde el tanque, viene dado por:

$$\dot{Q}_{perdida} = A_v * \dot{Q}_t * F * \Delta T \quad (4-75)$$

Donde:

$A_v$ : Superficie total del cuerpo del tanque [pies<sup>2</sup>] ( $A_v = 25.076$ )

$\dot{Q}_t$ : Tasa de calor perdido [W/pies<sup>2</sup>]

F: Factor de corrección debido al aislamiento [-]

$\Delta T$ : Diferencia entre la temperatura a mantener dentro del tanque y la máxima temperatura ambiente [°F] ( $\Delta T = 82,4$ )

El factor de corrección debido al aislamiento depende del tipo de aislante, para el caso se utilizará fibra de vidrio, que según tabla tiene un valor de 1 [-]

<b>FACTOR DE AJUSTE DE AISLAMIENTOS COMERCIALES</b>	
<b>Ensayo</b>	<b>Factor de ajuste</b>
Fibra de vidrio (ASTM C547)	1
Silicato de calcio (ASTM C533)	1.48
Vidrio celular (ASTM C552)	1.48
Uretano celular rígido (ASTM C591)	0.64
Espuma de elastómero (ASTM C534)	1.16
Fibra mineral (ASTM C553)	1.16
Perlita expandida (ASTM C610)	1.9

Tabla 4-31: Factor de ajuste según tipo de aislante

Por su parte, la tasa de calor perdido depende del espesor del aislante y la diferencia de temperaturas, según se muestra en la siguiente tabla:

TASA DE CALOR PERDIDO POR PIE <sup>2</sup> (NUEVA CORRELACIÓN)								
$\Delta T, ^\circ F$	Espesor del aislamiento, in							
	0.5	1	1.5	2	3	4	5	6
50	8.0	4.0	2.6	2.0	1.3	1.0	0.8	0.7
100	16.0	7.9	5.3	3.9	2.6	2.0	1.6	1.3
150	24.0	11.9	7.9	5.9	3.9	2.9	2.3	2.0
200	32.0	15.9	10.5	7.9	5.2	3.9	3.1	2.6
250	39.9	19.9	13.2	9.9	6.6	4.9	3.9	3.3
300	47.9	23.8	15.8	11.8	7.9	5.9	4.7	3.9

Tabla 4-32: Tasa de calor perdido según diferencia de temperaturas y espesor de aislante.

Dado que el ideal es que sea lo menor posible es que se escoge el menor dato, correspondiente a un espesor de aislación de 6 pulgadas.

Por lo tanto, las pérdidas de calor corresponden a 2,69 MW, lo que implica una eficiencia térmica del 97,02%, por lo que la temperatura de entrada del glicol aumentaría de 15,05 a 15,40°C.

El mayor factor de pérdida térmica del caso anterior fue la alta temperatura ambiente alcanzada en verano, pero al utilizar una piscina enterrada como medio de almacenamiento térmico, donde la variación de temperatura de la tierra es mucho menor a la del ambiente, además de que no varía en el tiempo, siendo de 16°C para la profundidad requerida, aproximadamente [27], es que resulta más atractiva esta opción. Puesto que la temperatura de la tierra es similar a la del fluido, no se consideran pérdidas térmicas por las paredes la piscina. Se utilizarán polietileno de alta densidad (PEAD) para cubrir la piscina, cuya conductividad térmica es de 0,4 [W/mK], el que envolverá planchas de polietileno expandido ( $k = 0,045$ ).

$$Q_{perdidas} = \frac{k_{eq}}{L} * (T_{fm} - T_{amb}) * A_t \quad (4-76)$$

$$\frac{k_{eq}}{L} = \frac{1}{\frac{0,0005}{0,4} + \frac{0,1}{0,045} + \frac{0,0005}{0,4}} \quad (4-77)$$

Lo que da como resultado  $Q_{perdidas} = 112.373,57$  [W], implicando una eficiencia térmica del 99,97% para un volumen de almacenamiento de 18.000 m<sup>3</sup>.

Tras esto se decide disponer de una piscina como método de almacenamiento, aunque se deben revisar los parámetros económicos antes de tomar la decisión final. Las bombas requeridas para cada opción se adjuntan en los anexos.

#### 4.7.4 Resultados Obtenidos

En una primera instancia se busca disponer de una energía de respaldo, buscando disipar la energía que el aerocondensador no es capaz de disipar. Para esto se analizan los resultados que arroja su operación.

<b>Horas de disipación nocturna</b>	14,87	h
<b>Flujo másico de glicol</b>	256,23	kg/s

<b>Volumen total almacenado</b>	18.101	m <sup>3</sup>
<b>Consumo aerocondensadores</b>	86,09	MWh
<b>Consumo bomba ciclo de potencia</b>	24	MWh
<b>Consumo bomba piscina</b>	4,43	MWh
<b>Potencia Neta Planta Solar</b>	45,23	MWe
<b>Aumento de la potencia neta</b>	15,89	%

Tabla 4-33: Parámetros condensador complementario, para operación de respaldo.

De la anterior tabla se puede observar el alto volumen térmico a almacenar, donde si se considera una piscina de 10 m de profundidad se requiere un área de 0,18 hectáreas por piscina. El consumo de los aerocondensadores implica una disminución del 7,93% en cuanto a la potencia neta que es capaz de generar el ciclo, debido a consumos propios de los ventiladores.

El aumento en la potencia neta que esta opción presenta es del 15,89%, lo cual, por una parte, demuestra la viabilidad técnica de esta alternativa, y por otra, permite analizar nuevas alternativas, en búsqueda de disminuir los consumos propios del ciclo de potencia. Para lo último se analizarán distintas alternativas, buscando disminuir de a 10 la cantidad de ventiladores utilizados por el aerocondensador. Dichas alternativas operarán durante las 20 horas de funcionamiento de la planta térmica (11 horas de operación del ciclo térmico más las 9 horas de almacenamiento térmico).

<b>Cantidad máxima de ventiladores</b>	40	30	20	10	-
<b>Potencia Disipada por Intercambiadores de calor</b>	77	92	110	125	MWth
<b>Flujo másico de glicol</b>	344,69	414,97	496,15	564,05	kg/s
<b>Volumen total almacenado</b>	23.524	28.107	33.606	38.024	m <sup>3</sup>
<b>Consumo aerocondensadores</b>	47,13	36,68	24,14	13,69	MWhe
<b>Consumo bomba ciclo de potencia</b>	24	24	24	24	MWhe
<b>Consumo bomba piscina</b>	5,64	5,33	6,60	8,45	MWhe
<b>Potencia Neta Planta Solar</b>	46,80	47,25	47,72	48,07	MWe
<b>Aumento de la potencia neta</b>	19,92	21,07	22,27	23,19	%

Tabla 4-34: Parámetros condensador complementario, disminución consumos propios.

Sin duda la disminución en el consumo de los ventiladores es considerable, lo que se traduce en aumentos en la potencia neta de cerca del 20%, llegando al 23%. Finalmente se evaluará la opción de reemplazo del aerocondensador por un condensador compuesto únicamente por los intercambiadores de calor de tubos y carcasa, diseñados para la radiación nocturna.

<b>Flujo másico de glicol</b>	653,33	kg/s
<b>Volumen total almacenado</b>	44.252	m <sup>3</sup>
<b>Consumo aerocondensadores</b>	0,00	MWh
<b>Consumo bomba ciclo de potencia</b>	24	MWh
<b>Consumo bomba piscina</b>	9,84	MWh
<b>Potencia Neta Planta Solar</b>	48,59	MWe
<b>Aumento de la potencia neta</b>	24,50	%

Tabla 4-35: Parámetros condensador suplementario.

Para esta alternativa la potencia neta aumenta en 3,35 MWe respecto a la alternativa de respaldo y en prácticamente 10 MWe respecto al condensador original (compuesto sólo por el aerocondensador).

Lo siguiente a evaluar es el área abarcada por cada alternativa, lo cual será un parámetro decisivo para la viabilidad de cada alternativa.

#### 4.8 Layout campo radiadores nocturnos.

Para calcular el área del campo de radiadores nocturnos, se precisa conocer su disposición. Dado que los cálculos previamente realizados se asume una temperatura de entrada al primer intercambiador de calor de 16 °C, se buscará fijar dicha temperatura y así calcular la cantidad de radiadores en serie necesarios para alcanzarla.

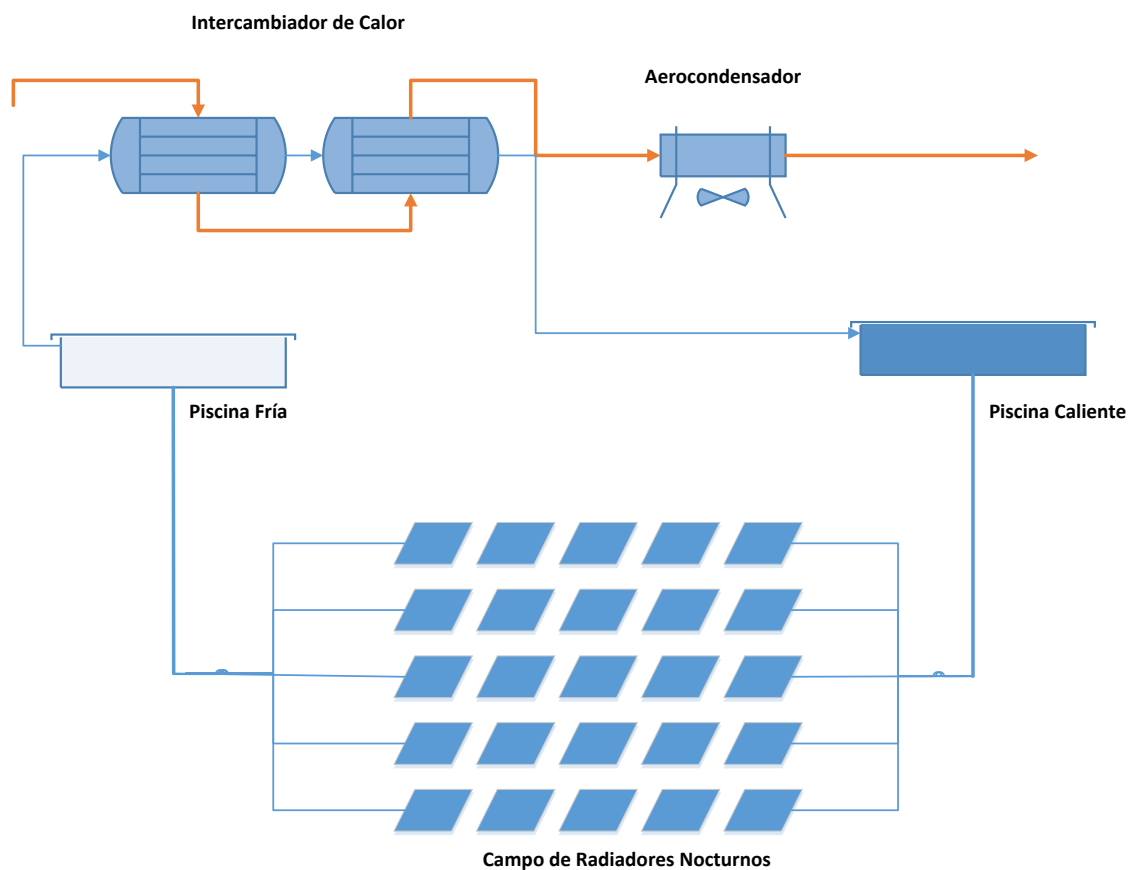


Ilustración 4-22: Esquema de condensación.

Uno de los parámetros a fijar es la velocidad del fluido dentro de las tuberías de cobre de los radiadores nocturnos, por lo que se procede a ver su efecto en la disipación energética. Se recuerda que la diferencia de temperaturas en el fluido va de los 16 °C en la entrada al primer intercambiador, a los 77,31 °C en la salida del segundo intercambiador.

El cálculo de la cantidad de radiadores en serie se realiza a partir de valores discretos de temperatura ambiente, temperatura de cielo y velocidad del viento, donde para el día evaluado serán de 15 °C

para la temperatura ambiente, -3 °C para la temperatura de cielo y 2,33 [m/s] para la velocidad del viento.

m [kg/s]	Número de radiadores en serie	Energía Disipada [MWh]	Número de filas en paralelo	Hectáreas Campo radiadores
0,004	3	12.703,43	69.157	42,38
0,01	4	31.758,58	27.663	22,60
0,05	16	158.792,90	5.533	18,08
0,1	30	317.585,80	2.766	16,95
0,5	145	1.587.929,00	533	16,39
1	288	3.175.858,00	277	16,27

Tabla 4-36: Variación de la energía cedida en función del flujo másico.

La anterior tabla fue calculada en base a la alternativa de energía de reemplazo. Se desprende de esta que a mayor flujo másico es menor el área dispuesta para el campo de radiadores nocturnos, por lo tanto, el área mínima se daría cuando el fluido recorra el radiador a la máxima velocidad recomendable en cañerías, 3 [m/s]

A continuación, se presentarán tablas resúmenes de los principales parámetros del campo de radiadores nocturnos en función de la energía disipada en cada caso.

<b>Potencia a disipar</b>	59,24	MW
<b>Horas de disipación</b>	14,83	MW
<b>Flujo Másico límite por lazo</b>	0,64	Kg/s
<b>Radiadores en serie</b>	184	-
<b>Lazos en paralelo</b>	435	-
<b>Número total de radiadores</b>	79.985	-
<b>Área</b>	16,34	Ha

Tabla 4-37: Layout intercambiadores para energía de resguardo.

Para las siguientes alternativas, donde "0" indica la opción de reemplazo, el flujo másico se fija en los 0,64 [kg/s]. Tal como se ha mencionado, el campo de radiación nocturna opera durante 14 horas y el ciclo térmico de la planta durante 20 horas.

<b>N° máximo de ventiladores</b>	40	30	20	10	0	-
<b>Radiadores en serie</b>	184					-
<b>Lazos en paralelo</b>	774	910	1.089	1.238	1.467	-
<b>Número total de radiadores</b>	142.412	167.528	200.251	227.546	269.867	-
<b>Área</b>	29,09	34,22	40,91	46,50	55,13	Ha

Tabla 4-38: Layout campo de radiadores nocturnos según potencia a disipar y flujo másico requerido.

Tal como se indicó anteriormente, se requiere maximizar el flujo másico que recorre los radiadores conectados en serie, es por esto que la velocidad del fluido en cada alternativa es la misma, lo que implica que se requiera una misma cantidad de radiadores en serie para alcanzar los 16 °C buscado, cambiando sólo la cantidad de lazos en paralelos, dependiendo de la energía térmica que se busca disipar.

Para el caso de la modificación del aerocondensador para adaptar a él un intercambiador de calor de tubos concéntricos, se necesitaría un área de 754 [Ha], para disipar los 741,5 [MWh] (los 50 [MW] durante las 14,85 [h])

## 5 Análisis de resultados

En este trabajo se analizaron en detalle 3 elementos: El efecto de la temperatura ambiente en los aerocondensadores, la radiación nocturna como método de disipación térmica y el uso de la radiación nocturna en la disipación de energía, complementaria o total, de una planta termoeléctrica de generación solar.

En cuanto al primer análisis los resultados son claros, una vez que la temperatura ambiente supera la temperatura de diseño el aerocondensador no es capaz de disipar la totalidad de la energía requerida para el óptimo funcionamiento de la planta, disminuyendo a 44,4 [MWe] la generación bruta de la turbina, lo cual implica altos costos económicos en desmedro de la generadora de energía eléctrica.

La radiación nocturna, como método de disipación de energía, mostró resultados favorables. Tras evaluar un colector solar plano adaptado durante las noches de ambos solsticios, y ambos equinoccios, se alcanzaron temperaturas de salida de 14,76 °C para el verano, y de 0,59 °C para el invierno. Ambas a partir de una temperatura de entrada de 30 °C, con disipaciones máximas de 41,87 [W] y de 73,07 [W], respectivamente.

Para el uso de la radiación nocturna como método de rechazo de calor en una planta termoeléctrica se estudiaron distintas configuraciones, a través de dos tipos de intercambiadores de calor: de tubo y carcasa y de tubos convexos.

Para el intercambiador de tubo y carcasa, en una primera instancia, se buscaba disipar sólo la energía que los aerocondensadores no eran capaces de disipar, tras los resultados positivos de éste cálculo es que se busca disminuir el consumo eléctrico de los ventiladores, aumentando la energía disipada por radiación nocturna. Tras esto se logran aumentos en la potencia neta de la planta de generación que van desde el 16% hasta el 24,5%, para el caso en donde no se utilizan los ventiladores del aerocondensador.

Sin lugar a dudas el aumento en la potencia neta de la turbina es considerable, lo cual hace altamente atractivo el nuevo sistema de condensación, pero se debe evaluar un último parámetro, en cuánto a lo técnico, el área de radiación nocturna.

Tras calcular el área de radiación nocturna se presentan las primeras complicaciones, dado que abarcan un espacio de entre las 16 a las 40 hectáreas, según cada configuración (considerando sólo los intercambiadores de tubo y carcasa). Donde el retiro de cada ventilador implica un área extra, promedio, de 0,5 [Ha], tomando como base las 16 hectáreas (mínimo para el óptimo funcionamiento de la planta).

Para el intercambiador de tubos concéntricos los resultados no fueron positivos, dado el alto flujo másico requerido para la operación, lo que implica un área de radiación nocturna de 750 [ha], unas 50 veces superior a la superficie ocupada por los intercambiadores de tubos y carcasa.

De la ya citada tesis de Chandía (2012) se recogen ciertos valores para hacer un análisis estimativo. El factor de planta para este tipo de plantas es de 0,58 y el L.E.C. de 87,69 [\$/kWh], lo que genera una ganancia anual de 460 millones para el caso de energía de resguardo y de 1.890 millones para la opción de reemplazo. Donde aumenta 20 millones, anuales, por cada ventilador reemplazado, esto desde la opción base. En la misma tesis se advierte que el L.E.C de la planta es muy alto, pero que bajaría considerablemente los próximos años, estimando en 60 [\$/kWh] para 2016 y a 40 [\$/kWh] para 2022.

Sin lugar a dudas un L.E.C. de 87,69 es alto para el mercado chileno, donde para ser competitivo se requiere uno de al menos los 40 [\$/kWh]. Con dicho L.E.C la ganancia anual al implementar la radiación nocturna como método de resguardo es de 210 millones y como tecnología de reemplazo es de 867 millones, aumentando cerca de 9 millones por cada ventilador reemplazado, partiendo desde la base de respaldo. Según la CDEC-SING el costo marginal (precio impuesto por la central más cara en operación) promedio del 2015 fue de 37,6 [\$/kWh], mientras que el del mes de mayo de 2016 fue de 73,4 [\$/kWh]. El promedio de los últimos 5 años fue de 45,01 [\$/kWh], lo que nos indica lo poco competitiva de esta tecnología.

Finalmente, y con objeto de disminuir los costos de operación y mantenimiento, además de reducir el área extra a utilizar, se propone disponer los radiadores nocturnos debajo de los colectores cilindro parabólicos, dado que al finalizar su horario de operación estos quedan “mirando” hacia el suelo, por lo que los radiadores nocturnos quedarían completamente horizontales, “mirando” hacia el cielo. Dado que cada lazo de colectores cilindro parabólicos están conformados por 4 SCA, que cada SCA mide 148,5 [m] y que el bloque solar está compuesto por 115 lazos, se obtiene un largo total de 68.310 [m], lo que equivale al ancho de 70.400 radiadores, implicando una reducción de 14,4 [Ha]. Los horarios en que funcionan los colectores cilindro parabólico y los radiadores nocturnos son complementarios, por lo que no habría problemas en ese aspecto. Se debiesen tener una serie de consideraciones, como aumentar la potencia del motor de cada SCA, reforzar la estructura de los mismos, etc.

## 6 Conclusiones

Tras la revisión realizada en este trabajo se puede concluir que la radiación nocturna como medio de disipación energética presenta una larga data de uso e investigación, pero su aplicación en la condensación de plantas térmicas posee pocos estudios, y, por lo visto, nulos en nuestro país.

Es el norte de Chile donde se presentan grandes posibilidades de proyección de esta tecnología, dada la escasez hídrica de la zona y las altas temperaturas que se alcanzan en la misma. La primera implica la imposibilidad de la instalación de condensadores húmedos, dada la alta reposición de líquido que estos requieren, y la segunda limita el funcionamiento de condensadores secos, donde son los aerocondensadores la principal tecnología utilizada en este tipo de zonas. Como se observó en este trabajo, los aerocondensadores no pueden disipar la totalidad de la energía necesaria para el normal funcionamiento de la planta, disminuyendo la eficiencia de ésta, junto con esto presentan un importante consumo propio, impidiendo vender una mayor cantidad de energía eléctrica.

Tras la modelación del balance energético de un colector solar plano adaptado para su operación como radiador nocturno, su posterior simulación durante la noche, y la corroboración de los resultados con el prototipo experimental instalado en la Sede José Miguel Carrera de la Universidad Técnica Federico Santa María, se concluye que la radiación nocturna es un método efectivo en la disipación de calor durante las noches, sobretodo en la zona norte de nuestro país, donde presenta resultados notoriamente mejores.

Su implementación en el condensador de una planta termoeléctrica, de generación solar en este caso, viene dada por el intercambio de calor del fluido enfriado y la masa de vapor proveniente desde la turbina. Para dicho intercambio se evalúa la opción de modificar el aerocondensador para implementar un intercambiador de tubos y carcasa en él. Dicha opción se descarta dado al alto flujo másico requerido para disipar una cantidad de energía que no alcanza a ser atractiva. Por otra parte, se evalúa la utilización de un intercambiador de calor de tubos y carcasa, el cual presenta resultados más favorables, y donde la opción de dos intercambiadores idénticos operando en serie otorga el menor flujo másico y, por ende, el menor almacenamiento térmico. Se debe tener en cuenta, además, que el fluido enfriado en la noche se debe almacenar durante el día, sin aumentar su temperatura, para esto la mejor opción evaluada fueron las piscinas de almacenamientos cubiertas con polietileno expandido, la que presenta eficiencias térmicas del 99%.

Finalmente se evalúa el área de radiación nocturna para las alternativas de disipación energética planteadas: energía de resguardo, disminución de consumos propios y energía de reemplazo. Para concluir qué alternativa se proyecta como la más viable para esta planta se requieren elementos extra a los aquí analizados. Si bien los aumentos en la potencia neta generada por la planta crecen proporcionalmente al aumentar el área de radiación, se debe realizar un estudio de viabilidad económica para poder tomar una decisión.

El estudio de la radiación nocturna como método de disipación de calor en una planta termoeléctrica debe continuar, ya que es indispensable para el desarrollo eléctrico de la industria termosolar en nuestro país. Para esto las investigaciones tanto teóricas como prácticas son fundamentales, junto con estudios de viabilidad económica.

Como recomendación se propone optimizar el equipo de radiación nocturna, dado que el equipo analizado no fue creado para el uso que se le ha estudiado, buscando así disminuir el área del campo de radiadores nocturnos.

## 7 Bibliografía

- [1] González, E. (2002). Enfriamiento radiativo en edificaciones. Notas del Curso de actualización.
- [2] TORRES, G. 2012. Caracterización del potencial de enfriamiento nocturno de equipos solares comerciales. España. 135p
- [3] SANCHEZ, R. 2007. Estudio de la viabilidad de la implantación de un sistema de refrigeración del condensador de una planta termosolar basado en el enfriamiento nocturno. España 148p.
- [4] Xu, X., Niu, R., & Feng, G. (2015). An Experimental and Analytical Study of a Radiative Cooling System with Flat Plate Collectors. *Procedia Engineering*, 121, 1574-1581.
- [5] Sabbagh, J. A., Khalifa, A. M. A., & Olwi, I. A. (1993). Development of passive dry cooling system for power plants in arid land. *Solar energy*, 51(6), 431-447.
- [6] Dobson, R. T. (2005). Thermal modelling of a night sky radiation cooling system. *Journal of Energy in Southern Africa*, 16(2), 21.
- [7] SANTIBAÑES, F. 2015. Los recursos hídricos de las américas en los nuevos escenarios climáticos. *En: SEMINARIOS Y CONFERENCIAS la incertidumbre de los recursos hídricos y sus riesgos frente al cambio climático*. Santiago de Chile. Naciones Unidas CEPAL, IDRC CRDI, Cooperación Alemana. 69 p.
- [8] FLORES, M. 2016. Crisis ERNC obliga a empresas a desprenderse de contratos adjudicados en licitaciones. [en línea]. *Diario Financiero*. 29 de febrero, 2016. <<https://www.df.cl/noticias/empresas/energia/crisis-ernc-obliga-a-empresas-a-desprenderse-de-contratos-adjudicados-en/2016-02-26/210543.html>> [consulta: 03 de marzo, 2016].
- [9] Colección Científica de Time Life. *Energía*. 2ª Edición. Ed. Offser Multicolor, México, 1980. pp 74,75.
- [10] CENGEL, Y. 2007. Transferencia de calor y masa. 3º Edición. México. McGraw-Hill. 947p.
- [11] Danook, S. H. Intercambio Radiante Atmosférico aplicado a la Refrigeración Natural de Edificios. Tesis Doctoral. Escuela Técnica Superior de Ingenieros. Universidad de Sevilla. 1993.
- [12] R. Bliss, *Solar Energy*. 1961.
- [13] GONZALEZ, E. M. 2002. Enfriamiento radiativo en edificaciones. Venezuela. <<http://bucanmorgan.com/wp-content/uploads/2013/03/Enfriamiento-radiativo-en-edificaciones.pdf>> [consulta: 05 febrero, 2016]
- [14] CENGEL, Y. 2007. Transferencia de calor y masa. 3º Edición. México. McGraw-Hill. 947p. pp 667
- [15] CENGEL, Y. 2007. Transferencia de calor y masa. 3º Edición. México. McGraw-Hill. 947p. pp 679-687.
- [16] AMBRIZ, J.J. y GUERRERO, H. R. 1975. Experiencias con un Enfriador Nocturno por Radiación Terrestre. Mexico. Centro de Investigación de Materiales. Universidad Nacional Autónoma de México.
- [17] SNYDER R. y SNOW R. 1984. Converting Humidity Expressions with Computers and Calculators. 2016, de University of California <<https://ag.arizona.edu/azmet/dewpoint.html>>
- [18] Avances en Energías Renovables y Medio Ambiente Vol. 11. 2007. Argentina.
- [19] INODÚ. 2014. Ventajas y desventajas de los sistemas de enfriamiento, Estudio de antecedentes técnicos, económicos, normativos y ambientales de tecnologías de centrales termoeléctricas y sus sistemas de refrigeración. [en línea]. Chile. IRRAGUEN, V. <

- [http://dataset.cne.cl/Energia\\_Abierta/Estudios/Minerg/Informe%20Final%20Tecnologías%20Termoelectrica\\_inodu.pdf](http://dataset.cne.cl/Energia_Abierta/Estudios/Minerg/Informe%20Final%20Tecnologías%20Termoelectrica_inodu.pdf)> [consulta: 25 de enero, 2016]
- [20] Corporación Internacional Alemana. 2015. Mediciones de la radiación solar en el norte de Chile. [en línea]  
<[http://antiguo.minenergia.cl/minwww/opencms/03\\_Energias/Otros\\_Niveles/renovables\\_noconvencionales/Tipos\\_Energia/energia\\_solar.html](http://antiguo.minenergia.cl/minwww/opencms/03_Energias/Otros_Niveles/renovables_noconvencionales/Tipos_Energia/energia_solar.html)> [visita: 15 de enero, 2016]
- [21] GARCÍA, F. 2010. Parabolic-through solar collectors and their applications. España. En: Renewable and Sustainable Energy Reviews. Pp 1695-1721.
- [22] GONZALEZ, L. 2006. Ejemplo práctico de dimensionado de un campo HTF de colectores cilindro-parabólicos. Madrid.
- [23] CHANDÍA, E. A. 2012. Diseño y análisis técnico-económico de una central solar termoeléctrica con almacenamiento térmico en el norte de Chile. Tesis de Magister en ciencias de la ingeniería mención mecánica, Universidad de Chile. 135 p.
- [24] HENRY, P. 2003. A parabolic trough solar power plant simulation model. Estados Unidos.
- [25] KOPP, J. E. 2009. Two-tank indirect thermal storage designs for solar parabolic trough power plants. [en línea] < <http://digitalcommons.library.unlv.edu/thesesdissertations/61>>
- [26] KELLY, B y KEARNEY, D. 2004. Parabolic trough solar system piping model. Estados Unidos
- [27] SERTH, R. W. 2005. Process heat transfer: principles and applications, 1ª edición. USA.

## 8 Anexos.

### 8.1 Comportamiento condensadores

Las siguientes tablas muestran el comportamiento del condensador a utilizar en la planta térmica según las distintas condiciones analizadas en éste trabajo.

Tabla 8-1: Condensador funcionando exclusivamente con ventiladores.

<b>AEROCONDENSADOR</b>					
Temperatura Ambiente [°C]	Potencia Térmica capaz de disipar [MW]	Flujo másico capaz de condensar [kg/s]	Potencia eléctrica generada [MW]	Número de ventiladores a utilizar [-]	Consumo eléctrico ventiladores [MW]
-5	216,93	71,94	50,00	34	3,10
0	202,56	71,94	50,00	36	3,32
5	188,13	71,94	50,00	39	3,58
10	173,70	71,94	50,00	42	3,87
15	159,21	71,94	50,00	46	4,22
20	144,67	71,94	50,00	50	4,65
25	130,08	64,69	44,96	50	4,65
30	115,35	57,37	39,87	50	4,65
35	100,50	49,98	34,74	50	4,65
40	85,42	42,48	29,52	50	4,65

Tabla 8-2: Condensador compuesto por ventiladores y radiación nocturna complementaria.

<b>CONDENSADOR: ENERGÍA DE RESPALDO</b>						
Temperatura Ambiente [°C]	Potencia Térmica capaz de disipar [MW]	Flujo másico capaz de condensar [kg/s]	Potencia eléctrica generada [MW]	Número de ventiladores a utilizar [-]	Consumo eléctrico ventiladores [MW]	Consumo bomba [MW]
-5	276,94	71,94	50,00	34	3,10	1,00
0	262,56	71,94	50,00	36	3,32	1,00
5	248,13	71,94	50,00	39	3,57	1,00
10	233,70	71,94	50,00	42	3,87	1,00
15	219,22	71,94	50,00	46	4,22	1,00
20	204,67	71,94	50,00	30	2,72	1,00
25	190,08	71,94	50,00	33	3,03	1,00
30	175,36	71,94	50,00	37	3,41	1,00
35	160,50	71,94	50,00	43	3,92	1,00
40	145,42	71,94	50,00	50	4,61	1,00

Tabla 8-3: Condensador compuesto por ventiladores y radiación nocturna complementaria. Se reduce la cantidad de ventiladores.

**CONDENSADOR: OPCIÓN 2**

Temperatura Ambiente	Flujo másico capaz de condensar	Potencia eléctrica generada	Número de ventiladores a utilizar	Consumo eléctrico ventiladores	Consumo bomba
[°C]	[kg/s]	[MW]	[-]	[MW]	[MW]
-5	71,94	50,00	16	1,45	1,00
0	71,94	50,00	17	1,55	1,00
5	71,94	50,00	18	1,67	1,00
10	71,94	50,00	20	1,81	1,00
15	71,94	50,00	22	1,98	1,00
20	71,94	50,00	24	2,17	1,00
25	71,94	50,00	27	2,42	1,00
30	71,94	50,00	30	2,73	1,00
35	71,94	50,00	34	3,13	1,00
40	71,94	50,00	40	3,68	1,00

Tabla 8-4: Condensador compuesto por ventiladores y radiación nocturna complementaria. Se reduce la cantidad de ventiladores.

**CONDENSADOR: OPCIÓN 3**

Temperatura Ambiente	Flujo másico capaz de condensar	Potencia eléctrica generada	Número de ventiladores a utilizar	Consumo eléctrico ventiladores	Consumo bomba
[°C]	[kg/s]	[MW]	[-]	[MW]	[MW]
-5	71,94	50,00	13	1,13	1,00
0	71,94	50,00	13	1,21	1,00
5	71,94	50,00	14	1,30	1,00
10	71,94	50,00	16	1,41	1,00
15	71,94	50,00	17	1,54	1,00
20	71,94	50,00	19	1,70	1,00
25	71,94	50,00	21	1,88	1,00
30	71,94	50,00	23	2,12	1,00
35	71,94	50,00	27	2,44	1,00
40	71,94	50,00	30	2,87	1,00

Tabla 8-5: Condensador compuesto por ventiladores y radiación nocturna complementaria. Se reduce la cantidad de ventiladores.

**CONDENSADOR: OPCIÓN 4**

Temperatura Ambiente	Flujo másico capaz de condensar	Potencia eléctrica generada	Número de ventiladores a utilizar	Consumo eléctrico ventiladores	Consumo bomba
[°C]	[kg/s]	[MW]	[-]	[MW]	[MW]
-5	71,94	50,00	8	0,74	1,00
0	71,94	50,00	9	0,79	1,00
5	71,94	50,00	10	0,86	1,00
10	71,94	50,00	10	0,93	1,00
15	71,94	50,00	11	1,01	1,00
20	71,94	50,00	12	1,11	1,00
25	71,94	50,00	14	1,24	1,00
30	71,94	50,00	16	1,40	1,00
35	71,94	50,00	18	1,60	1,00
40	71,94	50,00	20	1,89	1,00

Tabla 8-6: Condensador compuesto por ventiladores y radiación nocturna complementaria. Se reduce la cantidad de ventiladores.

**CONDENSADOR: OPCIÓN 5**

Temperatura Ambiente	Flujo másico capaz de condensar	Potencia eléctrica generada	Número de ventiladores a utilizar	Consumo eléctrico ventiladores	Consumo bomba
[°C]	[kg/s]	[MW]	[-]	[MW]	[MW]
-5	71,94	50,00	5	0,42	1,00
0	71,94	50,00	5	0,45	1,00
5	71,94	50,00	6	0,49	1,00
10	71,94	50,00	6	0,53	1,00
15	71,94	50,00	7	0,57	1,00
20	71,94	50,00	7	0,63	1,00
25	71,94	50,00	8	0,70	1,00
30	71,94	50,00	9	0,79	1,00
35	71,94	50,00	10	0,91	1,00
40	71,94	50,00	10	1,07	1,00

## 8.2 Diseño Intercambiador de Calor

### CONDENSADOR: ENERGÍA DE RESPALDO

Constante C	[-]	10,69	6,54	6,54
Diámetro tubos	[m]	0,03	0,03	0,03
Diámetro Intercambiador	[m]	1,58	1,44	1,44
Número de tubos	[-]	931,24	542,60	542,60
Área de transferencia de calor	[m <sup>2</sup> ]	679,49	395,91	395,91
Flujo de calor a ceder	[MW]	59.24	43.85	15.39
Coefficiente global U	[-]	2.555,00	2.555,00	2.555,00
Temperatura de entrada	[°C]	16,00	16,00	61,40
Temperatura de salida	[°C]	72,64	61,40	77,31
Flujo másico de glicol	[kg/s]	1.143,62	653,3314	653,33

### DISIPAR 77 MW

Constante C	[-]	13.55	8.32	8.32
Diámetro tubos	[m]	0.03	0.03	0.03
Diámetro Intercambiador	[m]	1.68	1.50	1.50
Número de tubos	[-]	1212	706	706
Área de transferencia de calor	[m <sup>2</sup> ]	884.04	514.53	514.53
Flujo de calor a ceder	[MW]	77.00	56.98	20.01
Coefficiente global U	[-]	2555.00	2555.00	2555.00
Temperatura de entrada	[°C]	85.94	85.94	85.94
Temperatura de salida	[°C]	16.00	16.00	61.40
Flujo másico de glicol	[kg/s]	72.64	61.40	77.31

### DISIPAR 92 MW

Constante C	[-]	15.90	9.8	9.77
Diámetro tubos	[m]	0.03	0.03	0.03
Diámetro Intercambiador	[m]	1.76	1.55	1.55
Número de tubos	[-]	1447	843	843
Área de transferencia de calor	[m <sup>2</sup> ]	1055.25	614.77	614.77
Flujo de calor a ceder	[MW]	92.00	68.09	23.91
Coefficiente global U	[-]	2555.00	2555.00	2555.00
Temperatura de entrada	[°C]	85.94	85.94	85.94
Temperatura de salida	[°C]	16.00	16.00	61.40
Flujo másico de glicol	[kg/s]	72.64	61.40	77.31

### DISIPAR 110 MW

<b>Constante C</b>	[-]	18.74	11.48	11.48
<b>Diámetro tubos</b>	[m]	0.03	0.03	0.03
<b>Diámetro Intercambiador</b>	[m]	1.85	1.61	1.61
<b>Número de tubos</b>	[-]	1730	1008	1008
<b>Área de transferencia de calor</b>	[m <sup>2</sup> ]	1261.67	735.04	735.04
<b>Flujo de calor a ceder</b>	[MW]	110.00	81.41	28.59
<b>Coefficiente global U</b>	[-]	2555.00	2555.00	2555.00
<b>Temperatura de entrada</b>	[°C]	85.94	85.94	85.94
<b>Temperatura de salida</b>	[°C]	16.00	16.00	61.40
<b>Flujo másico de glicol</b>	[kg/s]	72.64	61.40	77.31

#### DISIPAR TODO

<b>Constante C</b>	[-]	21.55	14.70	14.70
<b>Diámetro tubos</b>	[m]	0.03	0.03	0.03
<b>Diámetro Intercambiador</b>	[m]	1.95	1.72	1.72
<b>Número de tubos</b>	[-]	2003	1327	1327
<b>Área de transferencia de calor</b>	[m <sup>2</sup> ]	1461.52	967.89	967.89
<b>Flujo de calor a ceder</b>	[MW]	144.65	107.20	37.45
<b>Coefficiente global U</b>	[-]	2811	2555	2555
<b>Temperatura de entrada</b>	[°C]	85.94	85.94	85.94
<b>Temperatura de salida</b>	[°C]	16.00	16.00	61.40
<b>Flujo másico de glicol</b>	[kg/s]	71.46	61.40	77.31