



ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA

Titulación: Grado en Ingeniería Mecánica

TRABAJO DE FIN DE GRADO

**ANÁLISIS DEL CALENTAMIENTO REGENERATIVO
DEL AGUA DE ALIMENTACIÓN EN PLANTAS
SOLARES TERMOELÉCTRICAS**

Autor:

Jorge Herzog Gallardo

Tutor:

Agustín M. Delgado Torres

Julio, 2020



ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA

Titulación: Grado en Ingeniería Mecánica

TRABAJO DE FIN DE GRADO

ANÁLISIS DEL CALENTAMIENTO REGENERATIVO
DEL AGUA DE ALIMENTACIÓN EN PLANTAS
SOLARES TERMOELÉCTRICAS

ÍNDICE GENERAL

Autor:

Jorge Herzog Gallardo

Tutor:

Agustín M. Delgado Torres

Julio, 2020

Índice general

ÍNDICE GENERAL.....	4
ABSTRACT.....	17
PRESENTACIÓN.....	19
OBJETO Y ALCANCE	20
DESCRIPCIÓN DE LOS CAPÍTULOS	21
CAPÍTULO 1. INTRODUCCIÓN A LA ENERGÍA SOLAR TÉRMICA	23
1.1 Contexto.....	24
1.2 La radiación solar	29
1.3 Captación solar.....	32
1.3.1 Geometría solar.....	33
1.3.1.1 Ángulos Tierra-Sol	33
1.3.1.1.1 Ángulo de declinación solar (δ).....	34
1.3.1.1.2 Ángulo horario (ω)	35
1.3.1.1.3 Ángulo de latitud (ϕ) y longitud	38
1.3.1.2 Ángulos observador-Sol	38
1.3.1.2.1 Ángulo de altura solar (α).....	39
1.3.1.2.2 Ángulo cenital solar (θ_z)	39
1.3.1.2.3 Ángulo acimutal (A).....	40
1.4 Sistemas de captación solar	41
1.4.1 Colectores solares de foco puntual	42
1.4.1.1 Central solar de torre	42
1.4.1.2 Sistema disco parabólico.....	44
1.4.2 Colector solar lineal.....	46
1.4.2.1 Captador Fresnel	46
1.4.2.2 Sistema cilindro parabólico	48
1.4.2.2.1 Elementos del sistema cilindro parabólico	49
1.4.2.2.1.1 Espejo reflector	49
1.4.2.2.1.2 Receptor tubular	53
1.4.2.2.1.3 Fluido caloportador	54
1.4.2.2.1.4 Almacenamiento térmico.....	55

1.4.2.2.2 Funcionamiento de la planta solar termoeléctrica	56
1.4.2.2.3 Planta solar termoeléctrica de cilindro parabólico en España.....	58
CAPÍTULO 2. CONFIGURACIONES CONSIDERADAS PARA CYCLE-TEMPO.....	60
2.1 Introducción	61
2.2 Descripción del ciclo de potencia de la planta Andasol-1.....	61
2.3 Software Cycle-Tempo	66
2.3.1 Descripción de los elementos empleados.....	66
2.3.1.1 Caldera	67
2.3.1.2 Turbina	68
2.3.1.3 Recalentador	69
2.3.1.4 Generador	70
2.3.1.5 Condensador	70
2.3.1.6 Bombas.....	72
2.3.1.7 Intercambiador de calor.....	72
2.3.1.8 Desgasificador	73
2.3.2 Simbología	73
Elemento	74
Caldera	74
2.3.3 Información obtenida.....	75
2.4 Datos de entrada para el programa Cycle-Tempo	76
2.5 Esquema del ciclo	77
CAPÍTULO 3. SYSTEM ADVISOR MODEL (SAM)	84
3.1 Introducción	85
3.1.1 Power Purchase Agreement, Single Owner	86
3.1.2 Levelized cost of energy (LCOE)	87
3.1.3 Power purchase agreement (PPA)	90
3.2 Inputs para el dimensionado de la planta en SAM	91
3.2.1 Localización y recursos (Location and resources)	92
3.2.2 Campo solar (Solar Field)	94
3.2.3 Colectores (Collectors “SCAs”)	96
3.2.4 Receptores (Receivers “HCEs”)	97
3.2.5 Bloque de potencia (Power cycle).....	97
3.2.6 Almacenamiento térmico (Thermal storage).....	98
3.2.7 Costes del sistema (System Costs)	99
CAPÍTULO 4. RESULTADOS CON CYCLE-TEMPO EN PUNTO DE DISEÑO	101

4.1 Datos termodinámicos para cada conducción del ciclo para una potencia bruta fija	102
4.1.1 Ciclo Rankine con dos calentadores de alta presión y tres de baja presión (cinco calentadores).....	102
4.1.2 Ciclo Rankine con un calentador de alta presión y tres de baja presión (cuatro calentadores).....	105
4.1.3 Ciclo Rankine con tres calentadores de baja presión (tres calentadores)	106
4.1.3.1 Presión a la salida del desgasificador de 6,18 bar.....	107
4.1.3.2 Presión a la salida del desgasificador de 5 bar	108
4.1.3.3 Presión a la salida del desgasificador de 4 bar.....	110
4.1.4 Ciclo Rankine con dos calentadores de baja presión (dos calentadores)	111
4.1.5 Ciclo Rankine con un calentador de baja presión	113
4.1.6 Ciclo Rankine sin calentadores de agua de alimentación	114
4.1.6 Resultados energéticos para las distintas configuraciones manteniendo una potencia bruta fija	116
4.2 Datos termodinámicos para cada conducción del ciclo con un caudal de referencia fijo para todas las configuraciones.....	118
4.2.1 Determinación de la potencia bruta para cada configuración.....	118
4.2.2. Resultados energéticos para todas las configuraciones con el mismo caudal de referencia	120
4.3. Análisis de los resultados obtenidos con Cycle-Tempo en un punto de diseño	122
4.4 Conclusiones del capítulo.....	125
4.4.1 Conclusiones si las configuraciones mantienen la misma potencia bruta.....	125
4.4.2 Conclusiones si las configuraciones mantienen el caudal másico de referencia en la configuración con 5 calentadores	126
4.5 Conclusions of the chapter.....	128
4.4.1 Same gross power for every configuration	128
4.4.2 Same mass flow rate at the turbine inlet for every configuration.....	129
CAPÍTULO 5. RESULTADOS DE LA SIMULACIÓN ANUAL CON SAM	131
5.1 Caracterización del emplazamiento.....	132
5.1.1 Introducción	132
5.1.2 Temperatura ambiente	133
5.1.3 Velocidad del viento.....	134
5.1.4 Radiación normal directa	135
5.2 Campo solar.....	140
5.2.1 Energía térmica incidente, producida y disipada a lo largo de un año	140
5.2.2 Rendimiento del campo solar y de la central solar termoeléctrica	142
5.2.3 Potencia térmica cedida al bloque de potencia y al sistema de almacenamiento ..	145

5.2.4 Caudal másico del HTF en el campo solar, en el bloque de potencia y en el sistema de almacenamiento frente a la radiación normal directa.	148
5.3 Almacenamiento térmico.....	150
5.3.1 Capacidad de almacenamiento térmico expresado en número de horas de energía térmica entregada al bloque de potencia para cada configuración	151
5.3.1 Intercambio de la masa de las sales fundidas entre el tanque frío y el tanque caliente del sistema de almacenamiento. Influencia en la energía disipada	153
5.4 Ciclo de potencia.....	157
5.4.1 Energía eléctrica bruta, neta y consumida por las bombas del campo solar y por el condensador.....	157
5.5 Evaluación de las distintas configuraciones a partir de SAM.....	160
CASO DE ESTUDIO 1: POTENCIA BRUTA FIJA	161
CASO DE ESTUDIO 2: CAUDAL MÁSIICO FIJO	166
5.6 Conclusiones.....	168
5.7 Conclusions.....	170
BIBLIOGRAFÍA.....	172
ANEXOS	177
ANEXO A. PARÁMETROS DE ENTRADA PARA SAM EXTRAÍDOS DEL CYCLE-TEMPO	178
7.1 Determinación de la temperatura de entrada al lazo.....	178

Índice de figuras

Fig. 1. Potencia solar termoeléctrica instalada a nivel mundial entre los años 2010-2019 [2]	25
Fig. 2. LCOE de diferentes tecnologías que emplean energías renovables entre los años 2010-2019 [2]	26
Fig. 3. Potencia solar termoeléctrica instalada en España entre los años 2010-2019 [2] 27	
Fig. 4. Generación solar térmica por provincias españolas en 2019 [3].....	28
Fig. 5. Divergencia de la radiación solar desde el Sol hasta la Tierra [5]	30
Fig. 6. Componentes de la radiación solar [30].....	31
Fig. 7. Sistema del Ecuador celeste [31]	34
Fig. 8. Ángulo de declinación solar [31]	34
Fig. 9. Ángulo horario solar (ω) [4].....	36
Fig. 10. Ángulos de latitud y longitud [5]	38
Fig. 11. Ángulo de altura solar(α), cenital(θ_z) y acimutal(A) [4].....	40
Fig. 12. Heliostatos en una central solar de torre [32].....	43
Fig. 13. Central solar de torre central [6]	43
Fig. 14. Colector de disco parabólico [6]	44
Fig. 15. Motor Stirling [33]	45
Fig. 16. Esquema de un colector lineal Fresnel [6]	46
Fig. 17. Planta con sistema colector lineal Fresnel [7].....	47
Fig. 18. Central de Puerto Errado II [34].....	47
Fig. 19. Distribución general de una planta solar termoeléctrica [35]	48
Fig. 20. Sistema cilindro parabólico [6]	49
Fig. 21. Esquema de funcionamiento de un sistema de un sistema de seguimiento solar en un eje. [8]	50
Fig. 22. Ángulo de incidencia sobre el concentrador cilindro parabólico [8]	50
Fig. 23. Esquema de la distribución típica del campo solar [11].....	51
Fig. 24. Colector cilindro parabólico [9]	52
Fig. 25. Esquema del tubo absorbedor [10].....	53
Fig. 26. Campo solar con almacenamiento térmico [36].....	56
Fig. 27. Intercambiador de carcasa y tubo [37]	57
Fig. 28. Planta solar termoeléctrica con sistema cilindro parabólico [38]	58
Fig. 29. Ciclo Rankine planta Andasol-1[15].....	62

Fig. 30. Datos de entrada para la caldera en Cycle-Tempo. Fuente de elaboración propia	68
Fig. 31. Datos de entrada para la turbina de alta presión en Cycle-Tempo. Fuente de elaboración propia	69
Fig. 32. Datos de entrada para el recalentador en Cycle-Tempo. Fuente de elaboración propia	70
Fig. 33. Datos de entrada para el condensador en Cycle-Tempo. Fuente de elaboración propia	71
Fig. 34. Datos de entrada para un calentador de agua de alimentación de baja presión en Cycle-Tempo. Fuente de elaboración propia.....	73
Fig. 35. Interfaz de la elección de la gráfica a representar en Cycle-Tempo. Fuente de elaboración propia	75
Fig. 36. Modelo del ciclo Rankine con dos calentadores de alta presión y tres de baja presión (Configuración 3+2). Fuente de elaboración propia.....	78
Fig. 37. Modelo del ciclo Rankine con un calentador de alta presión y tres de baja presión (Configuración 3+1). Fuente de elaboración propia.....	79
Fig. 38. Modelo del ciclo Rankine con tres calentadores de baja presión (Configuración 3). Fuente de elaboración propia	80
Fig. 39. Modelo del ciclo Rankine con dos calentadores de baja presión (Configuración 2). Fuente de elaboración propia	81
Fig. 40. Modelo del ciclo Rankine con un calentador de baja presión (Configuración 1). Fuente de elaboración propia.....	82
Fig. 41. Modelo del ciclo Rankine sin calentadores del agua de alimentación (Configuración 0). Fuente de elaboración propia.....	83
Fig. 42. Cálculo irradiancia normal directa de diseño. Fuente de elaboración propia ...	93
Fig. 43. Diagrama T-s para la configuración de 5 calentadores. Fuente de elaboración propia	104
Fig. 44. Diagrama T-s para la configuración de 4 calentadores. Fuente de elaboración propia	106
Fig. 45. Diagrama T-s para la configuración de 3 calentadores para una presión del desgasificador de 6,18 bar. Fuente de elaboración propia.....	108
Fig. 46. Diagrama T-s para la configuración de 3 calentadores para una presión del desgasificador de 5 bar. Fuente de elaboración propia.....	109

Fig. 47. Diagrama T-s para la configuración de 3 calentadores para una presión del desgasificador de 4 bar. Fuente de elaboración propia.....	111
Fig. 48. Diagrama T-s para la configuración de 2 calentadores. Fuente de elaboración propia	112
Fig. 49. Diagrama T-s para la configuración de 1 calentador. Fuente de elaboración propia	114
Fig. 50. Diagrama T-s para la configuración sin calentadores. Fuente de elaboración propia	115
Fig. 51. Variación anual de la temperatura seca en Tenerife. Fuente de elaboración propia	133
Fig. 52. Variación anual de la velocidad media del viento en Tenerife. Fuente de elaboración propia	135
Fig. 53. Variación anual de la radiación normal directa en Tenerife. Fuente de elaboración propia.	136
Fig. 54. Perfil diario promedio de la radiación global, la normal directa y la radiación difusa en Tenerife en los meses de febrero, marzo, abril y mayo. Fuente de elaboración propia.....	137
Fig. 55. Perfil diario promedio de la radiación global, la normal directa y la radiación difusa en Tenerife en los meses de junio, julio, agosto y septiembre. Fuente de elaboración propia	137
Fig. 56. Perfil diario promedio de la radiación global, la normal directa y la radiación difusa en Tenerife en los meses de octubre, noviembre, diciembre y enero. Fuente de elaboración propia	138
Fig. 57. Perfil promedio diario de potencia térmica incidente, producida y disipada por el campo solar los 6 primeros meses del año. Fuente de elaboración propia	140
Fig. 58. Perfil promedio diario de la potencia térmica incidente, producida y disipada por el campo solar los últimos 6 meses del año. Fuente de elaboración propia.....	141
Fig. 59. Potencia térmica media diaria producida en el campo solar y destinada al bloque de potencia y al sistema de almacenamiento para el 8 de junio. Fuente de elaboración propia	146
Fig. 60. Potencia térmica media diaria producida en el campo solar y destinada al bloque de potencia y al sistema de almacenamiento para el 8 de junio. Fuente de elaboración propia	148

Fig. 61. Masa media diaria de las sales de las sales fundidas en los tanques de almacenamiento frente a la energía disipada el 23 de junio. Fuente de elaboración propia	154
Fig. 62. Perfil promedio de la masa media diaria de las sales fundidas en los tanques de almacenamiento los últimos 6 meses del año. Fuente de elaboración propia	155
Fig. 63. Perfil promedio de la masa media diaria de las sales fundidas en los tanques de almacenamiento los últimos 6 meses del año. Fuente de elaboración propia	156
Fig. 64. Pérdidas eléctricas de la planta para el 27 de julio. Fuente de elaboración propia	157
Fig. 65. Perfil promedio diario de la potencia eléctrica bruta y neta junto con las pérdidas eléctricas más significativas de los primeros 6 meses del año. Fuente de elaboración propia	158
Fig. 66. Perfil promedio diario de la potencia eléctrica bruta y neta junto con las pérdidas eléctricas más significativas de los primeros 6 meses del año. Fuente de elaboración propia	159
Fig. 67. Factor de capacidad de las distintas configuraciones de la planta simulada con una potencia bruta fija. Fuente de elaboración propia.....	162
Fig. 68. Energía eléctrica anual generada para las distintas configuraciones de la planta simulada con una potencia bruta fija. Fuente de elaboración propia.....	162
Fig. 69. Factor de capacidad de las distintas configuraciones de la planta simulada con un caudal másico de referencia. Fuente de elaboración propia	167
Fig. 70. Energía eléctrica anual generada para las distintas configuraciones de la planta simulada con un caudal másico fijo. Fuente de elaboración propia	167
Fig. 71. Esquema y diagrama T-s del funcionamiento del generador de vapor [25]....	179

Índice de tablas

Tabla 1. Conversión de número de fecha a día solar [4]	37
Tabla 2. Centrales solares de torre en España [3].....	44
Tabla 3. Centrales solares de cilindro parabólico en España [3].....	59
Tabla 4. Parámetros de entrada y suposiciones empleadas en la simulación termodinámica de la planta solar termoeléctrica Andasol-1 [15].....	64
Tabla 5. Parámetros de referencia del ciclo de potencia para la planta solar termoeléctrica Andasol-1 [15]	65
Tabla 6. Simbología de los elementos presentes en el ciclo de la planta Andasol-1. Fuente de elaboración propia.....	74
Tabla 7. Conexiones empleadas en el ciclo de potencia. Fuente de elaboración propia	74
Tabla 8. Datos de la localización y recursos SAM. Fuente de elaboración propia	94
Tabla 9. Datos del campo solar para la configuración inicial, con 5 calentadores, introducidos en SAM. Fuente de elaboración propia	96
Tabla 10. Datos del colector introducidos en SAM. Fuente de elaboración propia	97
Tabla 11. Datos del receptor introducidos en SAM. Fuente de elaboración propia.....	97
Tabla 12. Datos del bloque de potencia para la configuración inicial, con 5 calentadores, introducidos en SAM. Fuente de elaboración propia	98
Tabla 13. Datos del sistema de almacenamiento térmico para la configuración inicial, con 5 calentadores, introducidos en SAM. Fuente de elaboración propia	99
Tabla 14. Comparación de los datos económicos obtenidos en el documento de referencia con SAM frente a los datos aportados por la planta Andasol-1[22].....	100
Tabla 15. Datos de los costes del sistema introducidos en SAM. Fuente de elaboración propia.....	100
Tabla 16. Parámetros termodinámicos de una planta con 5 calentadores. Fuente de elaboración propia	103
Tabla 17. Eficiencia energética de la planta con 5 calentadores. Fuente de elaboración propia.....	104
Tabla 18. Parámetros termodinámicos de una planta con 4 calentadores. Fuente de elaboración.....	105
Tabla 19. Eficiencia energética de la planta con 4 calentadores	105
Tabla 20. Parámetros termodinámicos de una planta con 3 calentadores para una presión del desgasificador de 6,18 bar. Fuente de elaboración propia.....	107

Tabla 21. Eficiencia energética de la planta con 3 calentadores para una presión del desgasificador de 6,18 bar. Fuente de elaboración propia.....	107
Tabla 22. Parámetros termodinámicos de una planta con 3 calentadores para una presión del desgasificador de 5 bar. Fuente de elaboración propia.....	108
Tabla 23. Eficiencia energética de la planta con 3 calentadores para una presión del desgasificador de 5 bar. Fuente de elaboración propia.....	109
Tabla 24. Parámetros termodinámicos de una planta con 3 calentadores para una presión del desgasificador de 4 bar. Fuente de elaboración propia.....	110
Tabla 25. Eficiencia energética de la planta con 3 calentadores para una presión del desgasificador de 4 bar. Fuente de elaboración propia.....	110
Tabla 26. Parámetros termodinámicos de una planta con 2 calentadores. Fuente de elaboración propia	111
Tabla 27. Eficiencia energética de la planta con 2 calentadores. Fuente de elaboración propia.....	112
Tabla 28. Parámetros termodinámicos de una planta con 1 calentador. Fuente de elaboración propia	113
Tabla 29. Eficiencia energética de la planta con 1 calentador. Fuente de elaboración propia.....	113
Tabla 30. Parámetros termodinámicos de una planta sin calentadores. Fuente de elaboración propia	114
Tabla 31. Eficiencia energética de la planta sin calentadores. Fuente de elaboración propia.....	115
Tabla 32. Datos del ciclo Rankine para las diferentes configuraciones de la planta con la potencia bruta fija. Fuente de elaboración propia.....	116
Tabla 33. Datos de los caudales máxicos de las líneas de extracción de las turbinas y del condensador para las diferentes configuraciones de la planta. Fuente de elaboración propia.....	117
Tabla 34. Datos de entrada para el ciclo de potencia en SAM. Fuente de elaboración propia.....	119
Tabla 35. Datos del ciclo Rankine para las diferentes configuraciones de la planta con el flujo máxico fijo. Fuente de elaboración propia	120

Tabla 36. Datos de los caudales máxicos de las líneas de extracción de las turbinas y del condensador para las diferentes configuraciones de la planta. Fuente de elaboración propia.....	121
Tabla 37. Valores anuales calculados de los datos del archivo climatológico con SAM. Fuente de elaboración propia.....	133
Tabla 38. Rendimiento del campo solar y de la central para todas las configuraciones con una potencia bruta fija. Fuente de elaboración propia	142
Tabla 39. Rendimiento del campo solar y de la central para todas las configuraciones con una potencia bruta fija. Fuente de elaboración propia	143
Tabla 40. Rendimiento del campo solar y de la central para todas las configuraciones con una potencia bruta fija. Fuente de elaboración propia	143
Tabla 41. Rendimiento del campo solar y de la central para todas las configuraciones con un caudal máxico de referencia fijo. Fuente de elaboración propia.....	144
Tabla 42. Horas de almacenamiento del tanque en función del número de calentadores para una potencia bruta fija. Fuente de elaboración propia.....	151
Tabla 43. Horas de almacenamiento del tanque en función del número de calentadores para un caudal máxico fijo. Fuente de elaboración propia	152
Tabla 44. Energía almacenada y factor de capacidad para las distintas configuraciones con una potencia bruta fija. Fuente de elaboración propia	161
Tabla 45. Energía almacenada y factor de capacidad para las distintas configuraciones con un caudal máxico de referencia. Fuente de elaboración propia	166
Tabla 46. Datos de partida para el cálculo de la temperatura de entrada al lazo. Fuente de elaboración propia.....	180
Tabla 47. Datos necesarios para el cálculo del caudal de HTF que circula por el campo solar para distintos caudales	185
Tabla 48. Datos necesarios para el cálculo del caudal de HTF que circula por el campo solar para el mismo caudal	186
Tabla 49. Datos necesarios para el cálculo de la temperatura del HTF a la entrada del lazo para distintos caudales y la misma potencia bruta. Fuente de elaboración propia	189
Tabla 50. Datos necesarios para el cálculo de la temperatura del HTF a la entrada del lazo para el mismo caudal	190

RESUMEN

El objeto del presente Trabajo de Fin de Grado es el análisis del efecto que tiene en una central solar termoeléctrica, que emplea la tecnología solar de colectores cilindro parabólicos con sistema de almacenamiento térmico, la modificación del calentamiento regenerativo de la planta. Para ello se tomará una planta como referencia que se simulará para distintas configuraciones, en las que variará el número de calentadores de agua de alimentación presentes en el bloque de potencia.

Se decide ubicar la planta en la isla de Tenerife, en España, porque reúne unas condiciones idóneas para el uso de energías renovables, y porque hasta día de hoy no dispone de ninguna central de este tipo. Concretamente, se elige la zona sureste de la isla, y las condiciones climatológicas se obtienen de la web “Photovoltaic Geographical Information System” (PVGIS).

En lo referente a la central, se parte de los datos disponibles sobre el ciclo de potencia de la planta Andasol-1 situada en Sevilla, España. Sin embargo, se plantea el análisis del impacto tecno-económico para profundizar en la viabilidad que tendría cambiar la configuración real de la planta. El campo solar permanecerá fijo, y se proponen varias configuraciones modificando el número de calentadores de agua de alimentación del ciclo de potencia.

El estudio se ha llevado a cabo mediante el uso de dos programas para el cálculo de los parámetros necesarios en el modelado de la planta, y el análisis del calentamiento regenerativo. Por un lado, con el programa “Cycle-Tempo” se modela el ciclo termodinámico de potencia que lleva a cabo la central, para obtener un punto de diseño necesario para la simulación en SAM.

Por otro lado, se empleó el software “System Advisor Model” (SAM), creado por National Renewable Energy Laboratory. Dicho software permite simular el funcionamiento de la central al completo, teniendo como valores de entrada aquellos obtenidos por Cycle-Tempo (potencia eléctrica generada y rendimiento del ciclo) y los que se toman como referencia del campo solar de la planta Andasol-1. Finalmente, SAM genera una serie de valores energéticos y económicos, que se analizan para comprobar si las modificaciones mejoran la central solar termoeléctrica en su conjunto.

La función de la instalación estudiada es la generación de energía eléctrica mediante la tecnología de concentración solar tipo cilindro-parabólica, incluyendo un sistema de almacenamiento de energía térmica mediante dos tanques de sales fundidas.

Se elige la tecnología de colectores cilindro parabólicos (CCPs), dado que es la más utilizada dentro de los sistemas de captación solar, por su madurez tecnológica; y por tanto existe bastante información sobre ella. Además, la ventaja de este tipo de captador es que permite incluir un sistema de almacenamiento de energía térmica mediante dos tanques de sales fundidas. De esta manera, posibilita la producción de energía en períodos de baja radiación y tras la puesta de Sol, mejorando así el rendimiento de la planta. El funcionamiento de la planta se explicará detalladamente.

ABSTRACT

The aim of the following end-of-degree project is the analysis of the effect that the regenerative heating has on the parabolic through solar plant with thermal storage. In order to carry out this study, a real plant can be taken as a reference that will be simulated for different configurations, in which the number of feedwater heaters in the power block will vary.

It was decided to locate the plant on the island of Tenerife, in Spain; because it meets ideal conditions for the use of renewable technologies and due to there is any plant of this kind in the archipelago. Specifically, it is choosing the southeast part of the island, and the weather conditions can be found on the website “Photovoltaic Geographical Information System” (PVGIS).

Regarding the plant, it is based on the available data related to the power cycle of the Andasol-1 plant, located in Seville, Spain. However, it is proposed the analysis of the techno-economic impact to delve into the viability that would have to change the actual configuration of the plant. The solar field will remain unmodifiable, and various configurations are proposed by modifying the number of feedwater heaters in the power cycle.

The study has been carried out by using two softwares to calculate the necessary parameters in the plant modelling and the regenerative heating analysis. On one hand, with Cycle-Tempo software it is possible to model and simulate the thermodynamic cycle of the plant power block.

On the other hand, the “System Advisor Model” (SAM) software, created by National Renewable Energy Laboratory, was used. The aforesaid program simulates the operation of the entire plant, taking as input values those obtained by Cycle-Tempo (gross electrical power and cycle efficiency) and those taken as a reference from the solar field of Andasol-1. Finally, SAM generates a series of energy and economic values, which are analysed to see if the modifications improve the solar parabolic through plant as a whole.

The function of the installation studied is the generation of electrical energy by means of solar parabolic through technology, including a thermal energy storage system with two molten salt tanks.

Parabolic through collectors are chosen for this study, since it is the most common solar collection system because of its technological maturity, so there is a lot of information about it. Besides, one of the main advantages of this collector type is that it could include a thermal energy storage system. In that way, it enables the production of energy, in periods with low radiation levels and after sunset, thus improving the performance of the plant. The operation of the plant will be explained in detail.



ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA

Titulación: Grado en Ingeniería Mecánica

TRABAJO DE FIN DE GRADO

ANÁLISIS DEL CALENTAMIENTO REGENERATIVO
DEL AGUA DE ALIMENTACIÓN EN PLANTAS
SOLARES TERMOELÉCTRICAS

PRESENTACIÓN

Autor:

Jorge Herzog Gallardo

Tutor:

Agustín M. Delgado Torres

Julio, 2020

OBJETO Y ALCANCE

El objetivo de este proyecto es el análisis del proceso de regeneración de una central solar termoeléctrica, con sistema de almacenamiento térmico, que utiliza la tecnología de colectores cilindro parabólicos. Para ello, se analiza el impacto que tiene en calentamiento regenerativo del bloque de potencia la modificación del número de calentadores de agua de alimentación presentes.

Desde el punto de vista formativo, su finalidad es la adquisición de conocimientos básicos y fundamentales sobre el aprovechamiento del recurso solar y sobre la tecnología empleada por las centrales termosolares para dicho fin. A su vez, se plantea un aprendizaje en el manejo de herramientas de simulación tanto para ciclos termodinámicos como para el campo solar de la central.

En el presente trabajo se selecciona una central solar termoeléctrica con tecnología de captación cilindro parabólica como referencia. Se toman sus correspondientes características para el bloque de potencia, el campo solar y el sistema de almacenamiento térmico.

A partir de dicha central seleccionada se plantean las diferentes modificaciones en el número de calentadores de agua de alimentación para analizar como modifica el funcionamiento de la planta. Además, para el caso de estudio con tres calentadores, se modificará la presión del desgasificador para observar cómo afecta al calentamiento regenerativo.

El análisis planteado abarca el aspecto termodinámico, pero también el análisis tecno-económica de la planta. Por un lado, se modela el funcionamiento del ciclo de potencia de forma detallada para cada aparato que interviene, y se estudian las características energéticas del ciclo de potencia. Por otro lado, también se plantea un estudio tecno-económico sobre las características del campo solar y el sistema de almacenamiento térmico.

No es objeto de este trabajo el estudio de las distintas configuraciones que se podrían adoptar en el modelado del campo solar. Tampoco es alcance de este proyecto la selección concreta de la ubicación, por lo que no se estudian las diferentes posibilidades del análisis termodinámico en función de la localización de la planta.

DESCRIPCIÓN DE LOS CAPÍTULOS

Capítulo 1. Introducción a la energía solar térmica

En este capítulo se explica el contexto de la energía solar térmica en el mercado energético actual, así como su relevancia en el mercado energético español. Por otro lado, se explican nociones básicas de la radiación solar y sobre la captación solar. Se define cada una de las tecnologías empleadas para la captación solar, y se entrará en detalle en los sistemas colectores cilindro parabólico. Se describirán todas las partes de este tipo de colector y finalmente, se explicará el proceso de generación de electricidad.

Capítulo 2. Configuraciones consideradas para el Cycle-Tempo

En este capítulo, se describe el ciclo de potencia de la planta tomada como referencia, Andasol-1. Posteriormente, se introduce el software Cycle-Tempo que permitirá simular el ciclo termodinámico y el análisis en el punto de diseño. Se explica brevemente los elementos utilizados con el programa y se muestran los esquemas obtenidos para las diferentes configuraciones.

Capítulo 3. System Advisor Model

Se introduce el software System Advisor Model (SAM), que se emplea para realizar una simulación anual, en el punto de diseño calculado con Cycle-Tempo, para las distintas configuraciones de la planta. Se explica el modelo de sistema energético y financiero empleado. Además, se indica el procedimiento que se sigue para dimensionar y caracterizar el campo solar.

Capítulo 4. Resultados en punto de diseño con Cycle-Tempo

En este capítulo, se muestran los resultados obtenidos en Cycle-Tempo para cada una de las configuraciones planteadas. Posteriormente, se analiza dicha información para observar como afecta la modificación del calentamiento regenerativo en el bloque de potencia. Para ello, se indican los resultados de las propiedades termodinámicas de los estados que definen la operación de la planta, y los resultados de los análisis energéticos de los equipos que forman la instalación. Además se obtiene información necesaria para la simulación anual.

Capítulo 5. Resultados de la simulación anual con SAM

Se exponen y estudian los resultados obtenidos a partir de la simulación anual realizada con SAM. En primer lugar, se estudia el comportamiento de la configuración real de la planta con cinco calentadores. A partir de este caso, se interpreta mediante las gráficas y la información obtenida, como se comporta una central solar termoeléctrica con tecnología de captación cilindro parabólico y con almacenamiento térmico. Por último, se compararán los parámetros más relevantes obtenidos para cada configuración, de manera que se pueda concluir como afecta el calentamiento regenerativo al funcionamiento de la planta.

Anexo A. Parámetros de entrada para SAM extraídos de Cycle-Tempo

En este anexo, se muestran los cálculos empleados para obtener el caudal másico de aceite que circula por el campo solar, así como la temperatura de entrada al lazo, a partir de datos termodinámicos obtenidos con Cycle-Tempo.



ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA

Titulación: Grado en Ingeniería Mecánica

TRABAJO DE FIN DE GRADO

ANÁLISIS DEL CALENTAMIENTO REGENERATIVO
DEL AGUA DE ALIMENTACIÓN EN PLANTAS
SOLARES TERMOELÉCTRICAS

CAPÍTULO 1. INTRODUCCIÓN A LA ENERGÍA SOLAR TÉRMICA

Autor:

Jorge Herzog Gallardo

Tutor:

Agustín M. Delgado Torres

Julio, 2020

1.1 Contexto

El desarrollo económico actual se encuentra en plena transición energética, donde los sistemas energéticos aún dependen en gran medida de los combustibles fósiles. Sin embargo, el uso de estos últimos se encuentra en declive, entre otros motivos, por ser partícipe del proceso de cambio climático. Otro factor fundamental para este cambio energético es que las energías renovables en los últimos años han progresado de tal manera, que algunas de ellas son más económicas que las energías fósiles debido al descenso de los costes de inversión en nuevas instalaciones. Por tanto, se ha establecido un nuevo modelo de desarrollo sostenible que pueda paliar los defectos mencionados anteriormente.

Actualmente existen diversos planes energéticos tanto a nivel europeo, como a nivel nacional. En el ámbito europeo, la UE ha establecido una legislación relacionada con el marco climático y energético para 2030, una vez haya logrado cumplir el objetivo de reducción de emisiones de gases de efecto invernadero del 20% en 2020. La Estrategia Europea 2030 se redacta con el fin de contribuir al acuerdo de París y proponer una serie de objetivos energéticos y políticos, para el período de 2021 a 2030, que fomentan tres líneas de mejora [1]:

- La reducción de emisiones de gases que intervienen en el proceso de efecto invernadero al menos un 40% con respecto a los niveles de emisión del año 1990.
- El incremento de la participación en el uso de energías renovables de al menos un 32% sobre el consumo de energía final. Este objetivo tiene incluida una cláusula de revisión al alza para 2023.
- La mejora de la eficiencia energética, al menos en un 32,5%

Este marco fue adoptado por el Consejo Europeo en octubre de 2014. Los objetivos para las energías renovables y la eficiencia energética se revisaron al alza en 2018. Esta revisión produjo cambios en los porcentajes de uso de energía renovable y eficiencia energética, ambos estimados inicialmente en un 27%.

La fuente de energía más importante de la Tierra es la energía solar, y junto con la energía eólica suponen los recursos renovables más recurridos en la actualidad. El

desarrollo de las células solares y la generación de energía solar térmica se remonta al siglo XIX. En los últimos años, la capacidad instalada ha experimentado un gran incremento. A finales del año 2010, había cerca de 42GW de capacidad de generación solar en todo el mundo frente a los 586GW que había instalado en el año 2019. Desglosando este valor, 580GW instalados provienen de la energía solar fotovoltaica mientras que los 6GW restantes provienen de la energía solar térmica.

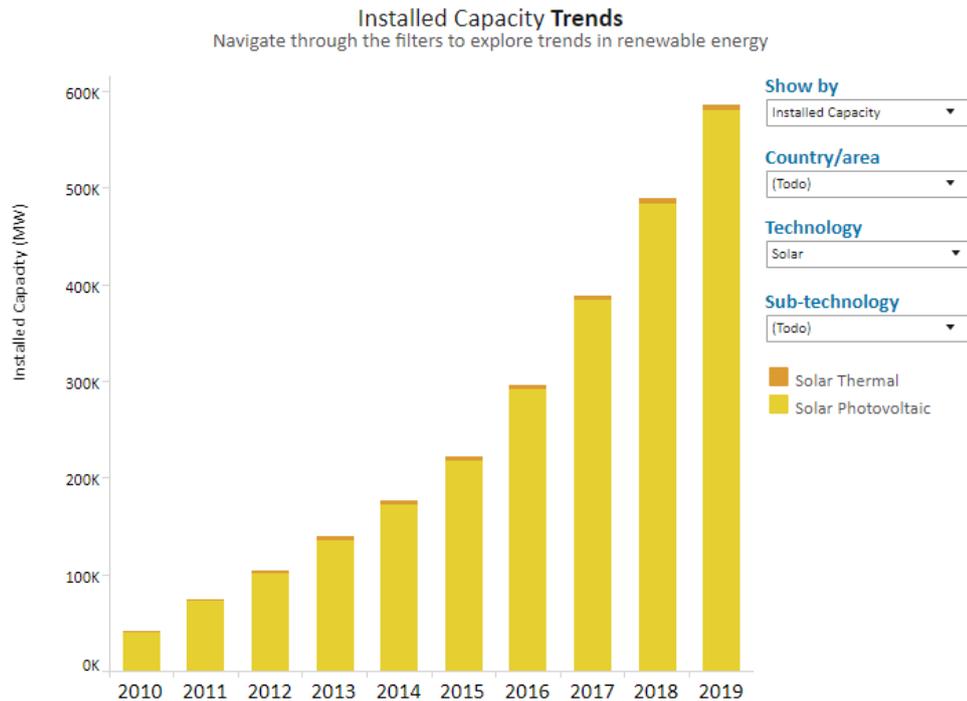


Fig. 1. Potencia solar termoeléctrica instalada a nivel mundial entre los años 2010-2019 [2]

Para entender también el uso de la energía solar termoeléctrica y su crecimiento, es necesario evaluar el impacto económico que tiene respecto al resto de energías renovables.

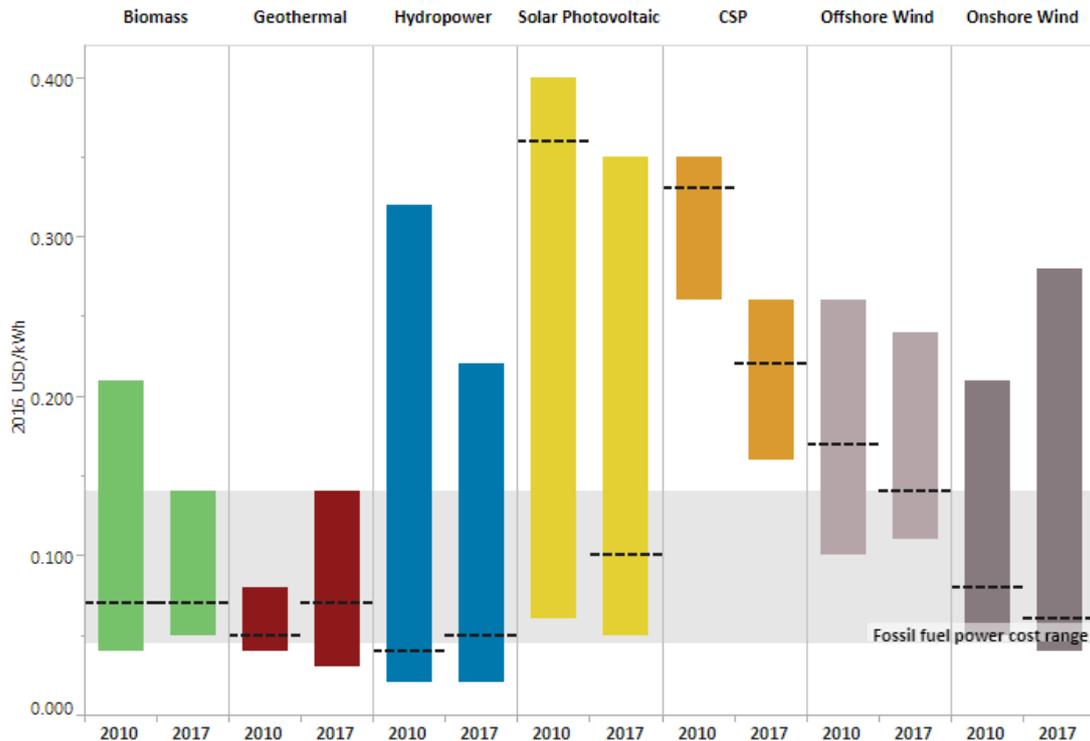


Fig. 2. LCOE de diferentes tecnologías que emplean energías renovables entre los años 2010-2019 [2]

En la gráfica se muestra el valor del LCOE de diferentes energías renovables entre el 2010 y 2017. El LCOE “Levelized cost of energy” indica el precio que cuesta generar la electricidad, y se observa que la energía termosolar tenía el mayor valor en 2017. Sin embargo, también es la energía que consiguió reducir más el LCOE en ese periodo de tiempo, por lo que todo indica que en los siguientes años seguirá con esa trayectoria. En el año 2017, para los sistemas de captación solar se tiene un LCOE de 0,22 c\$/kWh, lo que quiere decir que cada kWh de energía eléctrica que producía la planta, le costaba 22 centavos. La banda gris indica cuánto cuesta generar electricidad con combustibles fósiles, por lo que se observa que todavía sigue siendo más barato que la tecnología mencionada anteriormente.

España es uno de los países punteros en el desarrollo de la energía solar. A pesar de que la gran parte de la capacidad corresponde a las plantas de energía solar fotovoltaica, sigue siendo uno de los máximos referentes en el aprovechamiento de plantas de concentración de energía solar. En la figura 2, se aprecia el aumento de la capacidad instalada que tuvo lugar en el año 2019 en España, confirmando que la energía fotovoltaica es predominante en este país con 8,76 GW instalados. Por otro lado, se

observa que la capacidad instalada en centrales termoeléctricas es de 2,3 GW, siendo el país que registra el valor más alto en este aspecto.

Esto es posible gracias a las 50 centrales termosolares de las que dispone, distribuidas en su práctica totalidad en el sur de la Península Ibérica, salvo la planta Termosolar Borges ubicada en Lleida. En la figura 3, se observa la generación eléctrica a partir de centrales de concentración de energía solar por provincias durante el año 2019, así como la electricidad total, que llega hasta los 5166,4 GWh, suponiendo un 1,3% de la generación eléctrica del país [3].

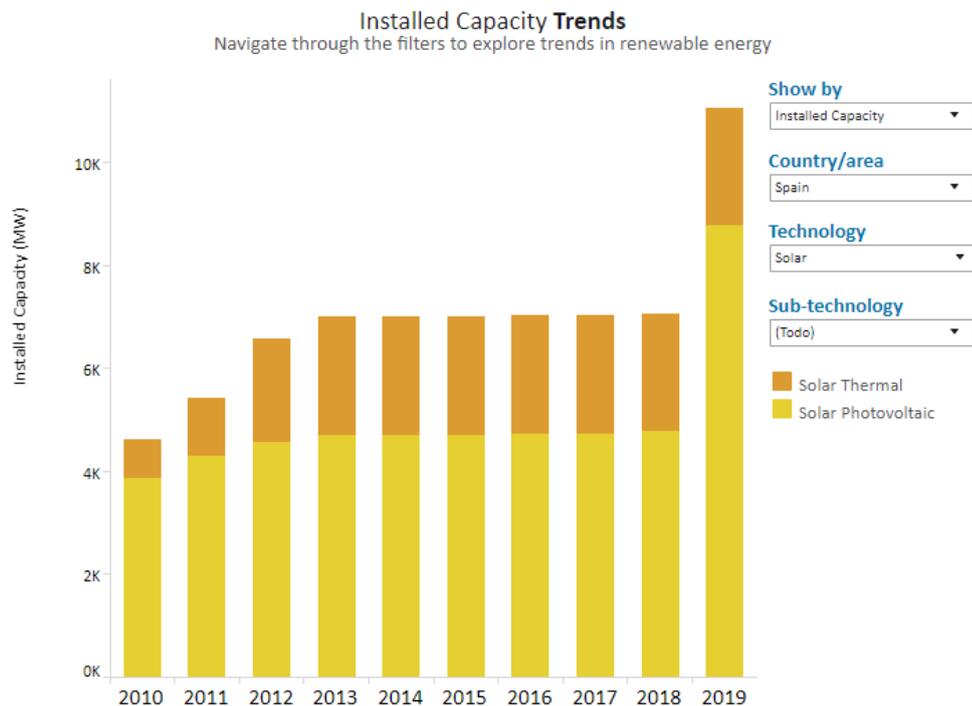


Fig. 3. Potencia solar termoeléctrica instalada en España entre los años 2010-2019 [2]

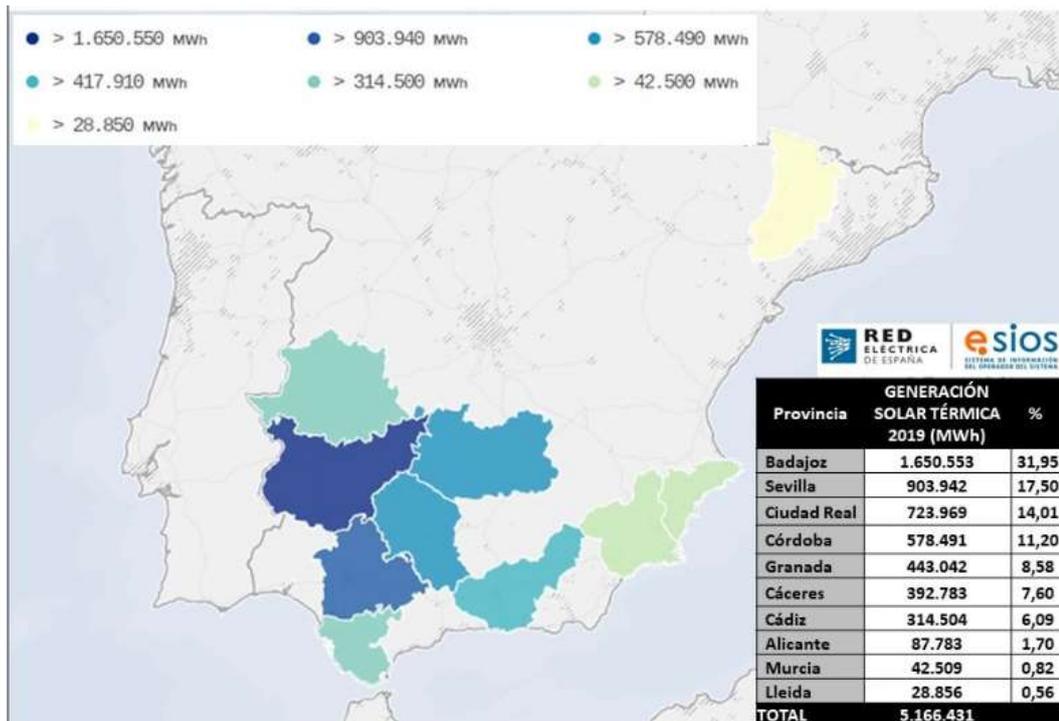


Fig. 4. Generación solar térmica por provincias españolas en 2019 [3]

El presente estudio de diseño de una planta solar termoeléctrica de tecnología cilindro-parabólico se instalará en el territorio español, concretamente en la isla de Tenerife, ubicado en las Islas Canarias. El motivo principal es que no existen precedentes de otra planta de concentración de energía solar en el archipiélago, por lo que con el estudio se apreciarán los factores que impiden la instalación de estas centrales. La energía solar termoeléctrica tiene demanda en Canarias exclusivamente para el uso de ACS en recintos hoteleros y domésticos, siendo la energía solar fotovoltaica la que se emplea para la generación de electricidad. En este aspecto Tenerife es la isla con mayor potencia solar fotovoltaica instalada, alrededor de 116MW en el último año.

Este estudio se centra en las centrales de energía solar termoeléctrica, ya que presenta algunas ventajas frente a los recursos renovables que se emplean actualmente en el archipiélago para generar electricidad. La comparación se centra en el análisis del calentamiento regenerativo que tiene lugar en el bloque de potencia de la planta con el fluido caloportador procedente del campo solar. Se estudia cómo influye en este tipo de centrales el número de calentadores de agua de alimentación que tengan.

Un aspecto favorable es la capacidad de hibridación de las plantas solares termoeléctricas, cuya turbina puede ser alimentada por una mezcla de energía térmica a

alta temperatura proveniente de esta planta y energías térmicas derivadas de otras fuentes como combustibles fósiles o biomasa. Esta hibridación flexibiliza la gestión de la planta y permite mantener la generación eléctrica constante en situaciones de déficit de energía solar. Se preferirá la hibridación con biomasa ya que permite la producción de energía, a través de energías renovables, a lo largo del día durante todo el año, sin necesidad de parada.

Sin embargo, la mayor ventaja que presentan estas tecnologías es la posibilidad de almacenar la energía térmica de alta temperatura. Se sabe que el aprovechamiento de la energía solar es variable, en función de la inclinación del sol y de la presencia de nubes que disminuyan la radiación incidente en los sistemas de captación. Por tanto, el almacenamiento térmico de estos sistemas permite que los días que no se pueda generar la totalidad de la potencia demandada, con la tecnología de captación, se compensen las carencias con la energía que se encuentra en los tanques de almacenamiento. Habitualmente, se tratan de tanques de sales fundidas donde se almacena parte de la energía solar captada durante el día, que se usa para generar electricidad por la noche.

1.2 La radiación solar

El Sol es el recurso energético más importante disponible para la Tierra, de hecho, sin él la vida no sería posible en la Tierra. La radiación emitida por el Sol (radiación solar) provoca que la temperatura de la superficie terrestre sea unos 523K más alta de lo que sería si dependiese únicamente de su calor interno. El Sol es un enorme reactor nuclear de forma esférica, con un radio de $6,96 \times 10^5$ km, cuya energía se genera gracias a las reacciones de fusión nuclear que tienen lugar dentro del mismo. De toda la energía que irradia el Sol, tiene una intensidad de radiación aproximadamente de $6,33 \times 10^7$ W/m², el sistema atmósfera-Tierra intercepta una parte equivalente a $1,7 \times 10^{14}$ kW, lo que representa que una superficie perpendicular a los rayos solares recibe 1361W/m². Este valor, tradicionalmente conocido como constante solar, no es una constante, sino el promedio de un valor variable que varía inversamente proporcional al cuadrado de la distancia desde la Tierra hasta el Sol. Su valor puede variar en un $\pm 3,5\%$ debido a las variaciones estacionales y un $\pm 1,5\%$ debido a posibles oscilaciones o fluctuaciones de manchas solares. Las magnitudes más empleadas para medir la radiación solar son:

- Irradiancia: potencia de la radiación solar por unidad de área (W/m²)
- Irradiación: energía por unidad de área (Wh/m² o J//m²)

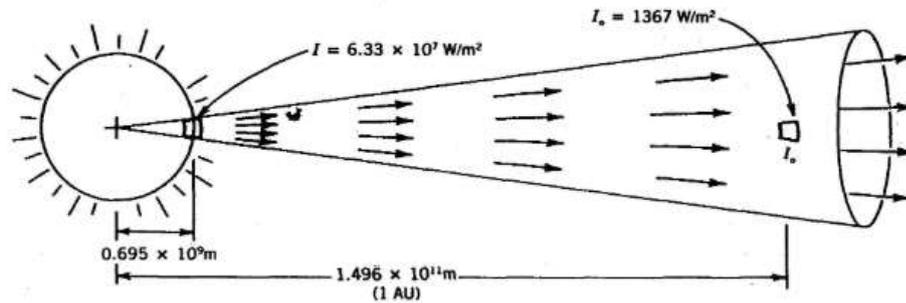


Fig. 5. Divergencia de la radiación solar desde el Sol hasta la Tierra [5]

La energía que irradia del Sol, antes de llegar a la atmósfera terrestre, presenta ondas de luz principalmente dentro del rango de longitud de onda de 200nm (ultravioleta) a 2500nm (infrarrojo). En esta etapa su composición es aproximadamente 56% de radiación infrarroja, 36% de radiación visible (400nm hasta 700nm) y 7% de radiación ultravioleta, mientras que el 1% restante son longitudes de onda que sobrepasan los 2500nm.

No toda esta radiación solar que llega a la atmósfera alcanzará la superficie terrestre. A su paso por la atmósfera, la radiación sufre modificaciones de sus características espectrales y de su distribución espacial, debido a los distintos gases que componen la misma. Los procesos que sufre la radiación solar en su trayecto hacia la superficie terrestre son:

- **Refracción:** También llamado “scattering”. Consiste en la atenuación de la radiación que llega al límite superior de la atmósfera, provocando que se redistribuya en todas las direcciones del espacio sin cambios significativos en la longitud de onda. Una parte se dispersará de regreso al espacio, mientras que el resto incidirá en la superficie de la Tierra como radiación difusa. Los componentes atmosféricos responsables de este proceso son el vapor de agua, los aerosoles y otros componentes moleculares.
- **Reflexión:** Una parte de la radiación es reflejada de vuelta al espacio, debido a su interacción con las nubes y partículas en suspensión. Estas juegan un papel muy importante en la regulación de la temperatura tanto de la atmósfera como de la superficie terrestre.

- **Absorción:** Una cantidad de la radiación incidente es absorbida por átomos y moléculas presentes en la atmósfera. El efecto es ocasionado esencialmente por el ozono, el vapor de agua y el dióxido de carbono. El ozono absorbe la radiación con longitud de onda inferior a $0,19\mu\text{m}$ (zona ultravioleta) en las capas altas y hasta $0,6\mu\text{m}$ en las proximidades. El vapor de agua absorbe en la zona infrarroja entre $1,0$ y $1,8\mu\text{m}$; mientras que el CO_2 absorbe a partir de longitudes de onda de $2,3\mu\text{m}$.

Por lo tanto, la radiación solar que llega a las inmediaciones de la Tierra se puede dividir en 3 componentes:

- Radiación directa: Es aquella que se recibe a nivel de tierra sin que los rayos de Sola hayan sido dispersados por la atmósfera.
- Radiación difusa: Es aquella que llega a la superficie terrestre sin una trayectoria definida, ya que surge como resultado de los procesos de refracción, reflexión o absorción de la radiación solar directa con las partículas y sustancias presentes en la atmósfera.
- Radiación reflejada: Es el porcentaje de radiación que cualquier superficie refleja respecto a la radiación que incide sobre ella (también se conoce como albedo). Depende de la naturaleza de los elementos en los que inciden la radiación solar y de la longitud de onda. Las superficies claras tienen valores de albedo superiores a las oscuras, y las brillantes más que las mates.

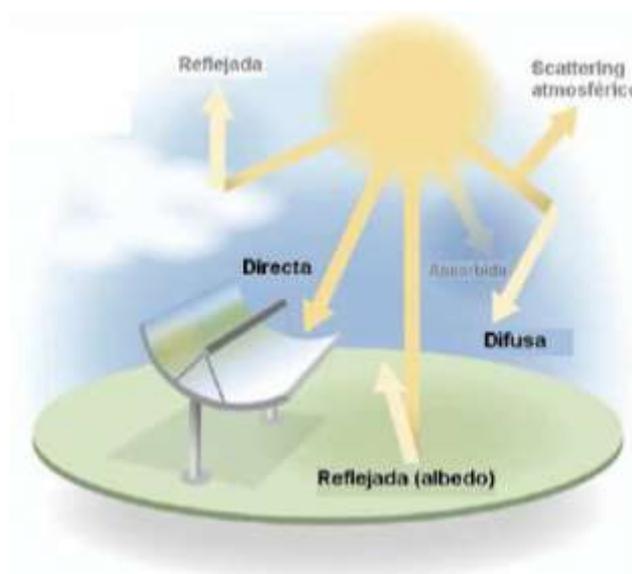


Fig. 6. Componentes de la radiación solar [30]

La energía directa es la mayor y más importante, aunque esta proporción varía en función de las condiciones medioambientales. En los días nublados, la proporción de energía directa con respecto a la total disminuye, mientras que, en los días soleados, esta proporción aumenta considerablemente. Además de las condiciones medioambientales (sobre las que se tiene escaso control), es necesario tener en cuenta el entorno, ya que éste puede influir claramente en el tipo de radiación que termina incidiendo en un sistema de captación. La presencia de superficies reflectantes, objetos que obstaculicen la llegada de radiación directa, e incluso la inclinación de las placas con respecto a la horizontal, influyen claramente en el tipo de radiación solar recibida pudiendo afectar a la eficiencia del sistema

1.3 Captación solar

La energía procedente del Sol es un recurso energético que tiene diversas formas de aprovechamiento. El presente documento se centra en el uso de la energía solar para producir energía térmica, a partir del calentamiento del fluido caloportador presente en los equipos de concentración de radiación solar. Como fluido suele emplearse una sal o aceite que es calentado a elevadas temperaturas, el cual contribuye en el cambio de fase de agua a vapor sobrecalentado, y ese vapor irá al bloque de potencia.

Para aprovechar la energía solar es importante conocer la cantidad de energía que llega al lugar donde prevé realizar la captación, en función de la hora, mes o año. Para ello es necesario comprender la geometría solar que trata los recorridos aparentes del Sol en el cielo, esto quiere decir, el movimiento relativo entre el Sol y la Tierra. La Tierra gira alrededor del Sol describiendo una órbita elíptica. Al mismo tiempo, la Tierra gira sobre ella misma alrededor de un eje, tardando un día en hacer este giro. Sin embargo, hay más factores que influyen en la incidencia de la radiación solar, que se comentan a continuación.

1.3.1 Geometría solar

El ángulo de incidencia de la radiación solar depende de la posición del sol en relación con una determinada posición de la superficie terrestre en un determinado momento del año. En el caso de un colector de energía solar, el ángulo de incidencia puede variar notablemente, dado que puede ocupar cualquier posición sobre la superficie terrestre.

El primer paso consiste en localizar la posición del elemento que se quiere instalar en la esfera celeste. Se asume como marco de referencia a la esfera celeste, con la tierra situada en el centro y se hace uso de los dos principales sistemas de coordenadas, el sistema del ecuador celeste y el sistema Sol-observador. En el sistema Ecuatorial el plano referencia es el Ecuador, y es una extensión del sistema geográfico terrestre a la esfera celeste.

1.3.1.1 Ángulos Tierra-Sol

En este primer apartado se tratarán todos los ángulos que influyen a la incidencia de la radiación solar, pero que no dependen de la posición del observador, sino únicamente la posición relativa entre la Tierra y el Sol, los cuales están en continuo movimiento. En este sentido, el sistema Ecuatorial refleja perfectamente todos los ángulos formados por el sistema Tierra-Sol.

En el sistema Ecuatorial el plano referencia es el Ecuador, y es una extensión del sistema geográfico terrestre a la esfera celeste. El ecuador celeste es la proyección del ecuador terrestre en el espacio hasta que corta la esfera celeste dividiéndola en dos hemisferios, por tanto, es perpendicular al eje de rotación de la Tierra. Como resultado de la inclinación que presenta el eje de rotación de la Tierra, el ecuador celeste tiene una inclinación de $\sim 23.5^\circ$ con respecto a la normal al plano de la eclíptica, el cual es el plano medio de la órbita de la Tierra alrededor del Sol (ver figura 6).

Los dos ángulos para la determinación de la posición del sol sobre la esfera celeste en cualquier momento son el ángulo de declinación solar (δ) y el ángulo horario (ω).

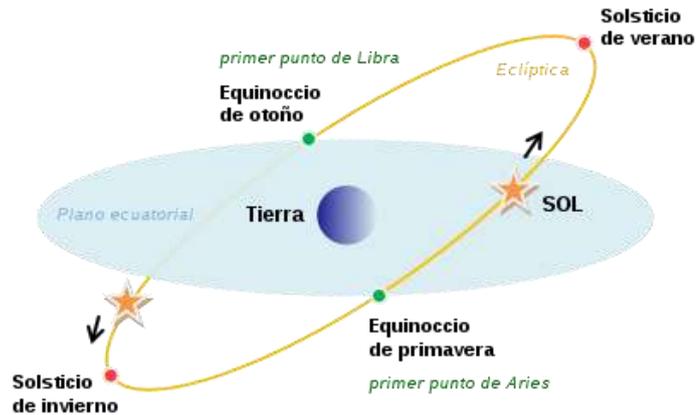


Fig. 7. Sistema del Ecuador celeste [31]

1.3.1.1.1 Ángulo de declinación solar (δ)

La Tierra realiza un movimiento de rotación sobre sí misma, alrededor de un eje imaginario denominado Eje Terrestre, el cual pasa por los dos polos. Como se comentó previamente, la inclinación de dicho eje es aproximadamente $23,5^\circ$ con respecto a la perpendicular del plano de la eclíptica,

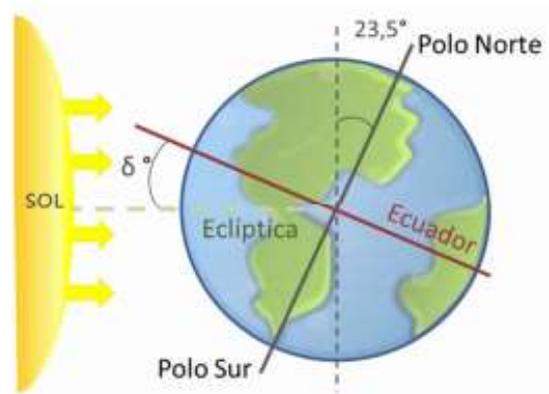


Fig. 8. Ángulo de declinación solar [31]

Por tanto, el ángulo de declinación (δ) es aquel formado por el plano ecuatorial terrestre con la línea que une los centros de la Tierra y el Sol. La declinación no depende de la posición del observador, solo depende del día del año. La declinación es una magnitud variable, que también varía a lo largo de la órbita terrestre, debido al movimiento de traslación que describe la Tierra alrededor del Sol, aunque su variación diaria es menor de $0,5^\circ$.

Si tomamos como referencia el hemisferio norte, el ángulo alcanza su mayor valor el 21 de junio, cuando $\delta = 23,5^\circ$. Este día se conoce como solsticio de verano en el hemisferio norte, corresponde con el día para el cual la parte diurna será máxima en todo el año. Mientras que en el hemisferio sur será el solsticio de invierno, por lo que el día tendrá una parte diurna mínima. Por otro lado, la declinación será mínima el 20 de diciembre, con un valor aproximado de $\delta = -23,5^\circ$. En este caso sucederá el solsticio de invierno en el hemisferio norte, mientras que en el sur será el solsticio de verano. Por último, la declinación será nula ($\delta = 0^\circ$) en los equinoccios de primavera (21 de marzo) y de otoño (22 de septiembre).

1.3.1.1.2 Ángulo horario (ω)

Es el ángulo que forma el meridiano local o del observador, desde el cual se desea realizar la medición, con el meridiano de referencia que contiene al Sol en su plano en ese momento. El concepto de ángulo horario se usa para describir la rotación de la Tierra sobre su eje polar. A diferencia del ángulo de declinación, el ángulo horario depende de la posición del observador y solo depende de la hora.

Para entender la variación del ángulo horario es preciso conocer el concepto de mediodía solar, que es el instante de tiempo en el que el Sol intercepta el plano meridiano del observador, alcanzado su punto más alto en el cielo. Por tanto, el ángulo horario es 0° en el mediodía solar, mientras que las horas previas a la correspondiente del mediodía tendrán $\omega < 0^\circ$, mientras que para horas superiores será $\omega > 0^\circ$. El ángulo horario aumenta en 15° grados cada hora, dado que la Tierra tarda 24 horas en dar la vuelta sobre sí misma, por lo que se entiende que varía 360° en un día o 15° cada hora.

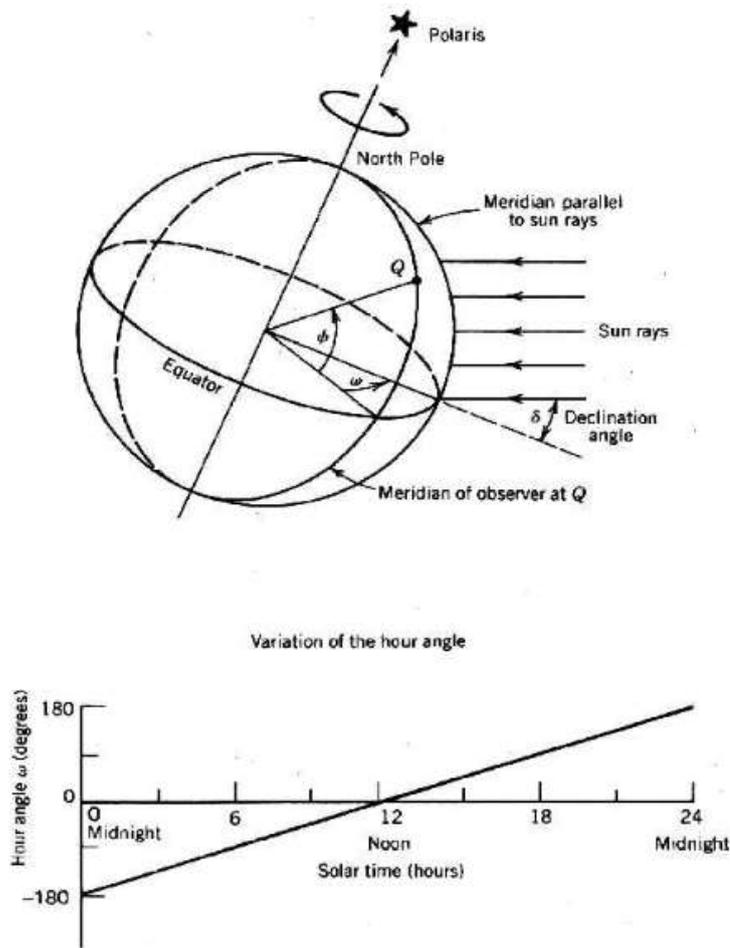


Fig. 9. Ángulo horario solar (ω) [4]

Para estimar el valor del ángulo horario es necesaria la hora solar, sin embargo, los relojes muestran la hora local, el cual no coincide con la hora solar local por dos razones. El primer motivo son los cambios en la velocidad angular de rotación y orbital de la tierra. Esta diferencia entre el tiempo solar medio y el tiempo solar real se llama ecuación del tiempo (ET), que representa el valor que difiere en un día determinado del año. Una aproximación para calcular la ecuación de tiempo en minutos fue proporcionada por Woolf (1968) con una precisión de 30 segundos en las horas de luz.

$$ET = 0.258\cos x - 7.416\sin x - 3.648\cos 2x - 9.228\sin 2x \text{ [minutos]} \quad (1)$$

Donde el ángulo x depende del número de día (N):

$$x = \frac{360(N - 1)}{365.242} \text{ [grados]} \quad (2)$$

El término N considera el número de días del año desde el 1 de enero. Se adjunta una tabla que muestra como calcular el día específico en función del mes del año que sea, donde “d” es el día del mes. Considerar año bisiesto 2000,2004,2008, etc.

Mes	Número del día	Notas
Enero	d	-
Febrero	d+31	-
Marzo	d+59	Añadir 1 en año bisiesto
Abril	d+90	Añadir 1 en año bisiesto
Mayo	d+120	Añadir 1 en año bisiesto
Junio	d+151	Añadir 1 en año bisiesto
Julio	d+181	Añadir 1 en año bisiesto
Agosto	d+212	Añadir 1 en año bisiesto
Septiembre	d+243	Añadir 1 en año bisiesto
Octubre	d+273	Añadir 1 en año bisiesto
Noviembre	d+304	Añadir 1 en año bisiesto
Diciembre	d+334	Añadir 1 en año bisiesto

Tabla 1. Conversión de número de fecha a día solar [4]

La segunda diferencia entre la hora solar y local son las distintas longitudes entre el meridiano localización (Lloc) y la longitud horaria del meridiano estándar (Lst). La expresión para calcular la hora solar en función de la hora solar viene dada por:

$$LCT = t_s - \frac{ET}{60} + LC + D \text{ [horas]} \quad (3)$$

- LCT: hora local (local clock time)
- t_s : hora solar (solar time)
- ET: ecuación del tiempo
- D: parámetro igual a 1 hora si la ubicación está en una región de donde el horario de verano está actualmente vigente, o cero en caso contrario
- LC: corrección de la longitud

$$LC = \frac{L_{loc} - L_{st}}{15} \text{ [horas]} \quad (4)$$

Finalmente, una vez se conoce la hora solar, se puede calcular el valor del ángulo horario con la siguiente expresión:

$$\omega = 15(t_s - 12) \text{ [grados]} \quad (5)$$

1.3.1.1.3 Ángulo de latitud (ϕ) y longitud

El ángulo de latitud es el ángulo entre el plano ecuatorial de la tierra y una línea dibujada desde un punto en la superficie de la tierra hasta el centro de la tierra. El ángulo de longitud es la distancia angular que existe entre el Meridiano de Greenwich y un punto cualquiera, medida sobre el paralelo que pasa por dicho punto. Con estos dos ángulos se puede obtener cualquier ubicación en la superficie terrestre.

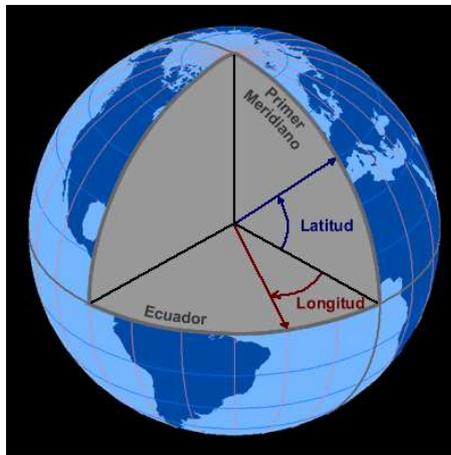


Fig. 10. Ángulos de latitud y longitud [5]

1.3.1.2 Ángulos observador-Sol

Para el cálculo de la radiación solar en una superficie horizontal es preciso definir la posición del Sol acorde con un sistema de coordenadas basado en el punto de observación, no en el centro de la Tierra. Por ello, se emplea un sistema de coordenadas polares, cuyo origen es la posición del observador. Desde el punto de vista de un observador sobre la Tierra, el Sol parece describir un arco de círculo desde su salida (orto) hasta su puesta (ocaso).

El plano de referencia es un plano horizontal que se cruza con la esfera celeste en el horizonte, por lo que también se denomina horizonte del observador. Dicho plano contiene una línea norte-sur y otra línea este-oeste. La otra coordenada se fija en la vertical del observador sobre la superficie terrestre, que surge de la intersección de la normal del plano horizontal y la esfera celeste. El punto en el que esta vertical intersecciona

a la bóveda celeste se llama *Cénit*. El punto opuesto en la misma vertical se conoce como el *Nadir*. Por último, este sistema supone que la Tierra está quieta y es el Sol el que se mueve alrededor de ella. A continuación, se describen los ángulos que definen la posición del Sol.

1.3.1.2.1 Ángulo de altura solar (α)

Es el ángulo formado por el plano horizontal y la línea que une al observador con el rayo central del sol. Varía dependiendo de la época del año y latitud en la que se encuentre el observador. Cuanto mayor es el valor de este ángulo, menor es el camino que recorre la radiación solar para llegar a la superficie terrestre. Por el contrario, para una altura solar pequeña, el camino que recorre la radiación solar es mayor, por lo que su intensidad al llegar a la superficie terrestre es menor. En el diseño de elementos que aprovechen la energía solar, es de vital importancia conocer el valor de este ángulo, que vendrá determinado por los ángulos presentes en el sistema Tierra-Sol.

$$\sin\alpha = \sin\delta \times \sin\phi + \cos\delta \times \cos\omega \times \cos\phi \quad (6)$$

El complemento del ángulo de altitud es la distancia angular desde el punto final de la altura solar hasta el cénit, y se denomina ángulo cenital solar (θ_z). Por tanto, conociendo el ángulo cenital, es posible obtener el valor de la altura solar (véase figura 9), y viceversa:

$$\theta_z = 90^\circ - \alpha \quad (7)$$

1.3.1.2.2 Ángulo cenital solar (θ_z)

Se trata del ángulo formado por la línea que une al observador con los rayos de sol y la vertical, es decir, el cénit. Al ser el ángulo complementario de la altura solar, cuanto mayor sea, más cerca del horizonte estará el Sol. Cuando toma el valor de 0° significa que el Sol se encuentra justo en el cénit, por lo que los rayos de sol que incidentes son perpendiculares al plano horizontal. Por lo tanto, para calcular su valor se emplea la siguiente fórmula:

$$\cos\theta_z = \sin\delta \times \sin\phi + \cos\delta \times \cos\omega \times \cos\phi \quad (8)$$

1.3.1.2.3 Ángulo acimutal (A)

Es el ángulo o longitud de arco medido sobre el horizonte celeste que forman el punto cardinal Norte y la proyección vertical del Sol sobre el horizonte del observador situado en alguna latitud. El ángulo se mide en sentido horario, es decir, Norte-Este-Sur-Oeste. Existen otros criterios que miden el ángulo acimutal desde la coordenada que apunta hacia el sur o considerar la dirección en sentido antihorario. Antes del mediodía solar, el ángulo se considera negativo, y después del mediodía solar, positivo. Para conocer el ángulo acimutal, primero hay que calcular la constante A' .

$$\sin A' = \frac{-\cos \delta \times \sin \omega}{\cos \alpha} = \frac{-\cos \delta \times \sin \omega}{\sin \theta_z} \quad (9)$$

Para calcular el valor del ángulo acimutal se usará una ecuación u otra, en función del valor de $\cos \omega$:

$$\text{Si: } \cos \omega \geq \frac{\tan \delta}{\tan \phi}, \quad A = 180^\circ - A' \quad (10)$$

$$\text{Si: } \cos \omega < \frac{\tan \delta}{\tan \phi}, \quad A = 360^\circ + A' \quad (11)$$

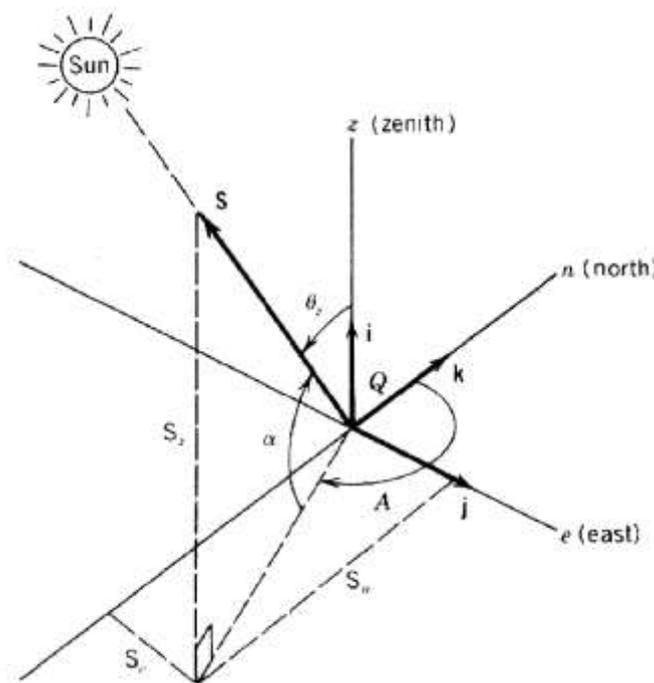


Fig. 11. Ángulo de altura solar(α), cenital(θ_z) y acimutal(A) [4]

1.4 Sistemas de captación solar

En este apartado se introducirá el concepto de sistemas de concentración solar térmica, se explicarán las características de cada una de las tecnologías empleadas para captar la radiación solar, y finalmente se desarrollará detalladamente todos los aspectos que afectan a la tecnología cilindro-parabólico.

La radiación solar directa que incide sobre la superficie terrestre tendrá una alta temperatura, pero su intensidad es relativamente baja. Como consecuencia, no es capaz de proporcionar una fuente de energía suficientemente intensa para una central térmica. Esta insuficiencia se debe a que la diferencia de temperatura sería muy baja para que el motor térmico trabajase efectivamente. Para obtener la intensidad de radiación necesaria, la radiación solar debe concentrarse para ir acumulando la intensidad. Sin embargo, las plantas termosolares solo pueden usar la radiación directa, ya que con la radiación difusa procedente del Sol no consiguen la intensidad requerida. En una planta de este tipo se capta los rayos solares normalmente con el uso de espejos.

Estas plantas usan la energía de los rayos de sol captados para calentar un fluido termodinámico, como por ejemplo agua, con el fin de conducir un motor termodinámico. El motor extrae la energía del fluido mediante un ciclo a través del cual pasa y a partir de un gradiente de temperaturas. Para crear ese gradiente de temperatura debe haber una fuente caliente (el Sol) que caliente el fluido en un lado del ciclo y en el lado opuesto una fuente fría (normalmente agua o aire). Luego, el motor accionará un eje giratorio, que a su vez gira un generador de electricidad, por lo que se encarga de transformar la energía térmica inicial en energía mecánica y posteriormente en energía eléctrica.

Las plantas de concentración de energía solar pueden integrar sistemas de almacenamiento de energía térmica para generar electricidad durante los períodos nublados, así como durante las horas previas al amanecer o después del atardecer. Esta capacidad de almacenar energía solar hace que la concentración de energía solar sea una fuente flexible y maleable de energía renovable.

Sin embargo, también presenta inconvenientes. Si bien las plantas de energía solar fotovoltaica basadas en células solares pueden ubicarse más o menos en cualquier lugar, las plantas de energía solar térmica necesitan una gran área de tierra donde haya buena radiación directa anual y poca cobertura de nubes. Esto restringe su uso, pero aún deja un vasto recurso explotable.

Actualmente existen cuatro tipos de tecnologías CSP disponibles comercialmente que se pueden clasificar según el área empleada para captar la radiación. Existen dos tipos de colectores solares: lineales y puntuales. La tecnología más antigua son los colectores cilindro-parabólico y la de mayor crecimiento desde el año 2017 es la central solar de torre. A continuación, se tratará cada una de las tecnologías presentes en el mercado. Se profundizará en el sistema cilindro parabólico, ya que se utilizará en el estudio que concierne a este trabajo.

1.4.1 Colectores solares de foco puntual

Los sistemas de colectores puntuales tienen reflectores que concentran la radiación solar en un receptor central, el cual equivale a un punto en comparación con los reflectores. Las dos tecnologías predominantes son los discos parabólicos y la central solar de torre central. El nivel de concentración es mayor que en un colector lineal, ya que toda la energía se concentra en un punto.

1.4.1.1 Central solar de torre

Este tipo de planta tiene en su centro una torre alta que soporta un receptor de calor. La torre está rodeada por un campo de espejos planos o ligeramente parabólicos de seguimiento solar, llamados heliostatos. Los heliostatos consiguen seguir el movimiento del Sol a través del cielo mediante la estructura metálica que los soporta, ya que permite el movimiento de los espejos en uno o dos ejes. La estructura de soporte se mueve acorde a las señales que le envía un sensor instalado que está alineado con el Sol. Su objetivo es captar la mayor cantidad de energía solar durante las horas de luz y dirigir esos rayos solares al receptor ubicado en la torre. El terreno sobre el cual se construye la planta de energía no tiene que ser plano porque los cambios de elevación sobre el campo del colector tienen poco efecto en la eficiencia, una ventaja en comparación con las plantas de cilindro-parabólico



Fig. 12. Heliostatos en una central solar de torre [32]

En cuanto al receptor ubicado en la parte superior de la torre, presenta una alta conductividad térmica, color oscuro y gran resistencia a las altas temperaturas que se llegan a alcanzar. El receptor tiene una serie de tubos que contiene el fluido termodinámico que se calentará, por eso se denomina receptor de tubo externo. La energía solar incide directamente en el exterior de los tubos que transportan el fluido de transferencia de calor, y esa energía se conduce a través del material del tubo hacia el fluido interno.

Posteriormente, el fluido transportará la energía solar capturada para conducir un motor de calor termodinámico. Esto se puede lograr de dos maneras. La más eficiente es usar el mismo fluido termodinámico para el motor térmico. La otra opción es circular el fluido de transferencia de calor por un intercambiador de calor para calentar el fluido que impulsa el motor.

Los concentradores solares de torre central tienen concentraciones solares en el rango de 500 hasta 1000. La eficiencia se encuentra en el rango del 50-70%, alcanzando temperaturas entre 150°C y 600°C.

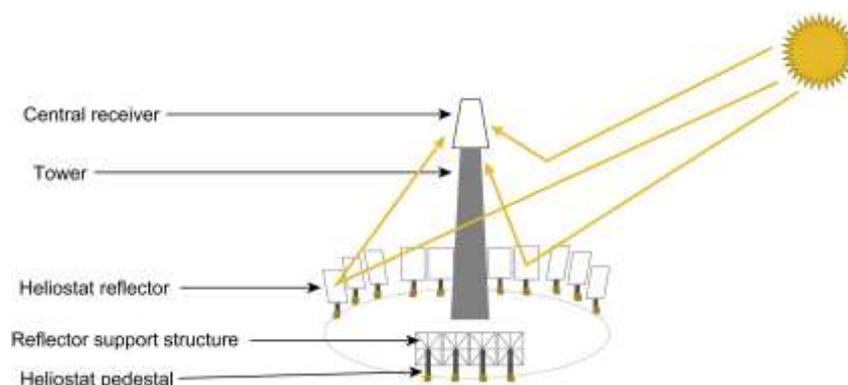


Fig. 13. Central solar de torre central [6]

Actualmente en España hay tres plantas operativas que usen la tecnología de torre central. De hecho, la primera central de torre comercial de Europa, la central PS10, fue construida en España.

Nombre	Localización	Capacidad instalada (MW)	Producción anual (GWh)	Completada
PS10	Sevilla	11	24	2006
PS20	Sevilla	20	44	2009
Gemasolar	Sevilla	17	100	2011

Tabla 2. Centrales solares de torre en España [3]

1.4.1.2 Sistema disco parabólico

Se trata de una tecnología basada en un único reflector parabólico, similar en forma a una antena de satélite formado por un conjunto de espejos orientados hacia un único punto. El método de captación de la energía solar es igual que para el sistema de torre central, donde el reflector enfocará los rayos de Sol hacia un receptor (enfoque puntual). A diferencia de en las centrales solares de torre, se fija el receptor a la estructura del soporte del reflector para que tanto el disco como el receptor sigan la trayectoria del Sol.

En cuanto al receptor, la consideración más común es que un disco parabólico tenga un motor Stirling colocado en el receptor. A diferencia de los motores de combustión interna alternativos, en este motor no existe combustión ni consumo de combustible, por lo que en este tipo de sistemas el calor es aportado externamente.

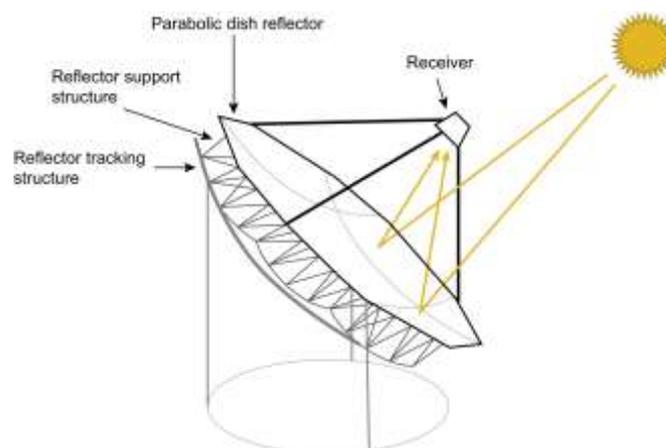


Fig. 14. Colector de disco parabólico [6]

Es posible calentar un solo motor directamente enfocando la luz solar sobre la placa calefactora del motor, esto provoca que cada disco tenga su propio motor Stirling. El ciclo Stirling utiliza un gas de trabajo, que suele ser helio o hidrógeno, que se comprime y expande alternativamente para convertir la energía térmica en energía mecánica.

El motor Stirling consta de dos pistones: uno en el que se encuentra el fluido a altas temperaturas procedentes de concentración de la radiación; y otro hacia el cual se dirige el fluido después de haber sido comprimido por el pistón. El motor Stirling lleva acoplado a su vez un generador eléctrico que se mueve debido al movimiento de los pistones, produciendo la electricidad.

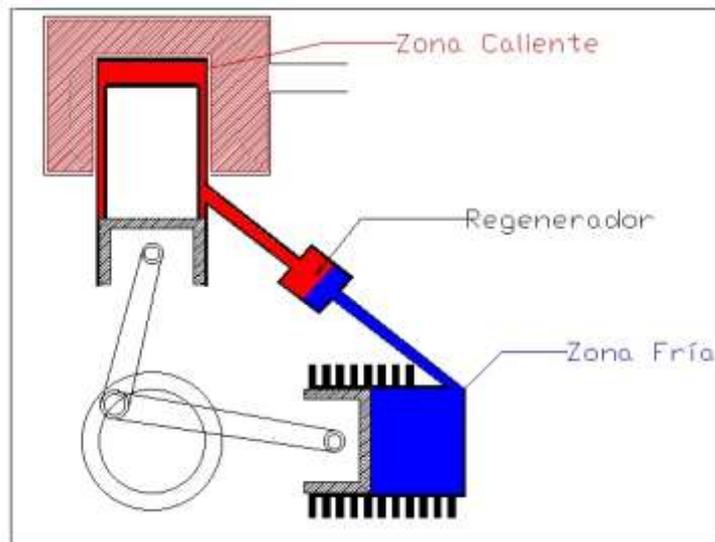


Fig. 15. Motor Stirling [33]

Al igual que en la central de torre, el disco parabólico es un colector puntual, pero que alcanza mayores ratios de concentración solar, llegando incluso a valores cercanos a 2000. Alcanza una eficiencia de hasta el 40% alcanzando temperaturas superiores a 1500°C. El tamaño del disco está limitado debido a los materiales empleados, y los discos de mayor tamaño tienen un diámetro de 10m, con una capacidad de generación de 25 kW.

La tecnología disco parabólico aún no es una realidad en España, ya que no hay instalada ninguna planta que use esta tecnología. Sin embargo, hay dos proyectos anunciados de plantas solares térmicas que implementen el disco parabólico como sistema de captación. Una de ellas es la central Aznalcollar TH ubicada en Sevilla y con una futura capacidad de 0,08MW.

1.4.2 Colector solar lineal

Los sistemas de colectores lineales tienen reflectores que concentran la radiación solar en un receptor lineal, por lo que sus valores de concentración solar no son muy altos. Las dos tecnologías predominantes son el sistema cilindro-parabólico y el captador Fresnel.

1.4.2.1 Captador Fresnel

Esta tecnología está compuesta por un conjunto de espejos planos (o casi planos) montados sobre unos tubos a nivel del suelo. Los receptores individuales están dispuestos paralelos al suelo, de modo que cada espejo tiene una distancia focal diferente a su receptor. Aun así, se minimiza la distancia entre espejos para reducir las pérdidas por discontinuidad del área reflectante. Los reflectores pueden girar sobre un eje, normalmente el de mayor longitud con orientación Norte-Sur, para seguir el movimiento del Sol.

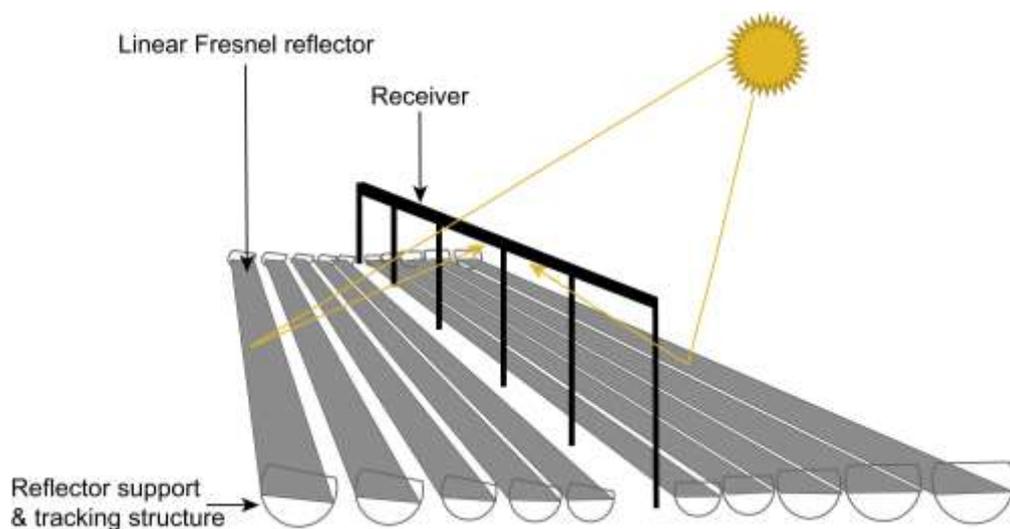


Fig. 16. Esquema de un colector lineal Fresnel [6]

El receptor está formado por uno o varios tubos absorbentes fijos en relación con los espejos, que en algunos casos tienen una cubierta con forma trapezoidal. Se encuentra en un plano paralelo y superior a los concentradores de radiación. Los rayos solares se reflejan en los receptores tubulares generando calor y, por tanto, calentando el fluido caloportador que circula dentro de los tubos. En ocasiones, se usa agua que pasará a ser vapor cuando reciba la radiación solar, y ese vapor de agua se usa para producir electricidad a partir de una turbina.

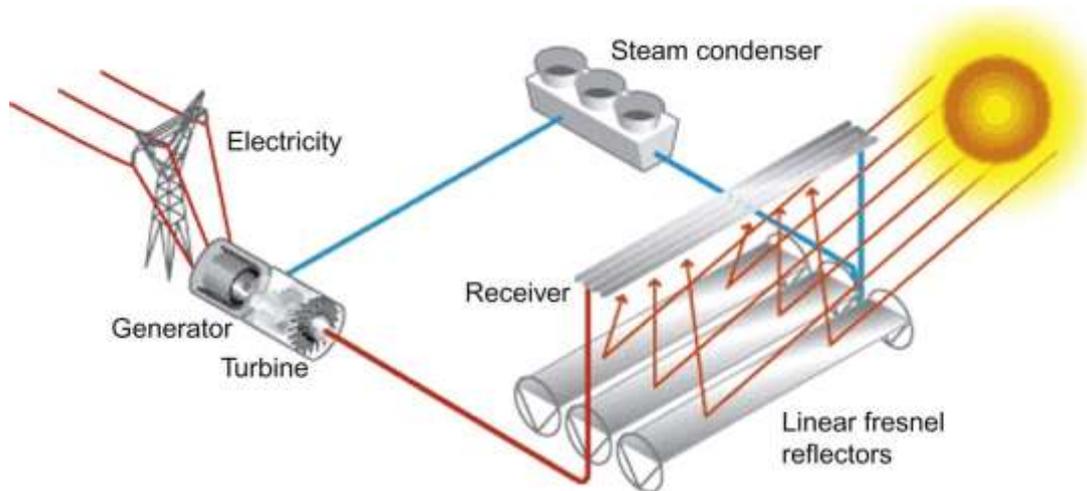


Fig. 17. Planta con sistema colector lineal Fresnel [7]

En España hay dos centrales termosolares que usan la tecnología de colector Fresnel. Son conocidas como Puerto Errado I y Puerto Errado II, ambas ubicadas en la provincia de Murcia. La primera comenzó a operar en el año 2009 con una capacidad de 1,4MW. Por su parte, la segunda se inauguró en el año 2012 y su capacidad llega hasta los 30MW.



Fig. 18. Central de Puerto Errado II [34]

1.4.2.2 Sistema cilindro parabólico

Como ya se comentó anteriormente, la tecnología cilindro parabólica será la elegida para actuar como sistema de concentración de radiación solar en el presente trabajo. Por tanto, a diferencia de las otras tecnologías, en este caso se explicarán en detalle todos los elementos y aspectos que intervienen en el funcionamiento de estos colectores.

El sistema cilindro parabólico es el más antiguo de las tecnologías termosolares modernas. Los colectores disponibles comercialmente alcanzan relaciones de concentración solar, similares al sistema de torre central, superiores a 500.

Para el diseño de una planta solar termoeléctrica, en este caso con el sistema cilindro parabólico, se debe optimizar las tres partes en las que se divide, y que tienen la misma importancia todas para la correcta generación eléctrica, estas partes son:

- Campo solar (sistema cilindro-parabólico)
- Sistema de transferencia de calor (intercambiador de calor)
- Bloque de potencia (contiene una turbina conectada al generador y un condensador)

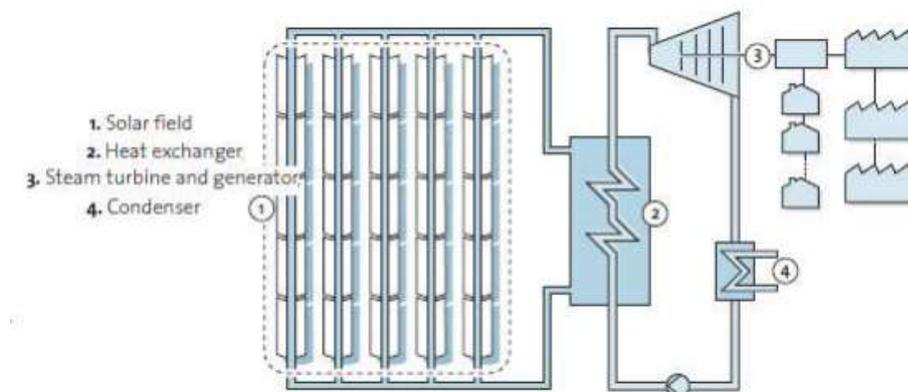


Fig. 19. Distribución general de una planta solar termoeléctrica [35]

A continuación, se desarrollará cada uno de los elementos que compone el campo solar. Después se describirá el funcionamiento completo de la planta, introduciendo el concepto y los elementos que componen el sistema de transferencia de calor y el bloque de potencia.

1.4.2.2.1 Elementos del sistema cilindro parabólico

Un colector solar cilindro parabólico convencional está compuesto por los siguientes componentes:

- Reflector parabólico con sistema de seguimiento solar
- Receptor tubular
- Fluido caloportador
- Almacenamiento de energía térmica

1.4.2.2.1.1 Espejo reflector

El reflector cilindro parabólico es un espejo curvado cuya función es concentrar la radiación directa que incide sobre su superficie y reflejarla sobre el receptor situado en la línea focal de la parábola formada por el propio colector. Es un tipo de colector diferente a los anteriores, ya que tiene una sección transversal parabólica, pero es lineal en la tercera dimensión. Por tanto, el colector se extiende linealmente para formar un reflector largo. Es uno de los elementos fundamentales de todo CCP, ya que afecta mucho el rendimiento global del colector.

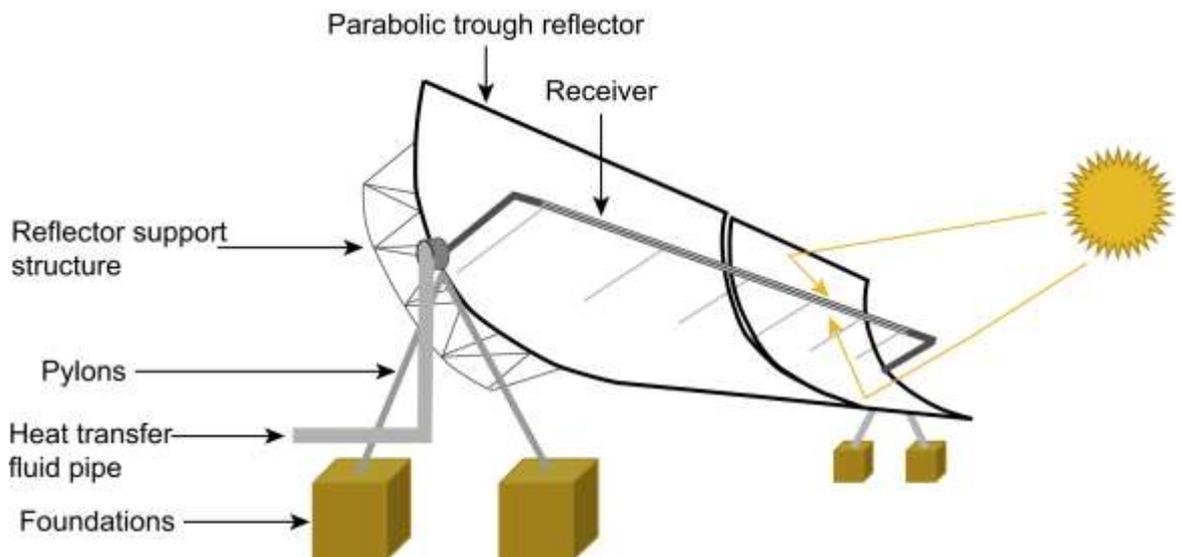


Fig. 20. Sistema cilindro parabólico [6]

Una central solar termoeléctrica con tecnología cilindro parabólica dispone todos los captadores en la misma dirección para realizar un seguimiento en un solo eje del movimiento del Sol. También se han fabricado CCP que puedan girar en dos ejes, pero

su rendimiento es menor que los de seguimiento en un único eje, ya que tiene mayores pérdidas térmicas y complejidad mecánica. Los colectores están orientados según la dirección Norte-Sur, con un seguimiento del recorrido del Sol de Este a Oeste.

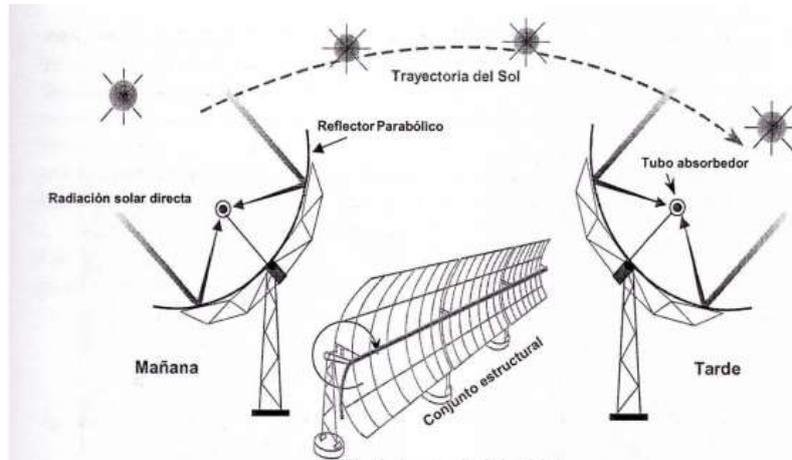


Fig. 21. Esquema de funcionamiento de un sistema de seguimiento solar en un eje. [8]

Para llevar a cabo el seguimiento, se dispone a los equipos de un sistema con un sensor alineado con el ángulo de incidencia de la radiación solar en cada momento. Este ángulo es aquel formado entre los rayos del sol incidentes sobre la superficie del captador cilindro parabólico y el vector perpendicular a la superficie del captador. Conforme disminuye el ángulo, la radiación incidente será menor y por tanto también disminuye la producción del campo solar. Para el desplazamiento del captador se emplean sistemas hidráulicos debido a la fuerza que pueden alcanzar y que no realizan paradas bruscas, ya que desaceleran progresivamente.

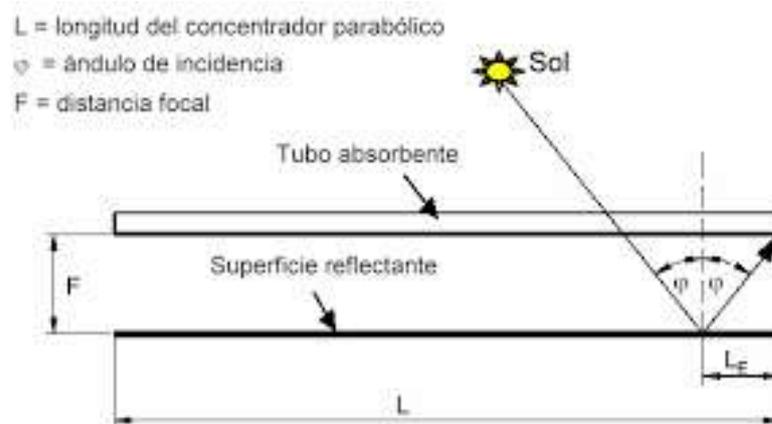


Fig. 22. Ángulo de incidencia sobre el concentrador cilindro parabólico [8]

El campo solar está organizado por filas de colectores que se agrupan de dos en dos formando lazos de dos filas conectadas en serie. Entre cada lazo se deja el espacio necesario para minimizar las pérdidas por sombras o bloqueos, así como para facilitar a los operarios las tareas de mantenimiento. Los lazos se conectan en paralelo unos con otros a través de colectores, conocidos como colector frío y caliente. El primero distribuye el fluido frío a todos los lazos a la entrada del campo solar, mientras que el segundo recoge el fluido caliente de cada lazo a la salida del campo solar.

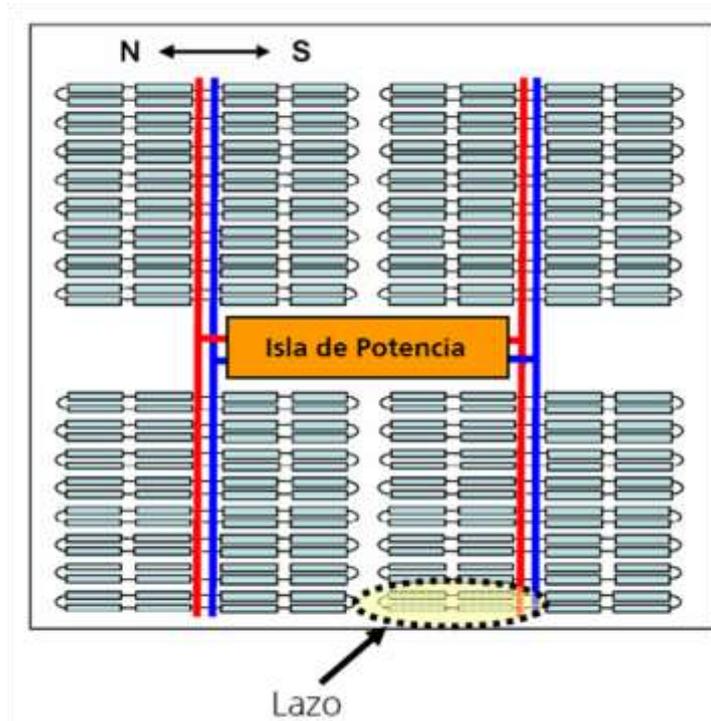


Fig. 23. Esquema de la distribución típica del campo solar [11]

Los captadores están formados por un determinado número de módulos. Un único cilindro está formado por varios espejos o módulos con una longitud entre 5 y 20m, y en su conjunto pueden llegar a alcanzar los 150m de longitud de panel solar. En cuanto a la otra dimensión, los colectores pueden alcanzar 2m de profundidad.

Para llevar a cabo la reflexión, se utilizan películas de plata o aluminio, que tienen buenas propiedades reflectivas, depositadas sobre un **soporte** que le aporta la rigidez necesaria. Tradicionalmente, el material usado para este soporte es el vidrio. En este caso, se colocaría adjunto al vidrio una fina película de plata protegida por una película de cobre y otra de pintura epoxi. Los espejos de este tipo pueden alcanzar entre un 94-98% de reflectancia. Dentro de este grupo, en especial se emplean colectores con soporte de vidrio

de espesor mayor a 3mm. Se obtiene su curvatura parabólica mediante tratamientos en hornos especiales

Sin embargo, esta es una tecnología costosa, puede suponer un 50% del costo total de la planta, y por eso se han propuesto otras alternativas. Una de ellas es el uso de plástico en tipo sándwich con una fina capa de plata entre las capas de polímero para formar la superficie reflectante. La película de polímero es mucho más liviana que el vidrio y los espejos son menos costosos a la hora de fabricarse. El principal inconveniente es que se deterioran a la intemperie, ya que las partículas que circulan por el aire erosionan la superficie de los espejos.

Otra alternativa es construir el soporte del reflector a partir de una chapa de aleación ligera de metal, por lo que el material tiene la función de soporte, pero también reflectante. Junto con estas chapas se usa una película de aluminio que puede alcanzar un 80% de reflectancia. Su principal ventaja es el bajo coste, pero al igual que cuando se usa plástico, su principal inconveniente es la baja durabilidad.

Por último, la **cimentación** es otro aspecto muy importante del captador. La cimentación soporta y fija al suelo el concentrador para que la estructura soporte la carga para la que fue diseñada. El material utilizado normalmente es hormigón armado Standard. En el caso de que la orientación del colector sea Norte-Sur, se pueden montar esos colectores en posición horizontal o aprovechando la inclinación natural del terreno. En cambio, para una orientación Este-Oeste el captador siempre se montará en horizontal



Fig. 24. Colector cilindro parabólico [9]

1.4.2.2.1.2 Receptor tubular

El tubo absorbedor o receptor se encarga de concentrar la radiación solar reflejada por los espejos y convertirla en energía térmica en el fluido caloportador que contiene en su interior. El receptor está compuesto por dos tubos concéntricos. El interior tiene un diámetro próximo a 70 mm y es de acero inoxidable, por donde circula el fluido de trabajo, que posee un revestimiento oscuro, puede ser metálico o cerámico, para aumentar sus propiedades de absorción. El tubo exterior normalmente tiene un diámetro entre 110-120mm, y se fabrica con vidrio. Su finalidad es disminuir las pérdidas térmicas por convección, pero también proteger el revestimiento del tubo interior frente a las condiciones meteorológicas.

El espacio entre el tubo de acero y la envoltura exterior de vidrio se encuentra al vacío para reducir las pérdidas térmicas por convección. Los extremos del tubo exterior de vidrio se sueldan a un fuelle metálico que por el otro lado está soldado con el tubo de acero interior. El sistema de fuelle permite la expansión y contracción relativa del vidrio y el acero. Las uniones al final de cada colector deben permitir la rotación del receptor a medida que los colectores siguen al Sol.

La eficiencia del sistema cilindro parabólico depende mayoritariamente de la eficiencia de los receptores, así como la geometría del sistema. Puede alcanzar hasta un 75% de eficiencia a la hora de captar el Sol y transmitir su energía al fluido caloportador.

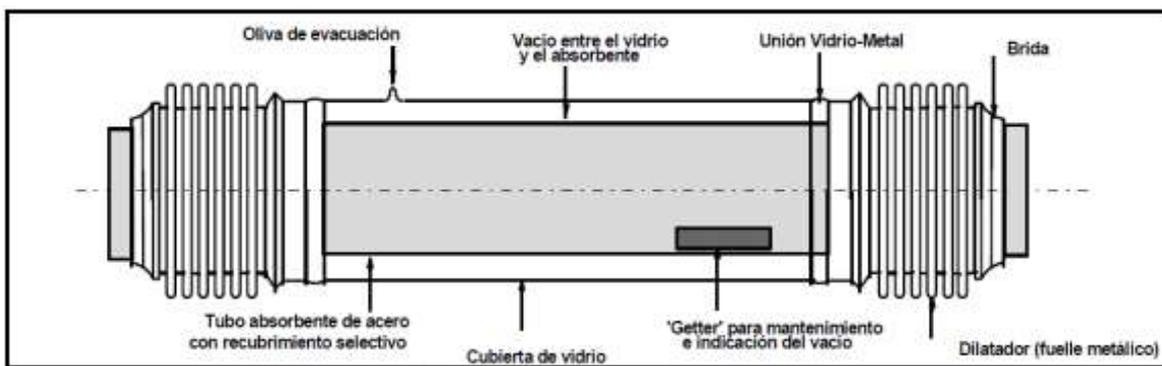


Fig. 25. Esquema del tubo absorbedor [10]

1.4.2.2.1.3 Fluido caloportador

Es el fluido que mientras circula por el tubo absorbedor recibe calor procedente de la radiación solar concentrada, de modo que su temperatura aumentará de forma variable dependiendo del fluido. El fluido puede alcanzar potencialmente hasta una temperatura de 550°C en un caso óptimo. Para ello debe pasar por un circuito que esté conectado a varios colectores solares conectados en paralelo. Aunque para temperaturas superiores a 400°C las pérdidas térmicas son elevadas y produce una disminución del rendimiento.

Su función es transferir la energía calórica a un fluido secundario, para convertirlo en vapor, mediante un intercambiador de calor a contracorriente. El vapor obtenido se encargará de mover la turbina del bloque de potencia.

El tipo de fluido depende de la temperatura de operación de la planta. Muchas plantas usan un aceite sintético cuyo límite de temperatura son 400°C (si se supera esa temperatura, se descompone el aceite). Por tanto, el procedimiento habitual es introducir aceite a una temperatura de entrada de 290°C y a la salida del receptor alcanzar los 390°C. De este modo, la temperatura del fluido aumenta 100°C a su paso por el campo solar.

Para el caso de estudio presente se considera como fluido caloportador el aceite sintético, el cual pasará, a la salida del campo solar, al circuito primario de un intercambiador de calor a contracorriente. En el circuito secundario del intercambiador circula agua a temperatura ambiente, que se calienta hasta convertirse en vapor sobrecalentado.

Una alternativa interesante es usar un sistema de vapor directo en el que el fluido caloportador es una mezcla de agua y vapor. La principal ventaja es el aumento del rendimiento de la planta ya que no es necesaria la presencia de un intercambiador de calor porque el vapor se genera dentro del campo solar. Además, a diferencia del aceite sintético, no está limitado a una temperatura de trabajo de 400°C, pudiendo alcanzar temperaturas superiores. Por tanto, la turbina de vapor puede operar con mayor eficiencia por recibir vapor a una temperatura más alta.

Sin embargo, la desventaja de este sistema es conseguir temperaturas tan altas en el campo solar, así como la necesidad de administrar un sistema agua/vapor para valores

variables de radiación solar tanto diariamente como anualmente. Por tanto, es una solución que aún no está disponible comercialmente, hasta que se mejore el sistema.

1.4.2.2.1.4 Almacenamiento térmico

En algunas plantas comerciales se han implantado en el campo solar una sección destinada al almacenamiento térmico, como en el caso del presente estudio. El almacenamiento térmico permite reservar parte de la energía producida, para usarla durante las horas nocturnas o los días donde los captadores no perciban suficiente radiación solar. La energía solar almacenada se obtiene del exceso cuando la potencia térmica obtenida por los captadores supera la necesaria para la operación de la turbina. Este calor se puede almacenar durante distintos periodos que suelen ir de las 2 a las 14 horas en función del modelo de tanque

El calor puede almacenarse en grandes recipientes de vidrio, hormigón o cerámica llenos de sal fundida. El sistema consiste en dos tanques de sales, uno frío y otro caliente, conectados al fluido de transferencia de calor, a partir de un intercambiador de calor. Los tanques actúan de forma individual e independiente entre ellos, intercambiando calor con el fluido según el ciclo, hay dos ciclos:

- Ciclo de carga: Sucede en el horario diurno, cuando la radiación captada es mayor que la necesaria. Las sales frías se bombean desde el tanque al intercambiador de calor, donde el fluido caloportador las calentará, aumentando su temperatura. Una vez calentadas, las sales se almacenan en el tanque de sales calientes.
- Ciclo de descarga: Sucede en horario nocturno o en el horario diurno cuando la radiación captada es pequeña. Las sales calientes son bombeadas al intercambiador para calentar el fluido caloportador. La temperatura de estas sales disminuye y se almacenan en el tanque de sales frías.

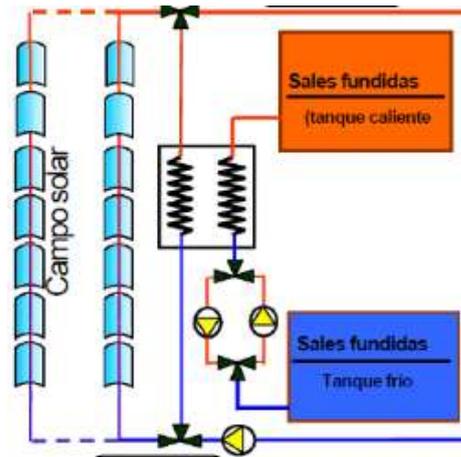


Fig. 26. Campo solar con almacenamiento térmico [36]

1.4.2.2 Funcionamiento de la planta solar termoelectrica

En primer lugar, el funcionamiento de la planta comienza con la captación de radiación solar por parte de los espejos reflectores. A través del tubo absorbente circula un fluido térmico caloportador, en este caso aceite sintético, que recibe la radiación solar concentrada y por tanto sufre un aumento de temperatura hasta aproximadamente 400°C . El fluido portador de calor entra al campo solar presurizado por una bomba, por el inicio de las filas de lazos.

Este fluido pasará por el circuito primario de un intercambiador de calor por el que circula agua a temperatura ambiente por su circuito secundario. La transferencia de calor provocará que a la salida del circuito secundario se obtenga vapor sobrecalentado. En caso de que tenga almacenamiento térmico, en los días de baja radiación solar se usarán las sales calientes para calentar el fluido caloportador y conseguir la potencia térmica necesaria.

Posteriormente el vapor producido se dirige hacia el bloque de potencia que genera la energía eléctrica por medio del ciclo de Rankine. Debido a la baja temperatura inicial del vapor, comenzará circulando por una serie de turbinas de alta presión, expandiéndose hasta llegar a la fase saturada. El agua saturada se recalienta pasando de nuevo por un intercambiador de calor aceite/agua, volviendo a formar vapor a una temperatura mayor que la inicial. Tras esto, el vapor recalientado pasa por una turbina de baja presión, la cual está conectada por medio de un eje a un generador eléctrico, de forma que la energía mecánica se convierte en energía eléctrica. Se realiza una serie de

extracciones para aumentar el rendimiento de la planta, ya que el grado de recalentamiento del vapor influye en la cantidad de calor necesaria en el generador de vapor.

La parte de caudal que no ha sido extraído pasa por un condensador para que vuelve a estado líquido. El líquido será bombeado posteriormente a una serie de intercambiadores de calor para precalentarlo. Posteriormente, la mezcla de líquido y vapor (mezcla bifásica) circula por un desgasificador que remueve el oxígeno del fluido, ya que el O₂ es altamente corrosivo en circuitos de vapor. Luego, volverá a ser bombeado y pasará por una serie de calentadores. El recalentamiento del fluido se debe al interés de que la mayor parte de la mezcla bifásica sea vapor porque es la que permite obtener energía en la turbina.

La mezcla bifásica vuelve al punto de partida, el generador de vapor. Este generador está compuesto por una serie de intercambiadores de calor en los que el aceite proveniente del campo solar calienta el agua. El generador de vapor principal se divide en tres elementos:

- Economizador o precalentador: Recibe la mezcla bifásica y la sigue precalentando hasta que alcance el punto de saturación. Consta de una serie de intercambiadores de carcasa y tubo. Por el interior de los tubos circula el aceite mientras que por la carcasa circula el agua precalentada

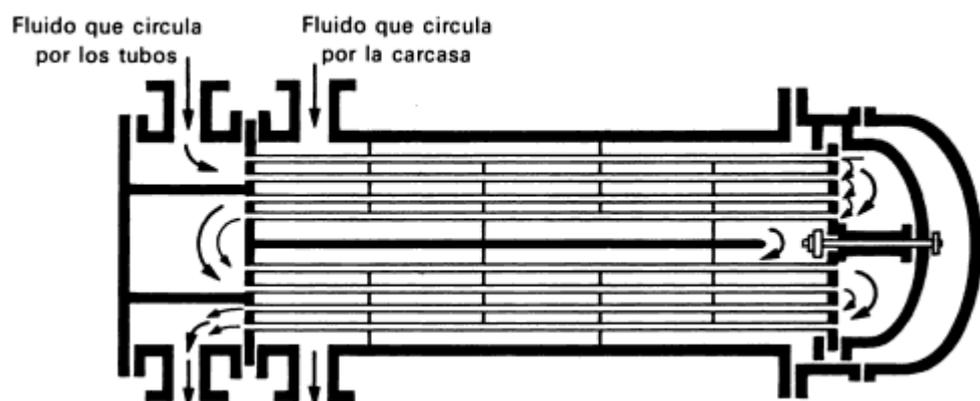


Fig. 27. Intercambiador de carcasa y tubo [37]

- Evaporador: Normalmente también es un intercambiador de carcasa y tubo, en donde se produce el cambio de fase de estado líquido a gaseoso por parte del agua. Al igual que en el economizador, el agua fluye por la

carcasa y cambia de estado debido al aceite que recorre los tubos. Una parte del vapor puede condensar, por lo que se habilita una salida para devolver ese líquido al precalentador.

- Sobrecalentador: Es el intercambiador en el que se calienta el vapor hasta la temperatura deseada y obteniendo vapor sobrecalentado.

Una vez obtenido el vapor sobrecalentado, se repite el ciclo de potencia explicado anteriormente.

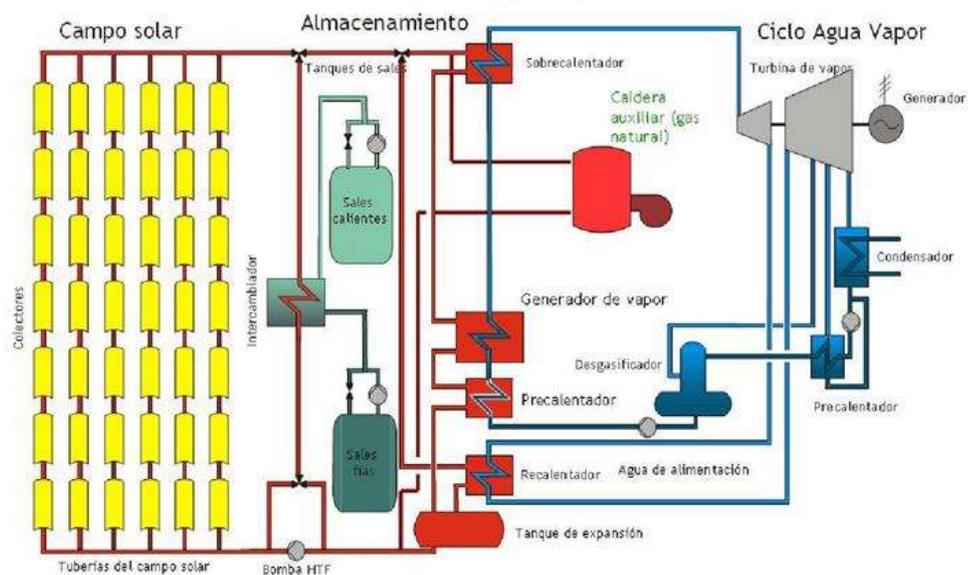


Fig. 28. Planta solar termoeléctrica con sistema cilindro parabólico [38]

1.4.2.2.3 Planta solar termoeléctrica de cilindro parabólico en España

Las plantas solares termoeléctricas con tecnología cilindro parabólico se adapta perfectamente a diversas zonas del mundo con fuerte irradiación solar como el sur de Europa, norte de África y Oriente Medio, sur de EE.UU o Australia, entre otros. España es uno de los países más destacados en la producción de electricidad con este tipo de plantas. En el año 2010, España era el primer productor mundial de energía solar termoeléctrica, con una potencia instalada de 432 MW, superando los 422MW que tenía Estados Unidos. Actualmente tiene una potencia instalada de 2,3GW.

Este tipo de centrales fueron las primeras en desarrollarse en lo que a generación eléctrica a partir de energía termosolar se refiere y, por tanto, la tecnología con mayor potencia instalada en España. A lo largo del territorio español se disponen actualmente

50 centrales termoeléctricas, de las cuales 44 usan la tecnología cilindro parabólica. Existe una planta híbrida que combina el sistema cilindro parabólico con biomasa. Las comunidades autónomas del sur de la península como Andalucía, Castilla La Mancha y Extremadura, son los lugares de España que presentan las mejores condiciones para esta actividad, pues disponen de superficie suficiente y sus niveles de radiación solar durante el año son de los más altos, como se observa en el siguiente mapa.

Algunos ejemplos de centrales termosolares con tecnología cilindro parabólica en España son:

Nombre	Tecnología	Localización	Capacidad instalada (MW)	Completada
Andasol-1	Cilindro parabólico	Granada	50	2008
Valle 1	Cilindro parabólico	Cádiz	50	2011
Solaben-1	Cilindro parabólico	Cáceres	50	2013

Tabla 3. Centrales solares de cilindro parabólico en España [3]



ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA

Titulación: Grado en Ingeniería Mecánica

TRABAJO DE FIN DE GRADO

ANÁLISIS DEL CALENTAMIENTO REGENERATIVO
DEL AGUA DE ALIMENTACIÓN EN PLANTAS
SOLARES TERMOELÉCTRICAS

CAPÍTULO 2. CONFIGURACIONES CONSIDERADAS PARA CYCLE- TEMPO

Autor:

Jorge Herzog Gallardo

Tutor:

Agustín M. Delgado Torres

Julio, 2020

2.1 Introducción

El presente capítulo tiene como objetivo la modelización del ciclo Rankine de la planta termosolar Andasol-1, analizando varias configuraciones alternativas de la inicial para escoger la más adecuada. Las distintas configuraciones de la planta variarán en función del número de calentadores de agua de alimentación que tenga.

Uno de los objetos de interés es el estudio del comportamiento de la planta ante la variación del número de calentadores empleados. Se pretende observar la variación de la eficiencia neta del ciclo, así como la temperatura de entrada del agua al generador de vapor. Este último parámetro influirá en la temperatura necesaria del fluido que circula por el campo solar, ya que la temperatura de salida del generador de vapor es fija y tiene un valor de 373°C.

Para el dimensionado del ciclo Rankine, se utiliza el programa Cycle-Tempo, con el objetivo de modelar ocho configuraciones distintas del ciclo. En cada una de ellas cambiará la potencia generada por las turbinas, pero el programa no permite la posibilidad de fijar un caudal másico. Por lo que se establece un valor constante de potencia desarrollada por las turbinas, y para cada configuración habrá variaciones del flujo másico.

2.2 Descripción del ciclo de potencia de la planta Andasol-1

A continuación, se describirá el funcionamiento típico del ciclo de potencia en las centrales solares termoeléctricas con captadores cilindro-parabólico. Para ello, se tomará de ejemplo la primera planta que comenzó a operar en Europa usando la tecnología nombrada, Andasol-1. Toda esta información se recoge en un trabajo propuesto por los autores Blanco-Marigorta, en el que plantean un análisis exergético de la planta previamente nombrada [15].

Esta planta, ubicada al sur de España, está compuesta un campo solar, un almacenamiento térmico y una planta de conversión de energía convencional. El ciclo de potencia usado en la planta Andasol-1 es un ciclo Rankine tradicional que alcanza los 50MWe de capacidad neta de potencia. En este capítulo no se considerará el campo solar, solo se describe el ciclo de potencia de la planta.

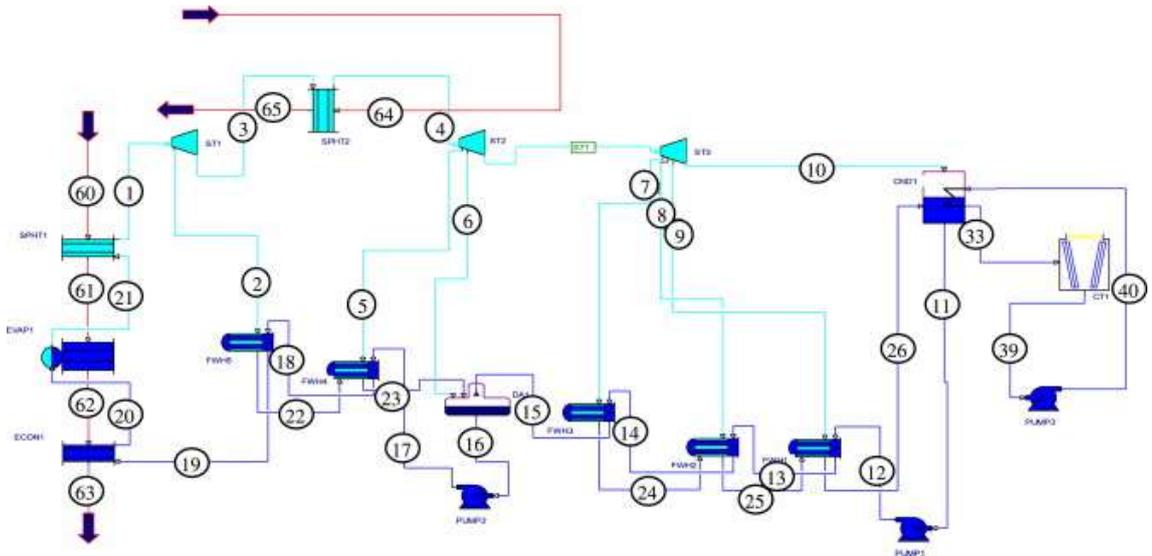


Fig. 29. Ciclo Rankine planta Andasol-1[15]

El ciclo es un diseño convencional de recalentamiento simple por medio de cinco calentadores del agua de alimentación cerrados y uno abierto. El recalentamiento se consigue dividiendo la expansión de la turbina en dos partes, con calentamiento antes de cada expansión, por lo que habrá pérdidas energéticas.

El proceso comienza con la obtención de vapor, a una temperatura de 373°C y una presión de 100 bar, mediante una operación directa. El fluido caloportador, en este caso Therminol VP-1, circula por el campo solar hacia el sistema de generación de vapor. Este fluido, que ha sido calentado en los colectores solares, se enfría al sufrir un intercambio de calor con el agua que circula por el bloque de potencia. El sistema de generación de vapor está compuesto por tres intercambiadores de calor conectados en serie [economizador (ECON1)/evaporador (EVAP1)/sobrecalentador (SPHT1)] y un recalentador (SPHT2), que conecta las turbinas de alta y baja presión.

El vapor sobrecalentado, obtenido en el generador de vapor, viaja hacia la turbina de alta presión (ST1), donde se expande. Dicha turbina tiene una extracción intermedia o sangrado destinado a precalentar el agua de alimentación que circula por el calentador cerrado (FHW5). Al salir de la turbina de alta presión, el vapor será sobrecalentado, en el recalentador, hasta aproximadamente la misma temperatura alcanzada en la salida del sobrecalentador (373°C).

El nuevo vapor sobrecalentado pasa por la turbina de baja presión (ST2-3) donde el vapor vuelve a expandirse, propulsando las palas de la turbina. Se toman cinco

extracciones de esta turbina: una se dirige al desgasificador (DA1) mientras que las cuatro restantes se conectan con el circuito secundario de los cuatro calentadores de agua de alimentación que faltaban por nombrar (FWH1-4).

El vapor, que sale de la turbina de baja presión a 0,063bar, se condensará en un condensador de superficie mediante el intercambio de calor con el agua de refrigeración que contiene el propio intercambiador. El agua del condensador se enfría usando una torre de enfriamiento con corriente de aire inducida.

A la salida del condensador se tiene líquido saturado, también conocido como agua de alimentación, el cual será comprimido y bombeado por la bomba (PUMP1). El líquido saturado alcanza una presión suficientemente alta (8,38bar) como para pasar a través de los calentadores de agua de alimentación de baja presión y del desgasificador. El agua de alimentación se bombea nuevamente a la salida del desgasificador, a una presión ligeramente superior a la presión de ebullición en el generador de vapor (103bar). Tras salir de la bomba (PUMP2), pasa a través de los dos calentadores de agua de alimentación de alta presión, antes de regresar al precalentador para completar el ciclo.

Para que fuese posible el modelado de la planta, la propia planta dio los parámetros de referencia para usar en una simulación termodinámica. Estos datos principales de operación de la planta se reflejan en la tabla 3.

PARÁMETRO	VALOR
Eficiencia isoentrópica de la turbina de vapor de alta presión	0,852
Eficiencia isoentrópica de la turbina de vapor de baja presión	0,85
Eficiencia isoentrópica de las bombas	0,75
Presión de entrada a la turbina de alta presión (bar)	100
Presión de entrada a la turbina de baja presión (bar)	16,5
Presión de salida de la turbina de baja presión (bar)	0,063
Presión de entrada a la primera línea de extracción (bar)	33,5
Presión de entrada a la segunda línea de extracción (bar)	14
Presión de entrada a la tercera línea de extracción (bar)	6,18
Presión de entrada a la cuarta línea de extracción (bar)	3,04
Presión de entrada a la quinta línea de extracción (bar)	1,17
Presión de salida de la bomba 1 (bar)	8,38
Presión de salida de la bomba 2 (bar)	103
Temperatura de entrada a la turbina de alta presión (°C)	373
Temperatura de entrada a la turbina de baja presión (°C)	373
Potencia neta de la planta (MWe)	53*
Diferencia de temperatura terminal en los calentadores de agua de alimentación (°C)	4
Diferencia de temperatura entre la salida del enfriador y la entrada del agua de alimentación (°C)	5
Temperatura del ambiente termodinámico (°C)	25
Presión del ambiente termodinámico (bar)	1
Temperatura seca del aire (°C)	20
Humedad relativa del aire (%)	60
Pinch point (°C)	7
Approach point (°C)	4

Tabla 4. Parámetros de entrada y suposiciones empleadas en la simulación termodinámica de la planta solar termoeléctrica Andasol-1 [15]

*Según el documento de referencia, la potencia neta generada por la turbina es de 50MWe, pero en el caso de estudio se considera una potencia bruta de 53MWe. El principal motivo es que en la demo del programa Cycle-Tempo no se puede modificar el flujo de caudal másico, sólo puede variar el valor de la potencia que genera la turbina. Por tanto, se usó la potencia que generara el caudal másico más próximo al caudal reflejado en el documento de referencia. El caudal de vapor vivo en la entrada de la turbina será de 60,08 kg/s según datos oficiales, mientras que para una potencia de 53MWe en Cycle-Tempo, se obtenía un caudal de 59,77 kg/s.

A continuación, se muestran los valores de los parámetros principales necesarios para la simulación de la planta termosolar, que se obtienen en el trabajo mencionado anteriormente. Posteriormente, se compararán los resultados que se muestran a continuación con aquellos que se obtengan de la simulación en Cycle-Tempo para verificar la precisión de la herramienta.

PARÁMETRO	VALOR
Potencia neta de la turbina (MW)	50
Calor cedido (MW)	146,17
Rendimiento del ciclo (%)	34,2
Caudal de vapor vivo en la entrada de la turbina (kg/s)	60,08
Temperatura de entrada al generador de vapor (°C)	234,85
Presión de entrada al generador de vapor (bar)	102

Tabla 5. Parámetros de referencia del ciclo de potencia para la planta solar termoeléctrica Andasol-1 [15]

2.3 Software Cycle-Tempo

La herramienta utilizada para la modelación y simulación de los ciclos termodinámicos es el programa Cycle-Tempo. El programa fue desarrollado conjuntamente por la Universidad Tecnológica de Delft (Delft, Holanda) y por el TNO, que es el instituto holandés de investigación aplicada. Desde el año 2011 Asimptote lo desarrolla y respalda en estrecha colaboración con los desarrolladores originales, nombrados anteriormente.

Cycle-Tempo es un programa destinado al modelado, análisis y optimización termodinámica de procesos y sistemas relacionados con la transferencia y conversión energética. Su objetivo principal es el cálculo de todos los flujos de masa y energía relevantes en el sistema, a partir de los cuales genera una gran cantidad de resultados de utilidad para el análisis del sistema. [17]

El programa permite obtener las potencias y eficiencias del sistema, los balances energéticos, estados termodinámicos en cada aparato y las pérdidas en conducciones, entre otros valores. También es posible la obtención de diagramas o tablas que muestren los valores de los parámetros indicados por el usuario.

Otra de sus principales características es la posibilidad de diseñar sistemas energéticos mediante el uso de una biblioteca de componentes muy extensa, que incluye bombas, válvulas, intercambiadores de calor o turbinas, entre otros muchos. Además, permite conectar los aparatos por medio de tuberías y conducciones. El fluido que circula por las conducciones puede elegirse por el usuario entre una serie de opciones predeterminadas o se puede introducir directamente los valores característicos de un fluido que no esté registrado.

La gran flexibilidad presentada por Cycle-Tempo es una de sus principales ventajas frente a muchos programas del mercado actual, que tienen limitaciones para variar la configuración del circuito. Todo esto, junto con la posibilidad de incluir módulos y subsistemas innovadores en la biblioteca, como desgasificador o sistemas de refrigeración por absorción, lo convierten en una herramienta muy versátil.

2.3.1 Descripción de los elementos empleados

A continuación, se explicarán los principales elementos o aparatos empleados en el modelado del ciclo de potencia de la planta termosolar objeto de este estudio. También,

se indicará la información que es necesaria aportar al programa para que se puede simular el funcionamiento del ciclo diseñado, es decir, las variables de entrada de los aparatos. Cabe destacar que el programa permite el uso de una gran variedad adicional de elementos que no son nombrados en este estudio.

Hay una serie de parámetros termodinámicos que se pueden especificar para casi cualquier aparato presente en el programa, por tanto, se nombrarán de manera general para no incluirlos en la descripción de cada elemento:

- PIN = presión de entrada (bar)
- POUT = presión de salida (bar)
- DELP = caída de presión en el aparato (bar)
- TIN = temperatura de entrada (°C)
- TOUT = temperatura de salida (°C)
- DELT = aumento de temperatura en el aparato (°C)

Para el caso concreto del intercambiador de calor, las variables anteriormente mencionadas tendrán dos valores cada uno. Si se observa un 1 tras la variable, esta hace referencia al circuito primario (medio calentado), mientras que el 2 indica que es el circuito secundario (medio enfriado). Por ejemplo, TIN1 es la temperatura de entrada del fluido que se calentará en el circuito primario.

Los otros datos necesarios para definir el ciclo de potencia se describen y explican para cada tipo de aparato.

2.3.1.1 Caldera

Este tipo de aparato está diseñado para usarse como una caldera en ciclos cerrados, donde solo se modela como un aparato en el que se agrega calor al ciclo y donde los detalles del sistema de gases de combustión no se tienen en cuenta. La caldera comprende solo el economizador, el evaporador y el sobrecalentador; cualquier recalentador presente debe modelarse por separado. Para la caldera solo se introdujo un dato, a parte de POUT y TOUT.

- ETHAB: Representa la eficiencia térmica de la caldera. Este parámetro se usa únicamente para el cálculo de eficiencia del ciclo. Por defecto tiene un valor de 1, aunque para este caso se seleccionó un valor de 0,99.

Apparatus statistics		Input data	
No.:	1	PIN	bar
Name:	Boiler	POUT	100 bar
		DELP	bar
		TIN	°C
		TOUT	373 °C
		DELT	°C
		DELE	kW
		ESTMAS	kg/s
		ETHAB	0.99 -
		LHV	kJ/kg
		EXFUEL	kJ/kg

Fig. 30. Datos de entrada para la caldera en Cycle-Tempo. [Fuente de elaboración propia]

2.3.1.2 Turbina

La turbina está diseñada para modelar diferentes tipos de turbina, por ejemplo, como turbina de gas o de vapor. Su configuración dependerá de la composición del fluido presente a la entrada de la turbina. Además de una entrada y una salida, la turbina puede tener un máximo de ocho extracciones. El programa no permite agregar un flujo de masa adicional en la sección de expansión intermedia de la turbina, por lo que se tiene que modelar como dos turbinas en serie. Las variables de entrada introducidas por el usuario son:

- TUCODE: Código de cinco dígitos que determina las características de la turbina. El primer dígito desde la izquierda (t1) indica el tipo de turbina (p.e. t1=6, representa una turbina a contrapresión). En este caso se emplea el tipo general (TUCODE= 0) que se usa como turbina de expansión en ciclos con varios medios.
- GDCODE: Código que indica la presencia (GDCODE= 2) o la ausencia (GDCODE= 1) de una etapa de gobierno. Para las turbinas de alta y baja presión, presentes en los esquemas del estudio, se considera la presencia de una etapa de gobierno.
- ETHAI: Rendimiento isoentrópico de la turbina

- ETHAM: Rendimiento mecánico de la turbina

Para el caso de la turbina es muy importante especificar la potencia que genera porque determinará el caudal másico que fluye por el ciclo. Para introducir este valor, hay que seleccionar la ventana “General Data” en la barra de tareas y posteriormente seleccionar “Production Functions”. Una vez dentro, se introduce el número del aparato, para nuestro caso serán las turbinas 2 y 4, mientras que en la otra columna se introduce la potencia generada en MW.

Apparatus statistics		Input data	
No.:	2	TUCODE	-
Name:	Turbine	GDCODE	2
		PIN	bar
		TIN	°C
		TOUT	°C
		DELT	°C
		ETHAI	0.852
		ETHAM	1
		DIAIN	m
		DIAOUT	m
		SLENG	m
		DESMAS	kg/s
		PINCND	bar
		POUTDS	bar
		POUTRT	bar
		ETHAID	-

Fig. 31. Datos de entrada para la turbina de alta presión en Cycle-Tempo. [Fuente de elaboración propia]

2.3.1.3 Recalentador

Este tipo de aparato, al igual que la caldera, se modela en ciclos cerrados, donde los detalles del sistema de gases de combustión no se tienen en cuenta.

Para el recalentador no es necesario explicar ningún término nuevo. Se especifica la presión de salida (POUT), la temperatura de salida (TOUT) y la caída de presión dentro del recalentador (DELP) para conocer de esta forma la presión de salida de la turbina de alta presión. Por otro lado, al igual que para la caldera aparece el parámetro ETHAB y se usa su valor por defecto que es igual a 1.

Apparatus statistics		Input data	
No.:	8	PIN	
Name:	Reheater	POUT	16.5 bar
		DELP	2 bar
		TIN	
		TOUT	373.4 °C
		DELT	
		DELM	
		DELE	
		ESTMAS	-
		ETHAB	-
		LHV	
		EXFUEL	

Additional input data

Geometry input data

Off-design input data

Fig. 32. Datos de entrada para el recalentador en Cycle-Tempo. [Fuente de elaboración propia]

2.3.1.4 Generador

Este aparato se destina a modelar un generador para la conversión de energía mecánica en energía eléctrica. El generador debe estar conectado al menos a una turbina, o a un tren de transmisión que contenga una turbina. En el caso de estudio, el generador está conectado con un tren de transmisión que contiene dos turbinas (alta y baja presión). Se introduce un valor únicamente:

- ETAGEN: Rendimiento del generador. Si se especifica el valor de ETAGEN, el resto de parámetros no pueden definirse manualmente.

2.3.1.5 Condensador

Este aparato está diseñado para el cálculo de condensadores en ciclos de turbina de vapor. El calor de condensación se elimina a través del refrigerante, en este caso agua de enfriamiento. El programa permite elegir el fluido refrigerante entre una gama predeterminada, o introducir las características de un refrigerante no registrado.

En los cálculos con el modelo de condensador, el balance de energía sobre el condensador permite calcular una variable desconocida, ya sea el flujo másico o la entalpía. La variable que se calcula depende del valor del “Energy Equation CODE” (EEQCOD). A parte es necesario definir otros parámetros para poder simular el condensador.

- EEQCOD: Código que determina la variable que se calcula en el balance de energía. Se realiza el cálculo del flujo másico si EEQCOD= 1, mientras que si EEQCOD=2 se obtiene la entalpía en los estados de entrada o salida. El valor de defecto será EEQCOD=1 y será el valor usado para la planta que se simula en este proyecto.
- DELTH: diferencia entre la temperatura de saturación del circuito secundario (agua de alimentación) y la temperatura de salida del circuito primario (refrigerante)
- DTSUBC: diferencia entre la temperatura de saturación del circuito secundario y la temperatura de salida del medio secundario. Cuando el valor es 0 indica que el fluido sale saturado. Si se especifica el parámetro DTSUBC se ignora el valor de SATCOD.
- SATCOD=Código de saturación. Si su valor es 0 indica que, a la salida del circuito secundario, el fluido se encuentra saturado.

Además de estos valores, también es necesario especificar: DELP1, DELT1, POUT2 Y DELP2.

The screenshot shows the 'Input data' section of the Cycle-Tempo software. It contains a table of input parameters for a condenser. The parameters and their values are as follows:

Parameter	Value	Unit
EEQCOD	1	-
PIN1		bar
POUT1		bar
DELP1	0	bar
TIN1		°C
TOUT1		°C
DELT1	4	°C
DELE		kW
RPSM		-
PIN2		bar
POUT2	0.063	bar
DELP2	0	bar
TIN2		°C
TOUT2		°C
DELT2		°C
DELT1		°C
DELTH	3	°C
SATCOD		-
DTSUBC	0	°C

Fig. 33. Datos de entrada para el condensador en Cycle-Tempo. [Fuente de elaboración propia]

2.3.1.6 Bombas

Se encargan de aumentar la presión del fluido de entrada, hasta la presión deseada para la entrada del aparato que se encuentre a continuación. Los valores que debe introducir el usuario están relacionados con los diferentes rendimientos de la bomba:

- ETHAI: Rendimiento isoentrópico de la bomba
- ETHAM: Rendimiento mecánico de la bomba
- ETHAE: Rendimiento eléctrico de la bomba

Para el caso de estudio, solo interesa ETHAI y POUT.

2.3.1.7 Intercambiador de calor

Está diseñado para modelar cualquier tipo de intercambiador de calor. Sin embargo, en el caso de estudio se usan para simular calentadores de agua de alimentación que usan vapor proveniente de las extracciones de la turbina. Las reglas de cálculo suponen un medio de condensación para el circuito secundario.

El intercambiador de calor tiene dos circuitos por los que circulan los fluidos frío y caliente. Por el circuito primario circula el líquido saturado procedente del condensador, y es el fluido frío que se quiere calentar. Por otro lado, por el circuito secundario circula el vapor procedente de la extracción de la turbina y será el encargado de calentar el fluido frío.

Las variables de entrada introducidas han sido:

- Al igual que para el condensador, aparece el término SATCOD. Este indica si el fluido de salida está saturado o no.
- DELTL: diferencia de temperatura entre la entrada del circuito primario y la salida del circuito secundario. Se trata de la diferencia de temperatura entre las ramas frías del aparato. Es una variable clave porque representa el valor del pinch point.
- DELTH: diferencia de temperatura entre la salida del circuito primario y la temperatura de saturación del vapor de extracción. En este caso se trata de la diferencia de temperatura entre las ramas calientes del intercambiador. Representa la suma del approach y el pinch point.

Apparatus statistics		Input data					
No.:	7	PIN1		bar	TOUT2		°C
Name:	Flash.Heater	POUT1		bar	DEL2		°C
		DELP1	0.1	bar	DELTL	5	°C
		TIN1		°C	DELTH	4	°C
		TOUT1		°C			
		DELT1		°C			
		DELE		kW			
		SATCOD	0	-			
		PIN2	0.37	bar			
		POUT2		bar			
		DELP2	0.1	bar			
		TIN2		°C			

Additional input data	
Geometry input data	
Off-design input data	

Fig. 34. Datos de entrada para un calentador de agua de alimentación de baja presión en Cycle-Tempo. [Fuente de elaboración propia]

2.3.1.8 Desgasificador

Este aparato se usa como un tanque de mezcla, de un mínimo de 2 y un máximo de 5 corrientes de entrada, que actúa como un calentador de contacto general. A la salida se obtiene una corriente de líquido saturado con una presión prefijada.

Normalmente este aparato siempre recibe un flujo de corriente proveniente de una extracción de la turbina de baja presión, que será la corriente a mayor temperatura. Por tanto, el caudal másico de dicha extracción dependerá de la presión del desgasificador y de la temperatura de las otras corrientes entrantes. A menor presión del desgasificador o mayor temperatura de las otras corrientes, menor será el caudal necesario, por lo que la presión de la turbina será mayor. Las variables empleadas en este aparato fueron nombradas inicialmente: POUT y DELP.

2.3.2 Simbología

Como se explicó en el capítulo anterior, el programa Cycle-Tempo permite el diseño del ciclo Rankine mediante un conjunto de elementos conectados por conducciones. Por tanto, en los esquemas que se muestran a lo largo del trabajo aparecen diferentes aparatos con su simbología propia. Para que se realice una interpretación correcta del esquema, se adjunta una tabla que muestra el símbolo de los elementos que aparecerán en el estudio:

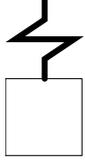
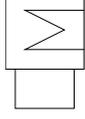
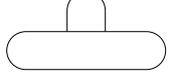
Símbolo	Elemento
	Caldera
	Turbina de vapor
	Recalentador
	Generador
	Condensador
	Bomba de agua
	Intercambiador de calor
	Desgasificador

Tabla 6. Simbología de los elementos presentes en el ciclo de la planta Andasol-1.
[Fuente de elaboración propia]

	Corriente de vapor de agua
	Corriente de agua líquida
	Eje de la turbina

Tabla 7. Conexiones empleadas en el ciclo de potencia. [Fuente de elaboración propia]

2.3.3 Información obtenida

El programa permite obtener gran cantidad de información relacionada con el ciclo de potencia modelado. Por un lado, el programa permite usar una interfaz gráfica que permite representar una serie de gráficas ya predeterminadas, como son el diagrama de Mollier, el diagrama T-s o el diagrama Q-T. Sin embargo, también permite generar una gran variedad de diagramas personalizables con todo tipo de variables como temperatura, presión, caudal másico, entalpía, entropía o composición del fluido.

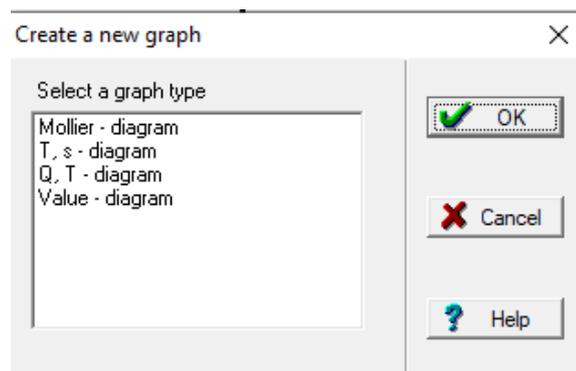


Fig. 35. Interfaz de la elección de la gráfica a representar en Cycle-Tempo. [Fuente de elaboración propia]

Por otro lado, se pueden obtener tablas de diversos tipos. Una vez simulado el ciclo se obtiene una tabla que muestra la eficiencia energética de los aparatos, así como el rendimiento tanto mecánico como isentrópico de equipos como la turbina o la bomba. el balance de energía con las pérdidas de energía. Además, se puede realizar un estudio pormenorizado de cada aparato porque el programa genera una tabla con las propiedades termodinámicas de cada conducción.

Por último, es posible la generación de tablas personalizadas por el usuario donde se incluyen cualquiera de las variables nombradas en el capítulo.

2.4 Datos de entrada para el programa Cycle-Tempo

La propuesta inicial simula el normal funcionamiento de la planta, por lo que mantiene los dos calentadores de alta presión y los tres de baja presión. A partir de este ejemplo, se fueron eliminando uno a uno los calentadores, comenzando por los de alta presión, hasta el caso en el que no había ningún calentador planta.

Por otro lado, se añaden otras dos configuraciones dado el interés en observar cómo varía la temperatura de entrada a la caldera, en función de la presión de salida del desgasificador. Por tanto, se disponen tres configuraciones para el caso en el que se disponga solamente de tres calentadores de baja presión, y solo cambia entre ellos la presión de salida del desgasificador, los casos son: 6,18 bar, 5 bar y 4 bar.

Para homogeneizar y poder realizar con exactitud las comparaciones, se fijan los parámetros comunes en las ocho configuraciones propuestas, de forma que se pueda observar la variación de los parámetros característicos para cada caso. Las condiciones de partida comunes a todas las modificaciones son:

- La turbina de vapor es idéntica en los ocho casos, con las siguientes características:
 - La temperatura a la entrada de la turbina de alta presión (o salida de la caldera) es de 373°C y la presión de 100 bar, mientras que la eficiencia térmica de la caldera será para todos los casos del 99%.
 - La temperatura a la entrada de la turbina de baja presión (o salida del recalentador) es de 373,4°C y la presión de 16,5 bar.
 - La presión de salida de la turbina de alta presión al recalentador es de 18,5 bar.
 - La presión de salida de la turbina al condensador es de 0,063 bar.
 - La turbina de alta presión tiene una eficiencia isentrópica del 85,2% y la de baja presión del 85%.
 - Para ambas turbinas se supone una eficiencia mecánica del 100% (valor que se asigna por defecto).
 - Ambas turbinas tendrán un valor de GDCODE= 2 (explicación detallada en el anexo 1)
 - La potencia generada por la turbina es de 53MWe
- La eficiencia de las bombas isentrópica de las bombas es del 75%

- El rendimiento del generador eléctrico es del 95%
- Los calentadores del agua de alimentación tendrán algunos parámetros comunes para todos, los términos DELTL y DELTH se explican en el anexo de Cycle-Tempo:
 - DELTH= 4°C
 - DELTL= 5°C
 - El fluido a la salida del circuito secundario se encuentra condensado (SATCOD= 0)
- Para el condensador se fijan los siguientes valores, cuyo significado se explica en el anexo II que trata sobre el programa:
 - DELTH= 3°C
 - DELT1= 4°C
 - EEQCOD= 1, dado que se quiere calcular el caudal másico
 - DTSUBC= 0

2.5 Esquema del ciclo

En este capítulo, se llevará a cabo el análisis individualizado de cada configuración. Para cada uno de ellos, se mostrará en primer lugar el esquema planteado en el programa Cycle-Tempo.

En segundo lugar, se muestra la tabla de valores obtenidos una vez simulado el esquema construido con el programa. Se obtienen dos tablas para cada configuración: la primera reflejará los datos para todas las conducciones; mientras que en la segunda se observa la eficiencia de la planta y cifras de la variación de energía dentro del ciclo.

Por último, se obtiene el diagrama T-s de los diferentes ciclos, aunque todos se obtienen siguiendo el mismo procedimiento (ver explicación detallada en el anexo II). A continuación, se muestran los esquemas, realizados con el programa Cycle-Tempo, de las diferentes configuraciones adoptadas.

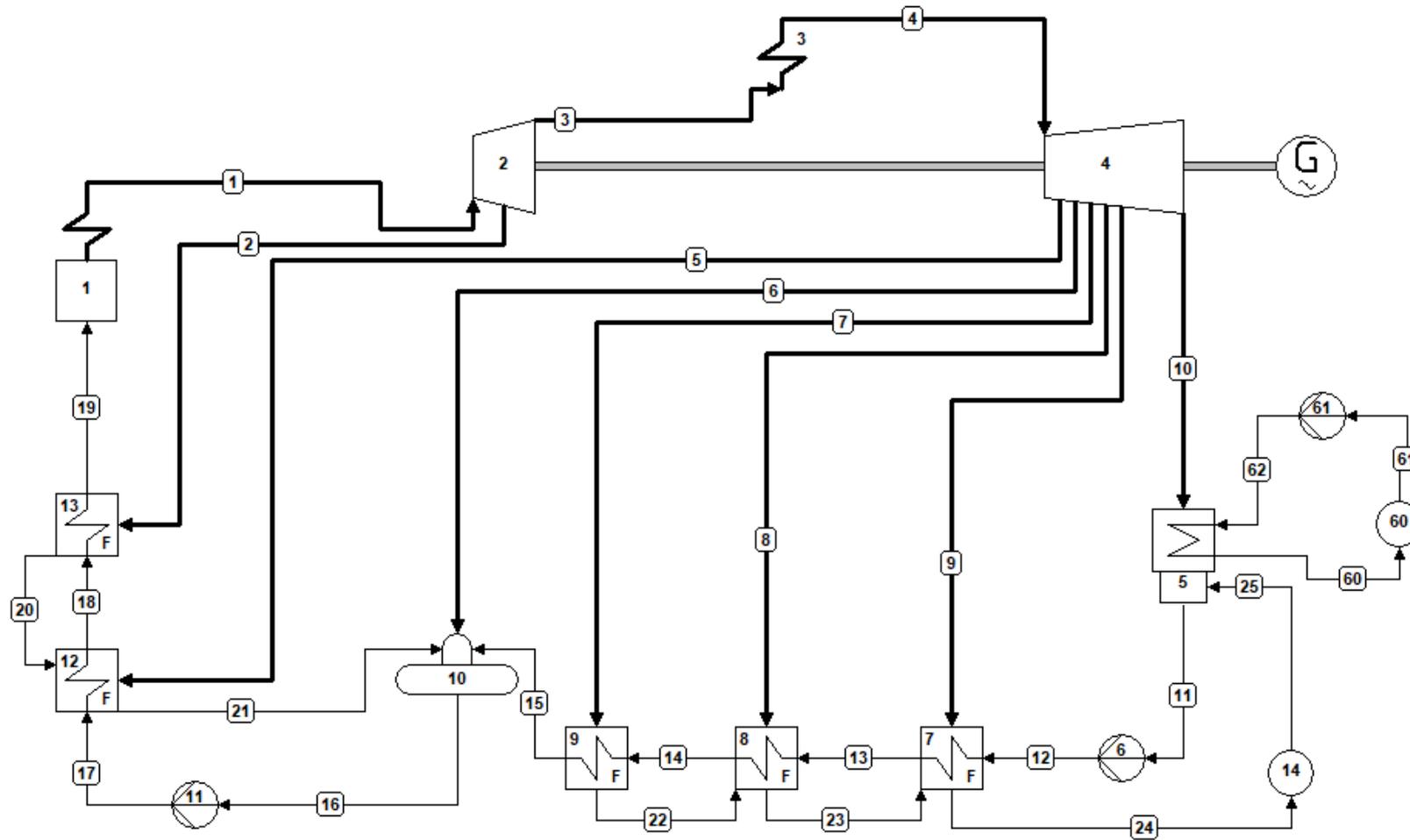


Fig. 36. Modelo del ciclo Rankine con dos calentadores de alta presión y tres de baja presión (Configuración 3+2). [Fuente de elaboración propia]

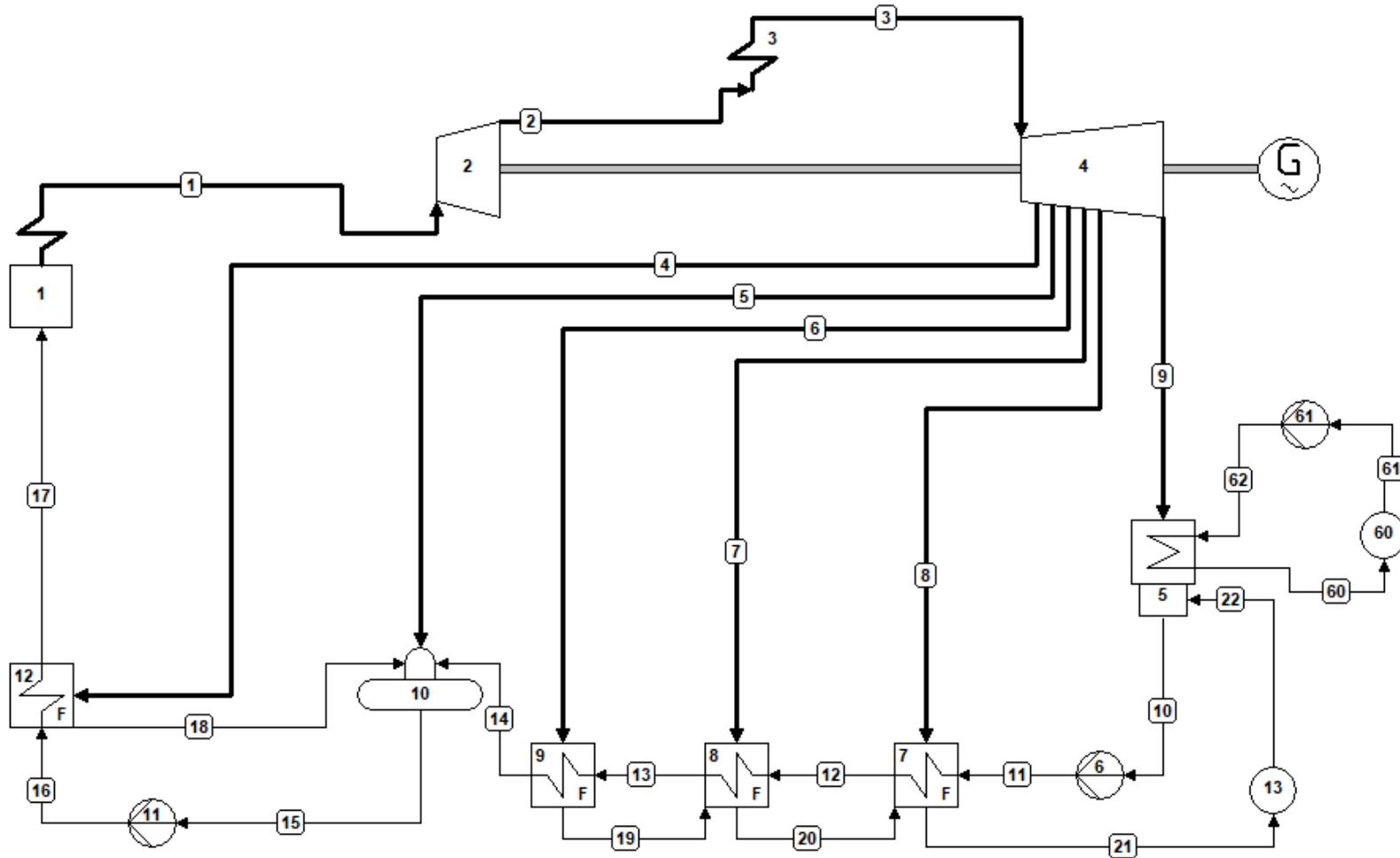


Fig. 37. Modelo del ciclo Rankine con un calentador de alta presión y tres de baja presión (Configuración 3+1). [Fuente de elaboración propia]

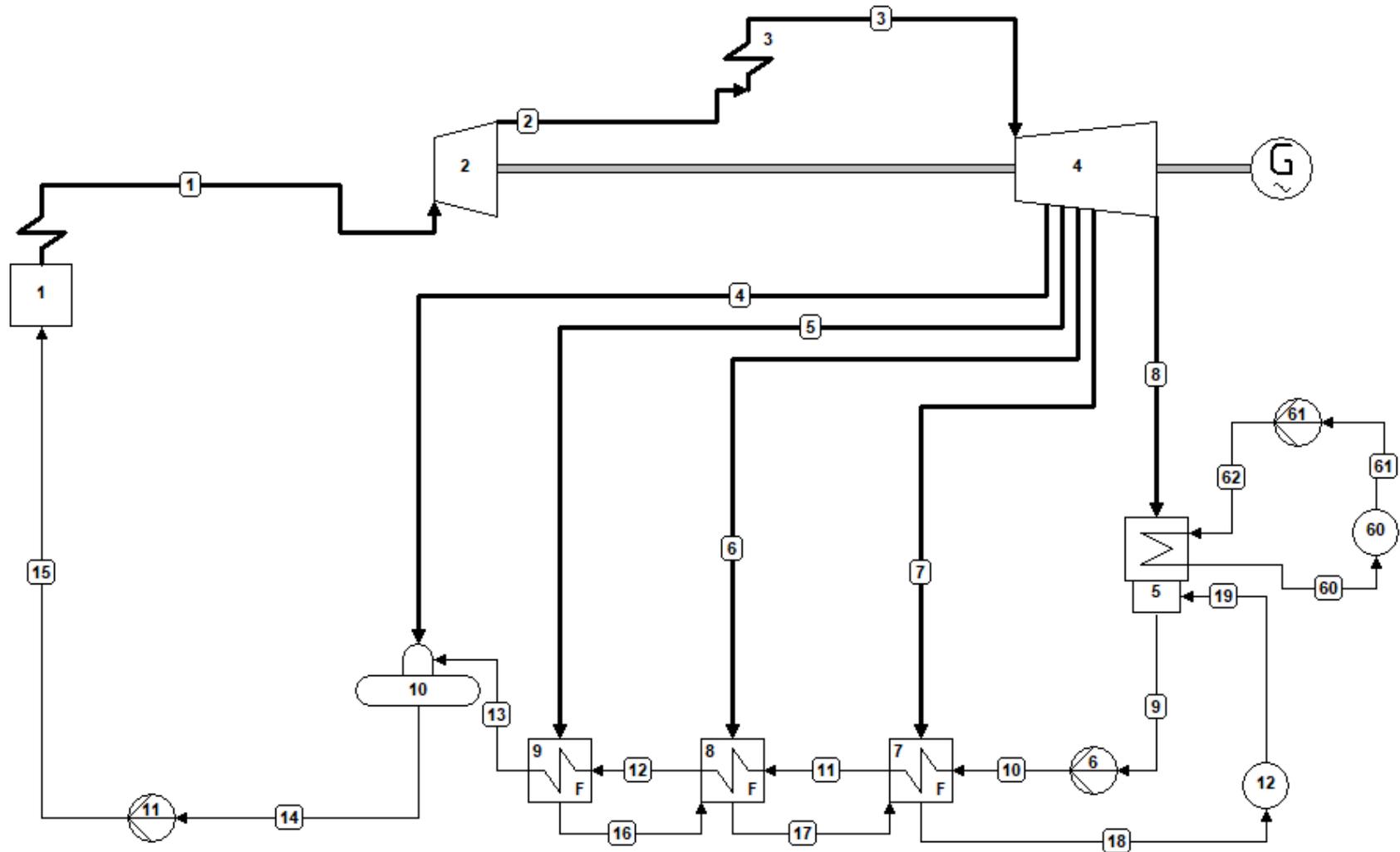


Fig. 38. Modelo del ciclo Rankine con tres calentadores de baja presión (Configuración 3). [Fuente de elaboración propia]

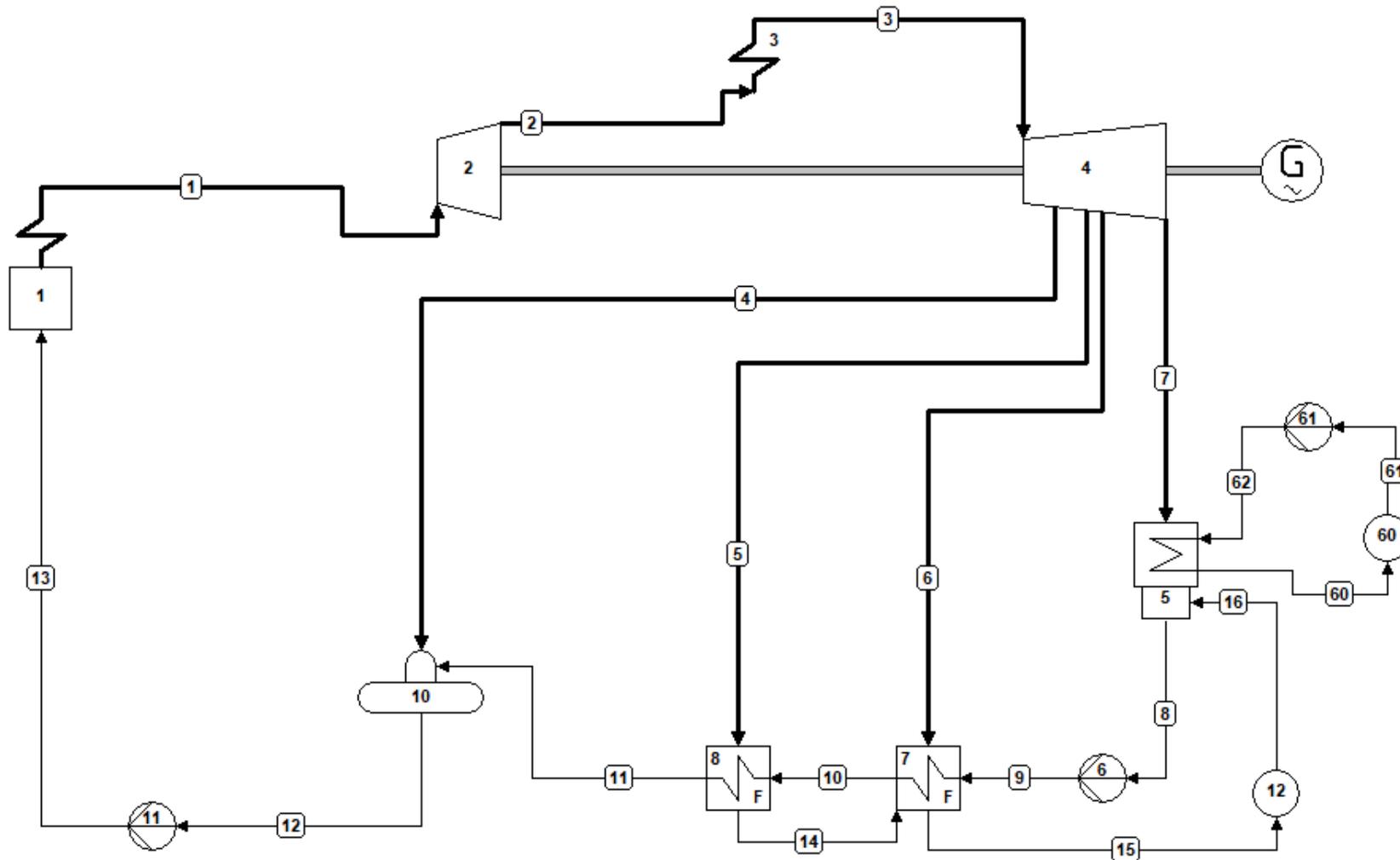


Fig. 39. Modelo del ciclo Rankine con dos calentadores de baja presión (Configuración 2). [Fuente de elaboración propia]

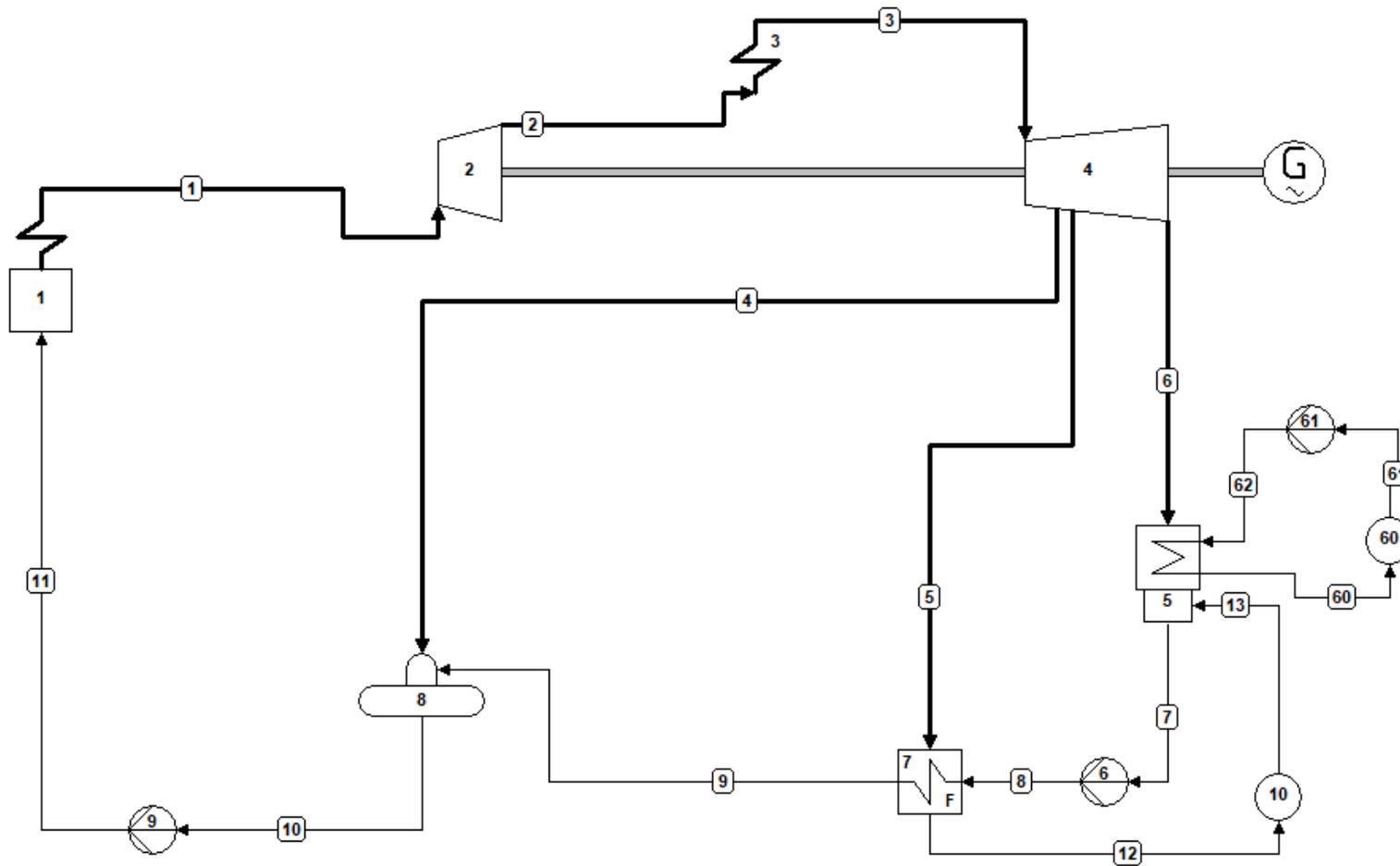


Fig. 40. Modelo del ciclo Rankine con un calentador de baja presión (Configuración 1). [Fuente de elaboración propia]

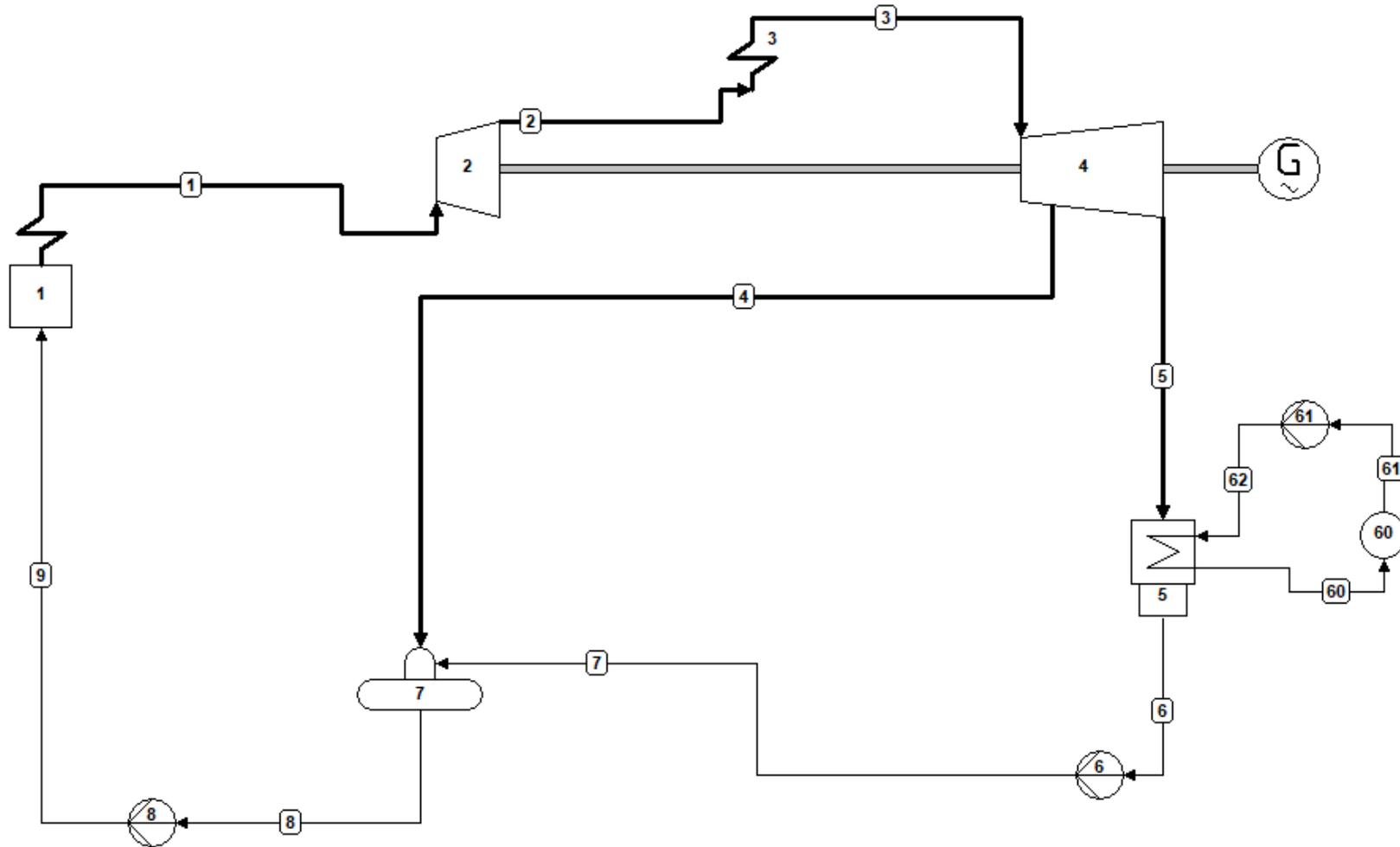


Fig. 41. Modelo del ciclo Rankine sin calentadores del agua de alimentación (Configuración 0). [Fuente de elaboración propia]



ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA

Titulación: Grado en Ingeniería Mecánica

TRABAJO DE FIN DE GRADO

ANÁLISIS DEL CALENTAMIENTO REGENERATIVO
DEL AGUA DE ALIMENTACIÓN EN PLANTAS
SOLARES TERMOELÉCTRICAS

**CAPÍTULO 3. SYSTEM ADVISOR
MODEL (SAM)**

Autor:

Jorge Herzog Gallardo

Tutor:

Agustín M. Delgado Torres

Julio, 2020

3.1 Introducción

El proceso de simulación y optimización de la planta termosolar objeto del presente estudio se ha realizado con el uso del programa System Advisor Model (SAM). Dicho programa fue desarrollado por el Laboratorio Nacional de Energías Renovables de EE.UU, conocido como NREL (National Renewable Energy Laboratory), en colaboración con Sandia National Laboratories.

Se trata de un software de libre uso, basado en un modelo funcional y financiero, dedicado a la simulación de instalaciones que empleen energías renovables, con el fin de facilitar la evaluación tecno-económica de la planta a construir. El programa usa un motor de simulación por horas que interactúa con modelos de rendimiento, costes y financiación para calcular la producción de energía, los costes de la energía y los flujos de efectivo. La interfaz de la hoja de cálculo de SAM permite cambiar los datos con los modelos externos desarrollados en Microsoft Excel [21].

El programa incluye una serie de modelos económicos que proporcionan estimaciones del coste de la energía y predicciones de comportamiento para proyectos energéticos. Estos valores vienen determinados por los costes de operación e instalación, así como en los parámetros de diseño del sistema que especifica como datos de entrada para el proyecto.

Para simular un archivo en SAM es necesario elegir tanto un modelo de sistema energético como financiero para representar el proyecto en estudio. Los modelos de sistema energético parten de la premisa que el sistema de energías renovables ofrece una potencia a la red eléctrica o a una instalación conectada a ella. Los modelos disponibles son: [21]

- Sistemas fotovoltaicos con almacenamiento de batería
- Sistemas de concentración de energía solar (cilindro parabólico, concentradores lineales de Fresnel, sistema de receptor central o torre)
- Procesos de calentamiento industrial
- Captadores solares para calentamiento del agua
- Eólica
- Geotérmica
- Biomasa

- Sistemas genéricos

Por otro lado, también resulta importante el modelo financiero que se emplea. Los modelos financieros pueden representar dos tipos principales de proyectos:

- Proyectos residenciales y comerciales que compran y venden electricidad a precios minoristas y sustituyen las compras de energía proveniente de la red eléctrica.
- Proyectos donde se vende la electricidad a un precio negociado a través de un acuerdo de compra de energía (PPA)

En el caso del presente estudio, se centra la investigación en una central solar termoeléctrica (sistema de captación solar) que usa la tecnología cilindro parabólica y presenta almacenamiento térmico. Para modelar un sistema cilindro parabólico, el programa permite elegir entre el modelo físico o empírico, en el caso de estudio se elige la opción “CSP parabolic through (physical)”. El modelo físico es adecuado para la mayoría de sistemas porque es la opción más flexible (el modelo empírico está basado en proyectos realizados en EE.UU), aunque ello conlleva una mayor incertidumbre a las predicciones de rendimiento.

En cuanto al modelo financiero, se elige el acuerdo de compra-venta de energía eléctrica, para el caso de que haya un único dueño (*Power Purchase Agreement, Single Owner*).

3.1.1 Power Purchase Agreement, Single Owner

Modelo económico en el que una entidad vendedora y un comprador acuerdan la venta de la electricidad producida por el primero, con un precio establecido mediante el acuerdo entre ambas partes. Dentro del modelo de compra-venta de electricidad se ha elegido el modelo para un dueño único.

En el modelo PPA para dueño único, una entidad es propietaria del proyecto y tiene suficiente responsabilidad fiscal para utilizar los beneficios fiscales. Por tanto, la entidad será la que invierte el capital total para la instalación, operación y mantenimiento de la planta.

En este modelo se considera que todos los gastos corren a cargo de la entidad propietaria, y no habrá compañías colaboradoras ni financiación por parte del Estado. Sin

embargo, aunque hay casos en los que la entidad consigue financiación por medio de otros negocios, también es posible recibir ayuda en forma de préstamos.

A su vez, todos los beneficios generados por la venta de electricidad serán íntegramente para el propietario. Por tanto, es el modelo más sencillo para simular porque no es necesario asignar los beneficios a diferentes socios.

El dueño no tiene porqué ser necesariamente una única persona, pueden ser varias que pertenezcan a la misma entidad o grupo inversor. Además, el propietario puede ser el promotor original, o un inversor fiscal externo que compra el proyecto una vez planteado. Y el inversor, puede contratar a una empresa que se encargue de la instalación, mantenimiento y operación de la planta.

Con este modelo se pretende obtener finalmente el precio nivelado del acuerdo de compra de energía (levelized PPA cost), que indica el precio de venta de la electricidad en función de los parámetros financieros que afecten a la central solar termoeléctrica. El parámetro PPA y otro conocido como LCOE se obtienen como resultado tras simular con este modelo económico. Por tanto, para su mejor comprensión a la hora de analizar los resultados, se explican a continuación

3.1.2 Levelized cost of energy (LCOE)

El coste de energía nivelado (LCOE) es un parámetro económico que representa el coste de producción de energía eléctrica en un tiempo determinado. En otras palabras, es el valor presente de los costos del proyecto, expresados en centavos por kilowatio-hora (c\$/kWh), debidos a la electricidad generada por el sistema durante su vida útil [18].

SAM calcula el LCOE a partir de los flujos de efectivo después de impuestos, de modo que este parámetro representa el costo de generar electricidad durante la vida dl proyecto, contabilizando impuestos e incentivos. La calculadora LCOE es un modelo financiero empleado en el programa SAM, el cual, a partir de una serie de valores de entrada o costes que compara con la energía que se produce en ese periodo de tiempo, calcula el LCOE para cualquier actividad financiera. Los costes incluidos en este parámetro son [19]:

- Los costes de inversión de capital: costes de instalación (equipo y mano de obra), préstamo inicial para la financiación de la construcción y pagos

de intereses, el impuesto sobre ventas o incentivos, los pagos seguros y los impuestos de propiedad.

- Los costes de operación, mantenimiento y reposición.
- Pagos de capital e intereses, y financiamiento de la cuenta de reserva del servicio de la deuda.
- Fondos y reservas de desembolso: capital de trabajo, reemplazo de equipos y servicio de la deuda.
- Cuando se requiera, para tecnologías híbridas (no es el caso), incluye el coste del gasto en combustible.

Para el caso de estudio, se hará uso de una interfaz propuesta por el propia SAM, destinado al cálculo del LCOE, pero en este caso se usarán los parámetros por defecto ya que el objetivo principal no es un estudio económico completo.

El coste nivelado de energía (LCOE) es una medida útil para optimizar el tamaño del campo solar, ya que incluye la cantidad de electricidad generada por el sistema, los costes de instalación del proyecto y el coste de operación y mantenimiento del sistema durante su vida útil.

Con el valor obtenido, los diseñadores de la planta pueden comprobar la viabilidad del proyecto. Además, considera algunos factores interesantes como el múltiplo solar, el factor de capacidad de la planta o el área de almacenamiento térmico. Sin embargo, hay dos tipos de LCOE que deben diferenciarse, ya que SAM calcula ambos para cualquier modelo financiero:

- LCOE real: utiliza un valor constante del dólar, ajustado a la inflación. Suele usarse para los análisis a largo plazo ya que tiene en cuenta muchos años de inflación durante la vida del proyecto.
- LCOE nominal: utiliza el valor actual del dólar. Suele ser apropiado para análisis a corto plazo porque el valor de la moneda puede variar con el tiempo.

Para el presente estudio de una planta con colectores cilindro-parabólicos se empleará LCOE nominal, ya que se trata de un estudio a relativo corto plazo y también porque los analistas lo recomiendan para este tipo de plantas. Podría haber sido válida la opción de usar el LCOE real, pero siempre teniendo cuidado de no mezclar conceptos y compararlos entre ellos.

Se comprueba que hay una diferencia de costes de inversión para las diferentes configuraciones de la planta solar como consecuencia de los cambios en el bloque de potencia, ya que el campo solar es el mismo para todos los casos. Sin embargo, los costes de operación y de mantenimiento, mencionados anteriormente, serán muy similares para todos los casos.

El programa muestra en su ventana de ayuda al usuario la fórmula empleada para el cálculo del LCOE:

- Para el coste de energía nivelado real, la tasa de descuento real aparece en el término de producción total de energía del denominador:

$$\text{Levelized cost (real)} = \frac{-C_0 - \frac{\sum_{n=1}^N C_n}{(1 + d_{\text{nominal}})^n}}{\frac{\sum_{n=1}^N Q_n}{(1 + d_{\text{real}})^n}} \quad (12)$$

- De manera similar, para el costo nivelado nominal la tasa de descuento nominal aparece en la producción total de energía

$$\text{Levelized cost (nominal)} = \frac{-C_0 - \frac{\sum_{n=1}^N C_n}{(1 + d_{\text{nominal}})^n}}{\frac{\sum_{n=1}^N Q_n}{(1 + d_{\text{nominal}})^n}} \quad (13)$$

Donde:

Q_n (kWh) – Electricidad generada por el sistema en el año n. El valor se calcula en función de los datos meteorológicos y el rendimiento del sistema.

N – Período de años que comprende el análisis

C_0 – El monto de la inversión de capital del proyecto

C_n – Los costes anuales del proyecto en el año n

d_{real} – Tasa de descuento real, sin inflación

d_{nominal} – Tasa de descuento nominal, con inflación

Sin embargo, la fórmula que tiene relevancia en este estudio es la asociada al modelo financiero “Calculadora LCOE”.

3.1.3 Power purchase agreement (PPA)

El PPA es un parámetro económico que indica el precio de venta de la electricidad, que al igual que el LCOE, será usado en el análisis económico de la planta. Este valor es solo una medida útil para determinar si un proyecto es factible desde un punto de vista económico. Para que un proyecto sea factible financieramente, el precio nominal de PPA nivelado debe ser mayor que el coste nominal LCOE nivelado.

El concepto “levelized PPA price” se define como los ingresos nivelados que representa el valor monetario del proyecto a lo largo de su vida útil. Por tanto, indica los ingresos totales anuales del proyecto, expresado en centavos por kilowatio-hora(c\$/kWh), de electricidad generada por el sistema [19].

Al igual que para el coste de energía nivelado (LCOE) el precio nivelado de PPA tendrá dos tipos, uno real y uno nominal:

- Para los ingresos nivelados nominales, la tasa de descuento nominal aparece en el término de producción total de energía (valor actual del dólar):

$$\text{Levelized PPA price (nominal)} = \frac{\sum_{n=1}^N R_n}{\frac{\sum_{n=1}^N Q_n}{(1 + d_{nominal})^n}} \quad (14)$$

- De igual manera, para los ingresos nivelados reales, la tasa de descuento real aparece en el término de producción total de energía del denominador (valor constante del dólar):

$$\text{Levelized PPA price (real)} = \frac{\sum_{n=1}^N R_n}{\frac{\sum_{n=1}^N Q_n}{(1 + d_{real})^n}} \quad (15)$$

Donde:

Q_n (kWh) – Electricidad generada por el sistema en el año n. El valor se calcula en función de los datos meteorológicos y el rendimiento del sistema.

N – Período de años que comprende el análisis

R_n – ingresos totales por venta de la electricidad generada en el año n.

d_{real} – Tasa de descuento real, sin inflación

d_{nominal} – Tasa de descuento nominal, con inflación

3.2 Inputs para el dimensionado de la planta en SAM

En un principio, SAM rellena automáticamente las variables de entrada con un conjunto de valores predeterminados en función del tipo de proyecto, pero da la posibilidad al usuario de modificar dichos datos. La información que puede modificarse en el programa es la ubicación del proyecto, los datos tecnológicos de los componentes que la forman (colectores, receptores y el fluido caloportador), así como los costes de instalación y operación.

Cabe destacar que todos los datos introducidos son valores de diseño, por lo tanto, variarán a lo largo del año cuando se realice la simulación. Una vez fijados los datos de entrada, se simula la planta diseñada en el panel general del programa. Se obtendrán resultados numéricos y gráficos con los que se realizará el posterior análisis tecno-económico para evaluar la idoneidad del proyecto.

En este estudio se introducen los datos manualmente para obtener una simulación con mayor precisión. La obtención de dichos datos se lleva a cabo por dos medios: documentos técnicos que muestran datos de la planta Andasol-1 y los valores obtenidos por el análisis con el programa Cycle-Tempo

De este modo, se simula en SAM una central con tecnología cilindro parabólico y con unos datos de planta similares a la ya conocida Andasol-1. Aunque el objetivo principal es el análisis de la regeneración. Por tanto, una vez elegida la planta de referencia y de haber probado modificaciones en la misma con Cycle-Tempo, se realiza el análisis anual con SAM para cada una de las configuraciones.

La mayoría de centrales termosolares con sistema de captación cilindro parabólico, incluido Andasol-1, suelen tener instalada una potencia neta de 50MW. Sin embargo, para el caso de estudio se determina que la turbina tenga una potencia bruta de diseño de 53MW para el manejo en el programa Cycle-Tempo, pero es superior a 50 MW para todas las configuraciones.

Se seleccionó dicha potencia porque la versión gratuita de Cycle-Tempo no permite introducir valores de flujo másico (explicación más detallada en el anexo 2, apartado “Turbina”) y, por consiguiente, dicho caudal varía con la potencia generada por

la turbina. Por otro lado, el documento técnico [15] indica que, en el caso real de la planta, a la salida del generador de vapor, el caudal másico era de 60,08 kg/s. Por tanto, para obtener dicho caudal se probaron distintas potencias en el software, y el valor de caudal más cercano se obtenía con una potencia de 53 MW.

El valor de potencia instalada no ha sido optimizado para el caso específico de Tenerife, por lo que otras potencias pueden generar resultados más viables económicamente para la planta. Sin embargo, como se puede comprobar en el capítulo “Configuraciones consideradas”, la potencia neta del ciclo variará para las distintas configuraciones propuestas. Por tanto, se realizan varios estudios con distintos valores de potencia que dan consistencia y diversidad de resultados para obtener conclusiones

A continuación, se explica detalladamente cada uno de los apartados y subapartados que deben rellenarse para poder simular una planta con tecnología cilindro-parabólico que use el modelo financiero LCOE:

3.2.1 Localización y recursos (Location and resources)

El primer paso es la introducción de las condiciones climatológicas a las que estará sometida la planta a lo largo del año, por lo que el usuario debe indicar la localización de la planta.

Dependiendo del tipo de sistema que esté modelando, puede elegir un archivo de datos meteorológicos de una lista proporcionada por el programa, descargar uno de Internet o crear el archivo utilizando sus propios datos. Además, junto a cada ubicación, se muestra su latitud, longitud, zona horaria y elevación, que serán necesarios para la simulación.

Para el caso de estudio, el programa no proporciona ninguna ubicación asociada a las islas Canarias, por tanto, se recurrió a un programa externo para obtener los datos climáticos en formato CSV.

Se utilizó la herramienta habilitada por la UE, conocido como PVGIS “Photovoltaic Geographical Information System” que utiliza un formato de archivo llamado TMY “*Typical Meteorological Year*”. Dicha herramienta proporciona información, entre otros, acerca de la radiación solar y la temperatura como promedios mensuales o perfiles diarios, así como datos meteorológicos típicos anuales para nueve variables climáticas.

En cuanto al formato de archivo TMY, presenta un mapamundi donde puedes seleccionar una ubicación en concreto y también hay que señalar el período de años del que se quiere obtener información. Se eligió la zona sur de la isla de Tenerife y se estableció un periodo entre el 2005 y 2014. Posteriormente, se descarga como un archivo CSV y se puede abrir directamente en SAM.

En general, el valor DNI de referencia debe estar cerca del DNI real máximo en el campo esperado para la ubicación, pero siempre será inferior. El motivo es que un colector cilindro parabólico sigue el recorrido de el Sol girando en un solo eje, lo que la radiación no suele incidir la abertura del colector en un ángulo normal.

El programa SAM propone un método para estimar un valor de la irradiancia directa normal (beam irradiance-DNI) que corresponda al 95% del CDF. El CDF representa la función de distribución acumulativa. A través de la cual, se muestra el porcentaje de puntos de datos en o por debajo de un cierto valor, por lo que en el 95% se obtiene una buena aproximación. [19]

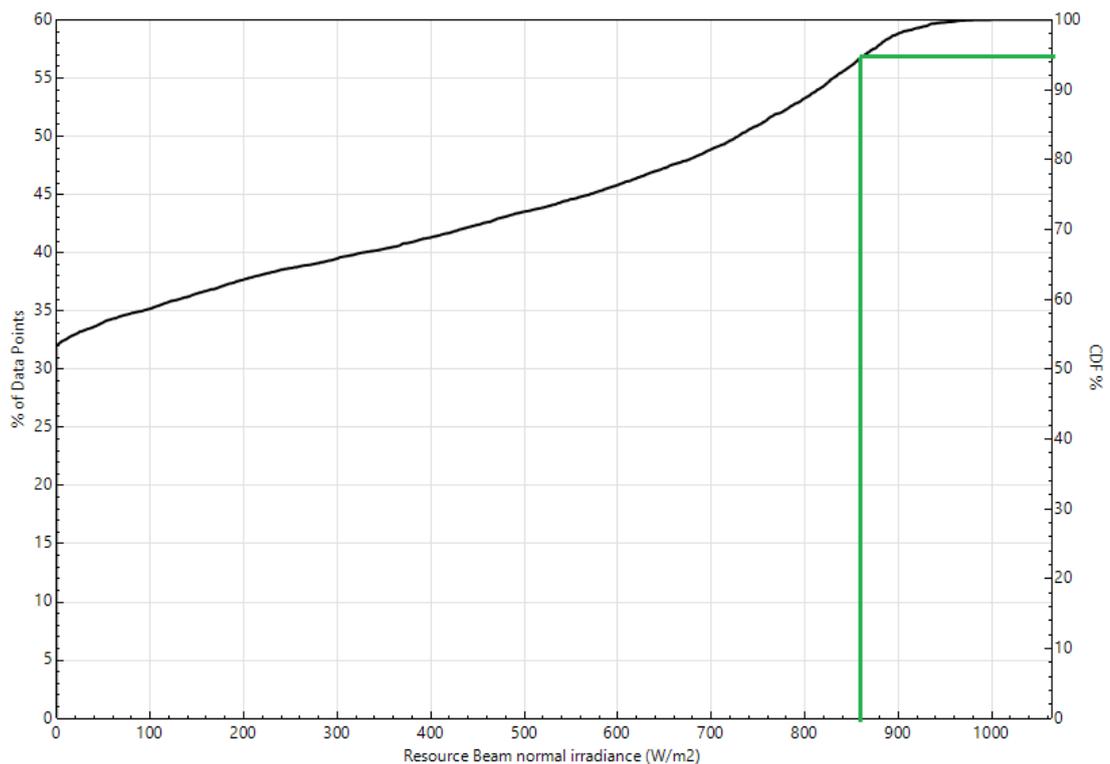


Fig. 42. Cálculo irradiancia normal directa de diseño. [Fuente de elaboración propia]

Según el método se obtiene una irradiancia normal directa de diseño de 860 W/m^2 . Sin embargo, para el sur de España, así como las Islas Canarias, se suele proponer una DNI de 850 W/m^2 como valor razonable para sistemas similares. Como son valores similares, se escoge la irradiancia de 850 W/m^2 , ya que es más estándar.

Finalmente, una vez elegida la ubicación, se visualiza un resumen anual (radiación normal directa, radiación global horizontal, velocidad media del viento, temperatura del bulbo seco) del archivo seleccionado en la lista.

Localización y recursos	
Ubicación	Tenerife, España
Latitud	28,03°
Longitud	-16,607°

Tabla 8. Datos de la localización y recursos SAM. [Fuente de elaboración propia]

3.2.2 Campo solar (Solar Field)

En esta ventana se muestra variables que describen el tamaño y las propiedades del campo solar y las propiedades del fluido de transferencia de calor. También muestra las especificaciones de diseño de referencia del campo solar. [19]

El primer parámetro que se fija en este apartado es el área de apertura de la planta. Representa el área total de recolección de energía solar del campo solar. Por tanto, menciona únicamente el área reflectiva de los captadores proyectado sobre el plano del captador. No se debe confundir con el área total del captador, que se calcularía como el área real de la superficie curva y no de su proyección.

En caso de que el área de apertura de la planta se desconozca, el programa permite introducir el múltiplo solar de la planta. El múltiplo solar es el cociente de la potencia térmica generada por el campo solar y la potencia térmica demandada por el bloque de potencia en condiciones nominales (condiciones de diseño). [20]

El múltiplo solar es un parámetro fundamental para el dimensionado del campo solar porque define el área de apertura del propio campo como un múltiplo de la capacidad nominal desarrollada por el bloque de potencia. Por tanto, si su valor es igual a 1 ($SM=1$), indica que el área de apertura genera la cantidad de energía térmica requerida para impulsar al ciclo de potencia a su valor nominal de capacidad (producción bruta de diseño).

En general, el aumento del múltiplo solar, que conlleva un aumento del área de apertura del campo solar, da lugar a un incremento de la energía eléctrica producido. El motivo es que se incrementa la energía térmica producida en el campo solar, y si el SM se encuentra por encima de 1, se podrá impulsar el bloque de potencia y almacenar la energía restante.

En cuanto a la orientación de los captadores se coloca el eje con orientación Norte-Sur, en lugar de Este-Oeste, porque la energía generada térmica es mayor para el primer caso. Para ello el ángulo acimutal deber ser igual a 0° . Además, se considerarán los captadores en posición horizontal por lo que el ángulo de inclinación es de 0° .

También se precisa un valor de irradiancia normal directa (DNI) de diseño específico para la ubicación en la que se construye la planta. La DNI indica la cantidad de radiación solar recibida por una superficie perpendicular a la dirección de los rayos solares (unidad de área). Sus unidades son W/m^2 .

El fluido de transferencia de calor (HTF) que circula por el campo solar es otra variable cuyo valor hay que indicar. SAM ofrece la posibilidad de elegir entre una gama de HTF que tiene registrados en una biblioteca, pero también permite al usuario definir un fluido distinto para el campo solar.

En el caso de la planta Andasol-1 se emplea el fluido Therminol VP-1 [16]. Como SAM tiene un modelo de HTF para este fluido, no era necesario introducir los datos de un fluido personalizado.

Para el fluido caloportador hay que definir las temperaturas de diseño de entrada y salida del lazo. La temperatura de diseño de entrada al lazo o fila es la temperatura que tiene el HTF al comienzo de la fila, o lo que es lo mismo, a la salida del generador de vapor del bloque de potencia, donde cede calor al agua. SAM establece un valor predeterminado para esta temperatura de $290^\circ C$.

Importante tener en cuenta que la temperatura de entrada a la fila variará su valor al modificar la configuración del bloque de potencia de la planta. Dicha temperatura se determina con cálculos teóricos y se puede apreciar el procedimiento completo en el anexo A del presente proyecto.

Por otro lado, la temperatura de diseño de salida del lazo es la que tiene el HTF al final de la fila de colectores tras absorber la energía térmica concentrada en los receptores.

El valor estándar de esta temperatura en SAM es de 390°C para la tecnología de cilindros parabólicos.

A continuación, se resume en una tabla el conjunto de variables que se introdujeron en la ventana “Solar Field” para la simulación de la planta inicial con 5 calentadores del agua de alimentación. Cabe destacar que el único valor que cambiará, en función del número de calentadores, será la temperatura de diseño de entrada al lazo, el resto permanecerá con valores fijos.

Campo solar	
Área de apertura	510,120.00 m ² .
Irradiancia normal directa de diseño	850 W/m ²
Ángulo de inclinación	0°
Ángulo acimutal	0°
Fluido caloportador (HTF)	Therminol VP-1
Temperatura de entrada al lazo	303,32 °C
Temperatura de salida del lazo	393°C

Tabla 9. Datos del campo solar para la configuración inicial, con 5 calentadores, introducidos en SAM. [Fuente de elaboración propia]

3.2.3 Colectores (Collectors “SCAs”)

Para definir el campo solar es necesario determinar el tipo de colector y receptor empleado en la central estudiada. Los modelos usados vienen especificados en los documentos técnicos que describen la planta Andasol-1 [22]. En primer lugar, se elige el tipo de concentrador solar usando la librería del programa que dispone de nueve colectores distintos.

Se escoge el colector EuroThrough ET150, posteriormente se modifican los siguientes parámetros: área de apertura del colector, longitud y ancho del captador, así como el número de módulos por captador.

Colectores	
Modelo del captador	EuroThrough ET150
Área de apertura	817 m ² .
Longitud del captador	144 m
Ancho del captador	5.75 m
Módulos por captador	12

Tabla 10. Datos del colector introducidos en SAM. [Fuente de elaboración propia]

3.2.4 Receptores (Receivers “HCEs”)

Al igual que en la selección de colectores, el programa SAM pone a disposición del usuario una librería con 8 modelos de tubos receptores para elegir entre ellos. Además, en este caso el receptor deseado, conocido como Solel UVAC 3, está registrado en la librería.

En función del receptor seleccionado, se especifica el diámetro interior y exterior del tubo absorbedor, así como del cristal que envuelve, la rugosidad de la superficie interna o el tipo de material que constituye a ese absorbedor. Se decide mantener todos los valores que propone SAM para el receptor Solel UVAC 3.

Receptores	
Modelo del receptor	Solel UVAC 3.
Diámetro interior del tubo absorbedor	0.066 m
Diámetro exterior del tubo absorbedor	0.07 m
Diámetro interior de la envoltura de vidrio	0.115 m
Diámetro exterior de la envoltura de vidrio	0.121 m

Tabla 11. Datos del receptor introducidos en SAM. [Fuente de elaboración propia]

3.2.5 Bloque de potencia (Power cycle)

En primer lugar, se fija el valor de diseño de la potencia bruta, demandada por el bloque de potencia, en 53MW, ya que fue el valor empleado para las simulaciones con Cycle-Tempo. Sin embargo, como se puede comprobar en el capítulo 2 del presente proyecto, la potencia neta desarrollada por el ciclo de potencia de la planta variará en función del número de calentadores que disponga.

Por tanto, para cada configuración se modificará el factor de conversión de potencia bruta a neta. Para consultar los valores de potencia bruta y factor de conversión introducidos para cada configuración, buscar la información incluida en la tabla 32 “Datos de entrada para el ciclo de potencia en SAM”, situado en el capítulo 7 del presente documento.

La otra variable que debemos introducir es el rendimiento del bloque de potencia. Dicho valor se obtiene con las simulaciones realizadas en el programa del Cycle-Tempo. Al igual que para la potencia neta, el rendimiento de la planta varía en función del número de calentadores del agua de alimentación presentes. Los datos relacionados con la eficiencia también pueden comprobarse en la tabla 20 del documento “Datos del ciclo Rankine para las diferentes configuraciones de la planta”.

Bloque de potencia	
Potencia bruta del ciclo	53 MWe
Factor de conversión potencia bruta-neta	96.75%
Rendimiento del ciclo	35.084%

Tabla 12. Datos del bloque de potencia para la configuración inicial, con 5 calentadores, introducidos en SAM. [Fuente de elaboración propia]

3.2.6 Almacenamiento térmico (Thermal storage)

En el caso de que la planta tenga un sistema de almacenamiento térmico de dos tanques, lo primero será determinar el número de horas de funcionamiento de la planta a plena carga con el almacenamiento. Una vez introducido este valor, SAM calcula el volumen total de HTF necesario, en función, de las horas de almacenamiento a plena carga y la capacidad térmica de entrada de la turbina. El programa también determina automáticamente la capacidad térmica de los tanques de almacenamiento.

Cuando se trata el número de horas de almacenamiento térmico, se hace referencia a la capacidad de almacenamiento térmico del sistema expresado en número de horas de energía térmica entregada en el nivel de entrada térmica de diseño del bloque de potencia.

Para el almacenamiento térmico se usarán sales fundidas para la transferencia de calor con el Therminol VP-1, aunque el agua sea un fluido más barato y más fácil de obtener.

Por otro lado, se especifica el número de tanques paralelo y la altura del tanque. Como en el caso anterior, tras introducir estos datos, el programa calcula de manera automática el diámetro del tanque. Por tanto, el diámetro es una variable que varía en función de las horas de almacenamiento térmico.

Sin embargo, para el caso de estudio se decide mantener el mismo campo solar y el sistema de almacenamiento térmico para todas las configuraciones de planta. Por tanto, el diámetro será un valor fijo mientras que las horas de almacenamiento térmico variará. En SAM el procedimiento es introducir el valor de horas de almacenamiento térmico para el que se obtenga un diámetro de tanque de 36m. Los valores fijos para este campo serán:

Sistema de almacenamiento térmico	
Parejas de tanques paralelos	1
Altura del tanque de almacenamiento	14 m
Diámetro del tanque de almacenamiento	36 m

Tabla 13. Datos del sistema de almacenamiento térmico para la configuración inicial, con 5 calentadores, introducidos en SAM. [Fuente de elaboración propia]

Dado que el campo solar será el mismo para todas las configuraciones que se plantean, el diámetro de los tanques será siempre el mismo. Por tanto, el valor de las horas de almacenamiento que permita el tanque irá cambiando a medida que se simula cada configuración.

3.2.7 Costes del sistema (System Costs)

El modelo económico elegido es bastante amplio para la evaluación económica de la planta pues permitir introducir datos para los consumos parásitos, costes del sistema, parámetros financieros, incentivos y amortización. Sin embargo, ese no es el objetivo del proyecto, por lo que no se entra en detalle en el aspecto financiero y simplemente se introducen los costes de inversión. Dicha información se obtiene de un caso de estudio propuesto por SAM para la planta de Andasol-1 [22]

En dicho informe, se muestra la exactitud de los valores económicos obtenidos que se reflejarán a continuación, para dejar constancia que los valores que se introducen en el presente trabajo están contrastados.

PARÁMETRO	DATO OBTENIDO CON SAM	DATO APORTADO POR LA PLANTA	DIFERENCIA
Energía eléctrica anual	174,511 MWh	179,103 MWh	2,6%
Precio PPA	36.67 c\$/kWh	37,05 c\$/kWh	1,0%
Coste de instalación total \$	418,440,431 \$	411,690,000 \$	1,6%

Tabla 14. Comparación de los datos económicos obtenidos en el documento de referencia con SAM frente a los datos aportados por la planta Andasol-1[22]

Una vez demostrada la adecuada exactitud de los datos obtenidos, se muestran los datos económicos introducidos en el programa SAM para realizar la simulación anual de la central termosolar. Dentro de la pestaña “System Costs” se introducen los costes directos de capital que representan aquellos costes que se pueden imputar directamente a partes específicas de la instalación. Los apartados considerados en los costes directos consideran dentro del precio reflejado, el precio del equipo y la mano de obra. También, se conocen los costes de operación y mantenimiento, que se tratan de aquellos costes anuales que se emplean en equipos y servicios cuando la construcción de la planta ya ha sido realizada. Los datos introducidos son:

Costes directos (instalación)	
Preparación del lugar de instalación y otros equipos no incluidos en el campo solar	28,00 \$/m2
Sistema del HTF (bombas y tuberías para el HTF, incluida mano de obra y equipo)	78,00 \$/m2
Almacenamiento	78,00 \$/kWh
Sistema de respaldo con combustible fósil	No aplica
Bloque de potencia	850,00 \$/kWe
Balance de planta (considera costes adicionales)	105.00 \$/kWe
Costes de operación y mantenimiento	
Coste fijo por capacidad nominal de la planta	66.00 \$/kW-yr
Coste variable por generación	3.00\$/MWh
Coste de combustible fósil	No aplica

Tabla 15. Datos de los costes del sistema introducidos en SAM. [Fuente de elaboración propia]



ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA

Titulación: Grado en Ingeniería Mecánica

TRABAJO DE FIN DE GRADO

ANÁLISIS DEL CALENTAMIENTO REGENERATIVO
DEL AGUA DE ALIMENTACIÓN EN PLANTAS
SOLARES TERMOELÉCTRICAS

CAPÍTULO 4. RESULTADOS CON CYCLE-TEMPO EN PUNTO DE DISEÑO

Autor:

Jorge Herzog Gallardo

Tutor:

Agustín M. Delgado Torres

Julio, 2020

En este capítulo, se exponen y analizan todos los resultados obtenidos con el programa Cycle-Tempo. Para ello se parte de los datos de la planta Andasol-1 como referencia, los cuales se muestran en el capítulo 2 del presente trabajo, y se harán modificaciones del ciclo de potencia de la planta con el programa mencionado.

Dichas modificaciones consistirán en alterar el número de calentadores del agua de alimentación para observar cómo influyen en el calentamiento regenerativo de la planta. Para cada configuración se genera valores para una serie de parámetros con el Cycle-Tempo para después plantear una simulación anual en SAM en un punto de diseño, establecido por los datos obtenidos de Cycle-Tempo

También cabe destacar que, para la simulación de las configuraciones de la planta, se ha optado por dos casos de estudio. En el primero, se considera la misma potencia bruta para todas las configuraciones, mientras que, en el segundo caso, el caudal de vapor vivo a la entrada de la turbina es un valor fijo. A continuación, se muestran los resultados obtenidos con la simulación de las distintas configuraciones de la planta.

4.1 Datos termodinámicos para cada conducción del ciclo para una potencia bruta fija

Se muestran los valores de presión, temperatura, entalpía y entropía porque definen todos los estados del agua que circula por el bloque de potencia. Para todas las configuraciones se considerará una potencia bruta generada por la turbina de 53MW.

4.1.1 Ciclo Rankine con dos calentadores de alta presión y tres de baja presión (cinco calentadores)

Se trata del caso inicial, ya que es la disposición que utiliza la planta solar termoeléctrica Andasol-1. A partir del programa Cycle-Tempo se intenta reproducir el ciclo de potencia de la planta para luego modificar el esquema de la planta y observar, como varían los resultados.

Nº Conducto	Caudal másico [kg/s]	Presión [bar]	Temperatura [°C]	Entalpía [kJ/kg]	Entropía [kJ/kg*K]
1	59,772	100	373	3009,29	6,0803
2	6,164	33,48	241,47	2808,44	6,1528
3	53,609	18,50	208,48	2710,22	6,1882
4	53,609	16,50	373,40	3196,05	7,1364
5	2,756	13,99	355,22	3161,38	7,1562
6	2,508	8,08	297,16	3050,73	7,2192
7	2,521	3,04	203,21	2872,34	7,3206
8	2,403	1,17	122,93	2720,83	7,4067
9	2,497	0,37	73,99	2563,67	7,4962
10	40,924	0,06	37,05	2352,49	7,6162
11	48,344	0,06	37,05	155,22	0,5329
12	48,344	8,38	37,14	156,34	0,5338
13	48,344	8,28	69,99	293,65	0,9544
14	48,344	8,18	100,05	419,87	1,3071
15	48,344	8,08	129,98	546,66	1,6339
16	59,772	6,18	159,99	675,54	1,9427
17	59,772	103	161,96	689,73	1,9509
18	59,772	102,5	191,01	816,25	2,2324
19	59,772	102	236,02	1019,72	2,6508
20	6,164	33,48	196,01	835,29	2,2901
21	8,920	13,89	166,96	706,26	2,0111
22	2,521	2,94	105,05	440,57	1,3636
23	4,923	1,07	74,99	314,00	1,0155
24	7,420	0,27	42,14	176,51	0,6009
25	7,420	0,27	42,14	176,51	0,6009
60	5388,948	1,88	36,23	151,95	0,5218
61	5388,948	0,95	28,79	120,77	0,4200
62	5388,948	1,88	28,80	120,90	0,4202

Tabla 16. Parámetros termodinámicos de una planta con 5 calentadores. [Fuente de elaboración propia]

PARÁMETRO	VALOR
Potencia bruta del ciclo [MW]	53
Potencia consumida por las bombas [MW]	1,719
Potencia neta del ciclo [MW]	51,281
Potencia absorbida [MW]	146,167
Rendimiento neto [%]	35,084

Tabla 17. Eficiencia energética de la planta con 5 calentadores. [Fuente de elaboración propia]

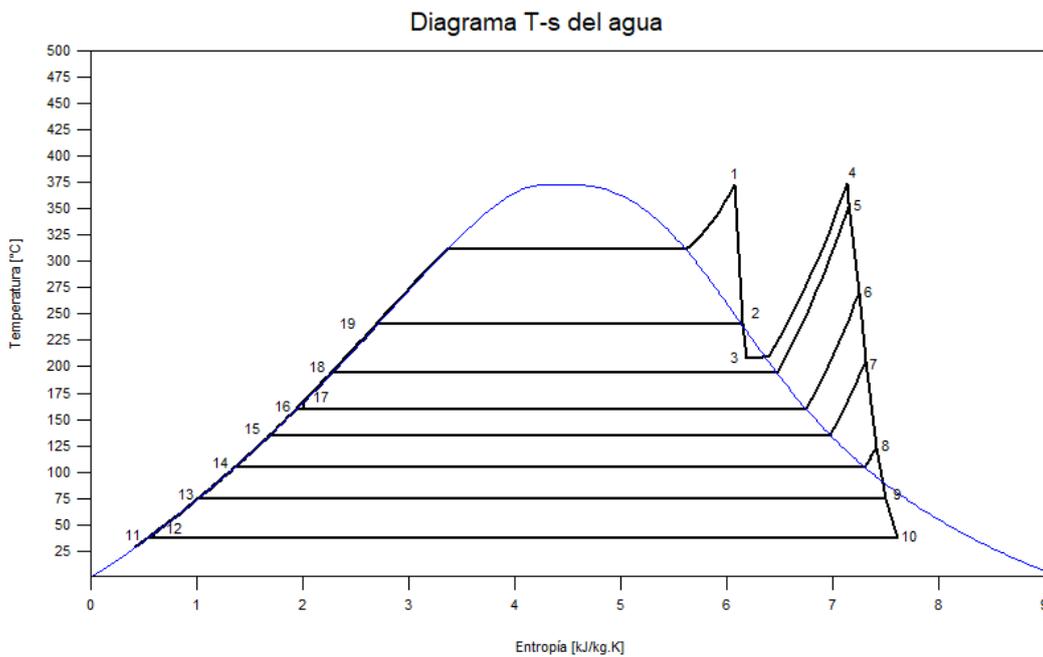


Fig. 43. Diagrama T-s para la configuración de 5 calentadores. [Fuente de elaboración propia]

**4.1.2 Ciclo Rankine con un calentador de alta presión y tres de baja presión
(cuatro calentadores)**

Nº Conducto	Caudal másico [kg/s]	Presión [bar]	Temperatura [°C]	Entalpía [kJ/kg]	Entropía [kJ/kg*K]
1	54,879	100	373	3009,29	6,0803
2	54,879	18,50	208,48	2710,22	6,1882
3	54,879	16,50	373,40	3196,05	7,1364
4	2,828	13,99	355,22	3161,38	7,1562
5	2,644	8,08	297,16	3050,73	7,2192
6	2,576	3,04	203,21	2872,34	7,3206
7	2,456	1,17	122,93	2720,83	7,4067
8	2,552	0,37	73,99	2563,67	7,4962
9	41,823	0,06	37,05	2352,49	7,6162
10	49,406	0,06	37,05	155,22	0,5329
11	49,406	8,38	37,14	156,34	0,5338
12	49,406	8,28	69,99	293,65	0,9544
13	49,406	8,18	100,05	419,87	1,3071
14	49,406	8,08	129,98	546,66	1,6339
15	54,879	6,18	159,99	675,54	1,9427
16	54,879	103	161,96	689,73	1,9509
17	54,879	102,5	191,01	816,25	2,2324
18	2,828	13,89	166,96	706,26	2,0111
19	2,576	2,94	105,05	440,57	1,3636
20	5,032	1,07	74,99	314,00	1,0155
21	7,583	0,27	42,14	176,51	0,6009
22	7,583	0,27	42,14	176,51	0,6009
60	5507,303	1,88	36,23	151,95	0,5218
61	5507,303	0,95	28,79	120,77	0,4200
62	5507,303	1,88	28,80	120,90	0,4202

Tabla 18. Parámetros termodinámicos de una planta con 4 calentadores. [Fuente de elaboración]

PARÁMETRO	VALOR
Potencia bruta del ciclo [MW]	53
Potencia consumida por las bombas [MW]	1,664
Potencia neta del ciclo [MW]	51,336
Potencia absorbida [MW]	148,228
Rendimiento neto [%]	34,633

Tabla 19. Eficiencia energética de la planta con 4 calentadores. [Fuente de elaboración]

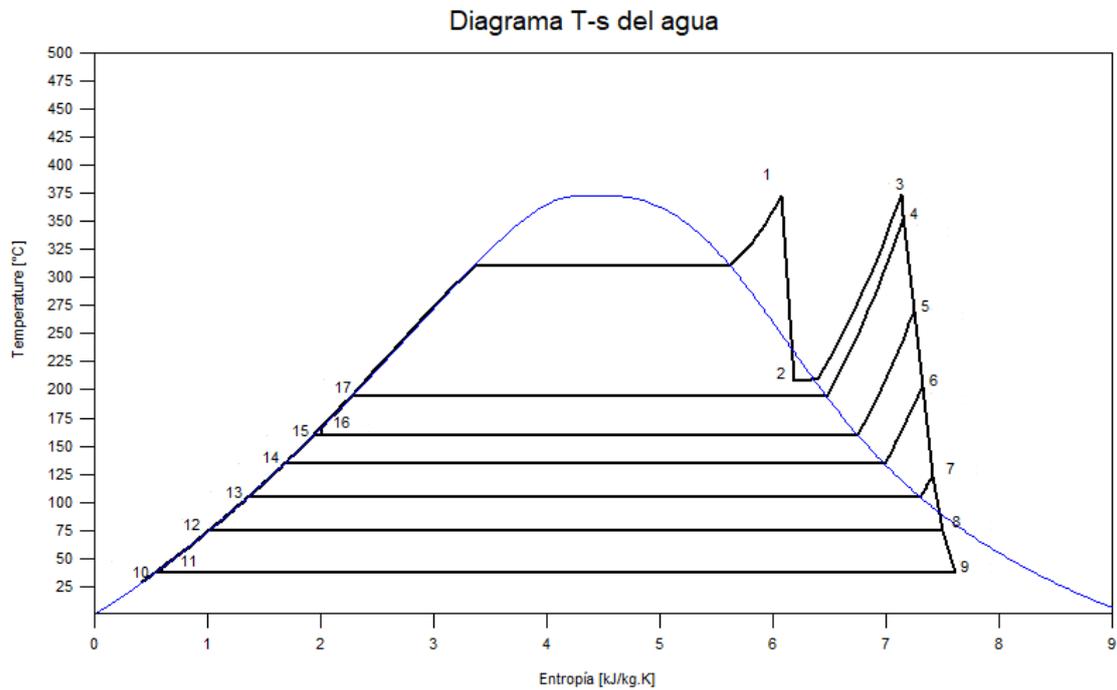


Fig. 44. Diagrama T-s para la configuración de 4 calentadores. [Fuente de elaboración propia]

4.1.3 Ciclo Rankine con tres calentadores de baja presión (tres calentadores)

Se ha decidido para este caso variar la presión de salida del desgasificador. En concreto, se prueba a reducir el valor de la presión de salida inicial, que tiene un valor de 6,18 bar, para reducir la temperatura de entrada del fluido a la caldera. Las dos situaciones planteadas son una presión de 4 y 5 bar, respectivamente, a la salida del desgasificador. A continuación, se muestran los resultados obtenidos:

4.1.3.1 Presión a la salida del desgasificador de 6,18 bar

Nº Conducto	Caudal másico [kg/s]	Presión [bar]	Temperatura [°C]	Entalpía [kJ/kg]	Entropía [kJ/kg*K]
1	52,968	100	373	3009,29	6,0803
2	52,968	18,50	208,48	2710,22	6,1882
3	52,968	16,50	373,40	3196,05	7,1364
4	2,726	8,08	297,16	3050,73	7,2192
5	2,619	3,04	203,21	2872,34	7,3206
6	2,497	1,17	122,93	2720,83	7,4067
7	2,595	0,37	73,99	2563,67	7,4962
8	42,530	0,06	37,05	2352,49	7,6162
9	50,242	0,06	37,05	155,22	0,5329
10	50,242	8,38	37,14	156,34	0,5338
11	50,242	8,28	69,99	293,65	0,9544
12	50,242	8,18	100,05	419,87	1,3071
13	50,242	8,08	129,98	546,66	1,6339
14	52,968	6,18	159,99	675,54	1,9427
15	52,968	103	161,96	689,73	1,9509
16	2,619	2,94	105,05	440,57	1,3636
17	5,117	1,07	74,99	314,00	1,0155
18	7,712	0,27	42,14	176,51	0,6009
19	7,712	0,27	42,14	176,51	0,6009
60	5600,423	1,88	36,23	151,95	0,5218
61	5600,423	0,95	28,79	120,77	0,4200
62	5600,423	1,88	28,80	120,90	0,4202

Tabla 20. Parámetros termodinámicos de una planta con 3 calentadores para una presión del desgasificador de 6,18 bar. [Fuente de elaboración propia]

PARÁMETRO	VALOR
Potencia bruta del ciclo [MW]	53
Potencia consumida por las bombas [MW]	1,650
Potencia neta del ciclo [MW]	51,350
Potencia absorbida [MW]	149,836
Rendimiento neto [%]	34,271

Tabla 21. Eficiencia energética de la planta con 3 calentadores para una presión del desgasificador de 6,18 bar. [Fuente de elaboración propia]

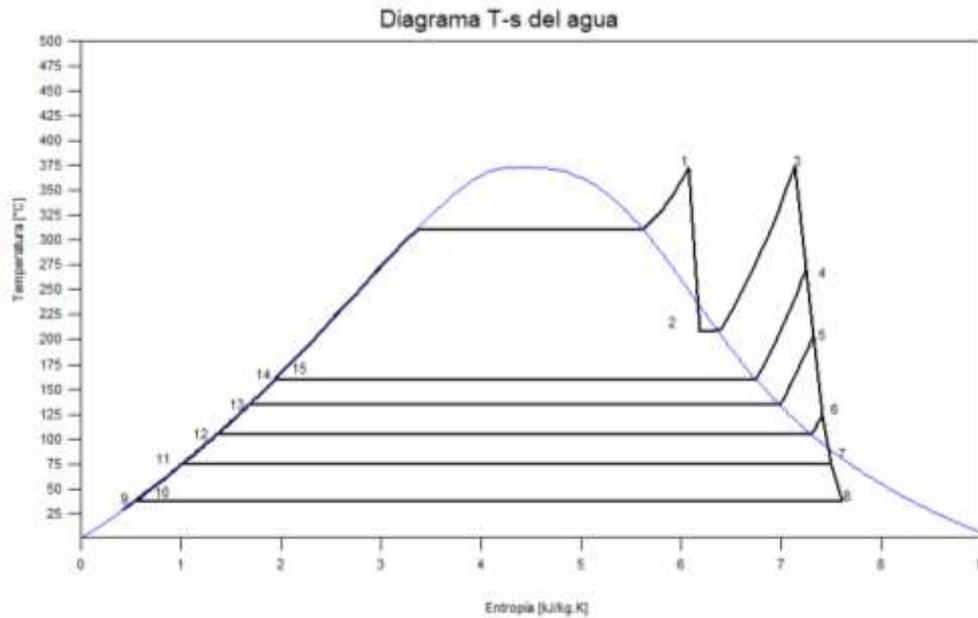


Fig. 45. Diagrama T-s para la configuración de 3 calentadores para una presión del desgasificador de 6,18 bar. [Fuente de elaboración propia]

4.1.3.2 Presión a la salida del desgasificador de 5 bar

Nº Conducto	Caudal másico [kg/s]	Presión [bar]	Temperatura [°C]	Entalpía [kJ/kg]	Entropía [kJ/kg·K]
1	52,516	100	373	3009,29	6,0803
2	52,516	18,50	208,48	2710,22	6,1882
3	52,516	16,50	373,40	3196,05	7,1364
4	1,962	8,08	297,16	3050,73	7,2192
5	2,636	3,04	203,21	2872,34	7,3206
6	2,513	1,17	122,93	2720,83	7,4067
7	2,611	0,37	73,99	2563,67	7,4962
8	42,795	0,06	37,05	2352,49	7,6162
9	50,554	0,06	37,05	155,22	0,5329
10	50,554	8,38	37,14	156,34	0,5338
11	50,554	8,28	69,99	293,65	0,9544
12	50,554	8,18	100,05	419,87	1,3071
13	50,554	8,08	129,98	546,66	1,6339
14	52,516	5,00	151,84	640,19	1,8606
15	52,516	103	153,75	654,43	1,8689
16	2,636	2,94	105,05	440,57	1,3636
17	5,148	1,07	74,99	314,00	1,0155
18	7,760	0,27	42,14	176,51	0,6009
19	7,760	0,27	42,14	176,51	0,6009
60	5635,291	1,88	36,23	151,95	0,5218
61	5635,291	0,95	28,79	120,77	0,4200
62	5635,291	1,88	28,80	120,90	0,4202

Tabla 22. Parámetros termodinámicos de una planta con 3 calentadores para una presión del desgasificador de 5 bar. [Fuente de elaboración propia]

PARÁMETRO	VALOR
Potencia bruta del ciclo [MW]	53
Potencia consumida por las bombas [MW]	1,651
Potencia neta del ciclo [MW]	51,349
Potencia absorbida [MW]	150,431
Rendimiento neto [%]	34,134

Tabla 23. Eficiencia energética de la planta con 3 calentadores para una presión del desgasificador de 5 bar. Fuente de elaboración propia

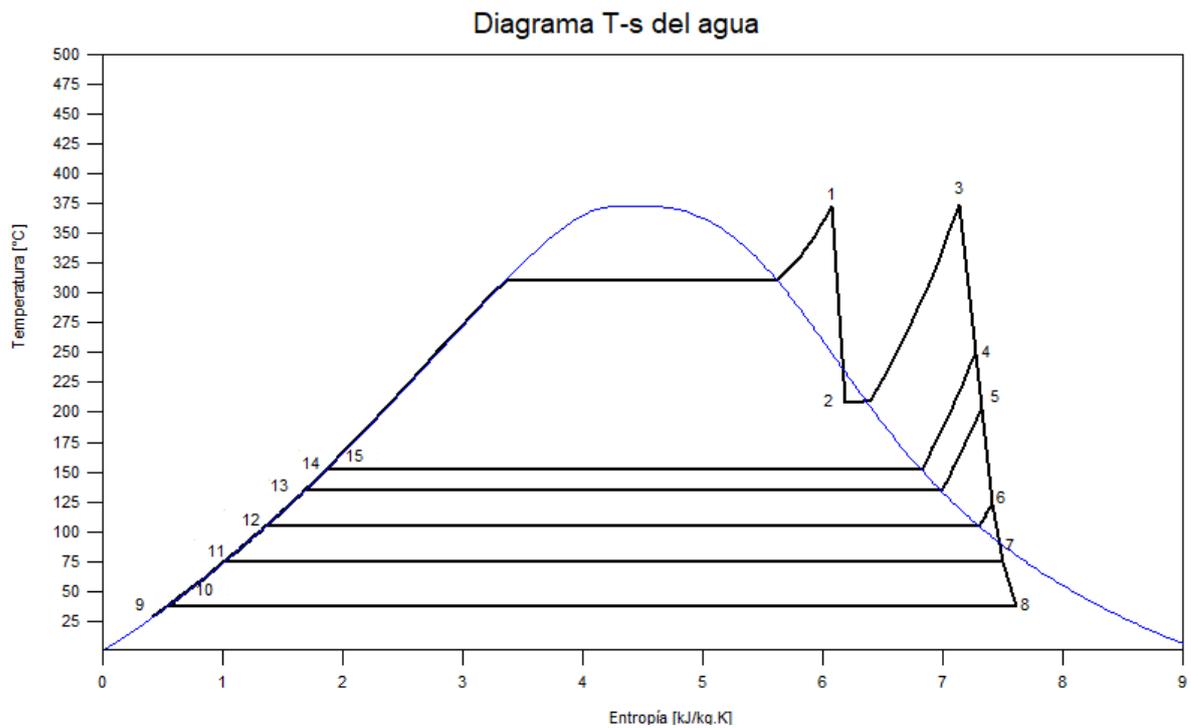


Fig. 46. Diagrama T-s para la configuración de 3 calentadores para una presión del desgasificador de 5 bar. [Fuente de elaboración propia]

4.1.3.3 Presión a la salida del desgasificador de 4 bar

Nº Conducto	Caudal másico [kg/s]	Presión [bar]	Temperatura [°C]	Entalpía [kJ/kg]	Entropía [kJ/kg*K]
1	52,070	100	373	3009,29	6,0803
2	52,070	18,50	208,48	2710,22	6,1882
3	52,070	16,50	373,40	3196,05	7,1364
4	1,207	8,08	297,16	3050,73	7,2192
5	2,652	3,04	203,21	2872,34	7,3206
6	2,528	1,17	122,93	2720,83	7,4067
7	2,627	0,37	73,99	2563,67	7,4962
8	43,056	0,06	37,05	2352,49	7,6162
9	50,863	0,06	37,05	155,22	0,5329
10	50,863	8,38	37,14	156,34	0,5338
11	50,863	8,28	69,99	293,65	0,9544
12	50,863	8,18	100,05	419,87	1,3071
13	50,863	8,08	129,98	546,66	1,6339
14	52,070	4,00	143,61	604,72	1,7766
15	52,070	103	145,47	618,99	1,7851
16	2,652	2,94	105,05	440,57	1,3636
17	5,180	1,07	74,99	314,00	1,0155
18	7,807	0,27	42,14	176,51	0,6009
19	7,807	0,27	42,14	176,51	0,6009
60	5635,291	1,88	36,23	151,95	0,5218
61	5635,291	0,95	28,79	120,77	0,4200
62	5635,291	1,88	28,80	120,90	0,4202

Tabla 24. Parámetros termodinámicos de una planta con 3 calentadores para una presión del desgasificador de 4 bar. [Fuente de elaboración propia]

PARÁMETRO	VALOR
Potencia bruta del ciclo [MW]	53
Potencia consumida por las bombas [MW]	1,651
Potencia neta del ciclo [MW]	51,349
Potencia absorbida [MW]	151,018
Rendimiento neto [%]	34,002

Tabla 25. Eficiencia energética de la planta con 3 calentadores para una presión del desgasificador de 4 bar. [Fuente de elaboración propia]

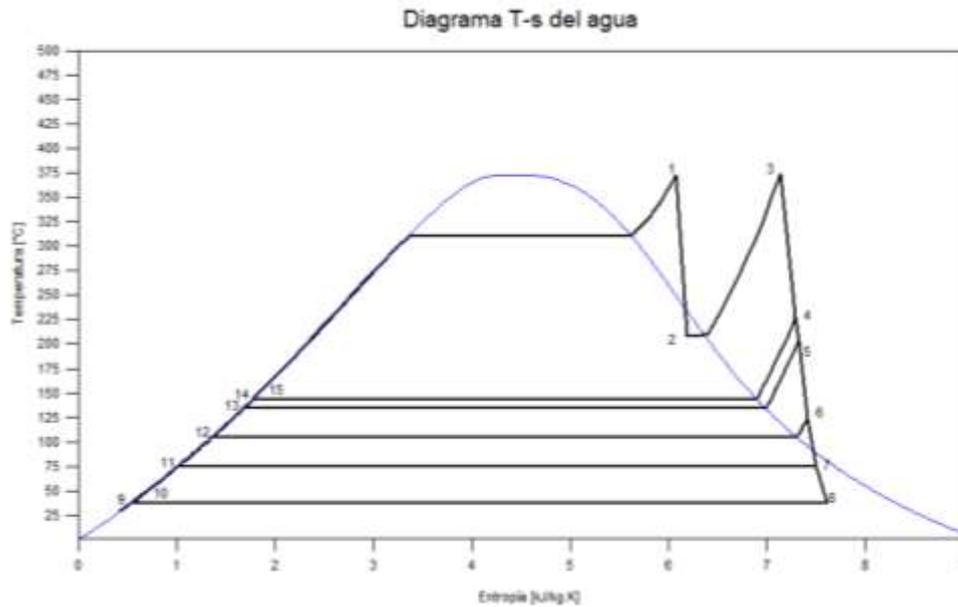


Fig. 47. Diagrama T-s para la configuración de 3 calentadores para una presión del desgasificador de 4 bar. [Fuente de elaboración propia]

4.1.4 Ciclo Rankine con dos calentadores de baja presión (dos calentadores)

Nº Conducto	Caudal másico [kg/s]	Presión [bar]	Temperatura [°C]	Entalpía [kJ/kg]	Entropía [kJ/kg·K]
1	53,288	100	373	3009,29	6,0803
2	53,288	18,50	208,48	2710,22	6,1882
3	53,288	16,50	373,40	3196,05	7,1364
4	5,179	8,08	297,16	3050,73	7,2192
5	2,523	1,17	122,93	2720,83	7,4067
6	2,622	0,37	73,99	2563,67	7,4962
7	42,965	0,06	37,05	2352,49	7,6162
8	48,109	0,06	37,05	155,22	0,5329
9	48,109	8,38	37,14	156,34	0,5338
10	48,109	8,28	69,99	293,65	0,9544
11	48,109	8,08	100,05	419,86	1,3071
12	53,288	6,18	159,99	675,54	1,9427
13	53,288	103	161,96	689,73	1,9509
14	2,523	1,07	75	314,01	1,0155
15	5,145	0,27	42,14	176,51	0,6009
16	5,145	0,27	42,14	176,51	0,6009
60	5654,287	1,88	36,23	151,95	0,5218
61	5654,287	0,95	28,79	120,77	0,4200
62	5654,287	1,88	28,80	120,90	0,4202

Tabla 26. Parámetros termodinámicos de una planta con 2 calentadores. [Fuente de elaboración propia]

4.1.5 Ciclo Rankine con un calentador de baja presión

Nº Conducto	Caudal másico [kg/s]	Presión [bar]	Temperatura [°C]	Entalpía [kJ/kg]	Entropía [kJ/kg*K]
1	53,879	100	373	3009,29	6,0803
2	53,879	18,50	208,48	2710,22	6,1882
3	53,879	16,50	373,40	3196,05	7,1364
4	7,463	8,08	297,16	3050,73	7,2192
5	2,670	0,37	73,99	2563,67	7,4962
6	43,747	0,06	37,05	2352,49	7,6162
7	46,416	0,06	37,05	155,22	0,5329
8	46,416	8,38	37,14	156,34	0,5338
9	46,416	8,28	69,99	293,65	0,9544
10	53,879	6,18	159,99	675,54	1,9427
11	53,879	103	161,96	689,73	1,9509
12	2,670	0,27	42,14	176,51	0,6009
13	2,670	0,27	42,14	176,51	0,6009
60	5753,944	1,88	36,23	151,95	0,5218
61	5753,944	0,95	28,79	120,77	0,4200
62	5753,944	1,88	28,80	120,90	0,4202

Tabla 28. Parámetros termodinámicos de una planta con 1 calentador. [Fuente de elaboración propia]

PARÁMETRO	VALOR
Potencia bruta del ciclo [MW]	53
Potencia consumida por las bombas [MW]	1,680
Potencia neta del ciclo [MW]	51,320
Potencia absorbida [MW]	152,415
Rendimiento neto [%]	33,671

Tabla 29. Eficiencia energética de la planta con 1 calentador. [Fuente de elaboración propia]

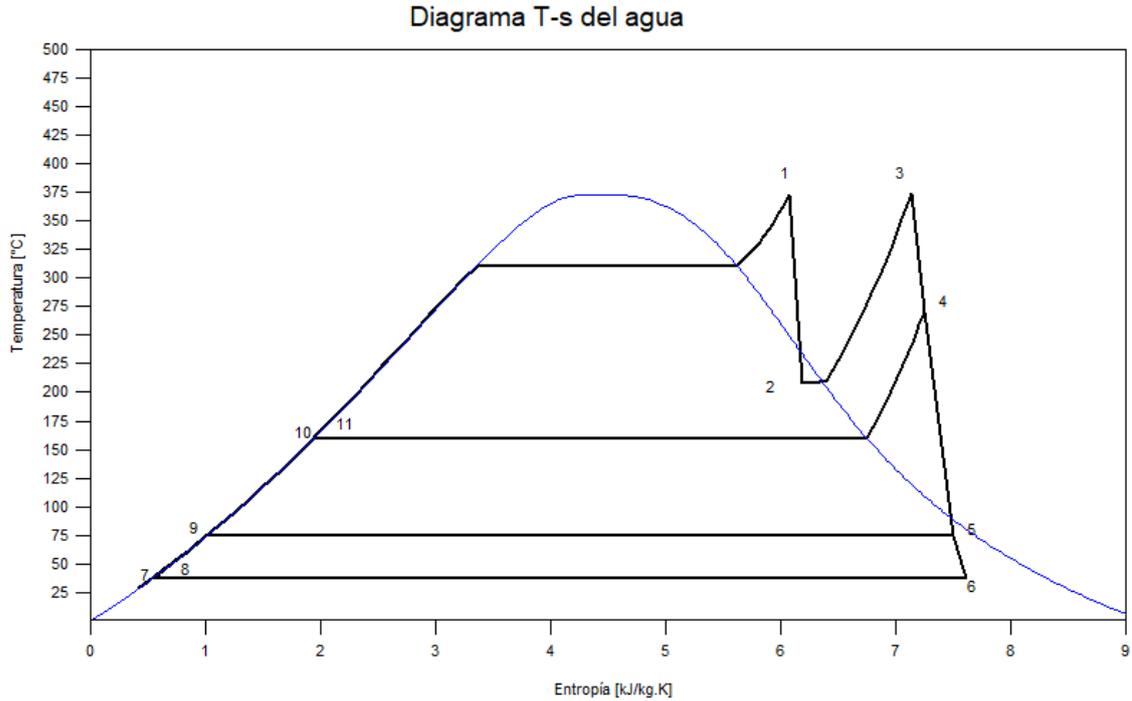


Fig. 49. Diagrama T-s para la configuración de 1 calentador. [Fuente de elaboración propia]

4.1.6 Ciclo Rankine sin calentadores de agua de alimentación

Nº Conducto	Caudal másico [kg/s]	Presión [bar]	Temperatura [°C]	Entalpía [kJ/kg]	Entropía [kJ/kg*K]
1	54,836	100	373	3009,29	6,0803
2	54,836	18,50	208,48	2710,22	6,1882
3	54,836	16,50	373,40	3196,05	7,1364
4	9,837	8,08	297,16	3050,73	7,2192
5	45,000	0,06	37,05	2352,49	7,6162
6	45,000	0,06	37,05	155,22	0,5329
7	45,000	8,38	37,14	156,34	0,5338
8	54,836	6,18	159,99	675,54	1,9427
9	54,836	103	161,96	689,73	1,9509
60	5915,280	1,88	36,23	151,95	0,5218
61	5915,280	0,95	28,79	120,77	0,4200
62	5915,280	1,88	28,80	120,90	0,4202

Tabla 30. Parámetros termodinámicos de una planta sin calentadores. [Fuente de elaboración propia]

PARÁMETRO	VALOR
Potencia bruta del ciclo [MW]	53
Potencia consumida por las bombas [MW]	1,680
Potencia neta del ciclo [MW]	51,320
Potencia absorbida [MW]	152,415
Rendimiento neto [%]	33,671

Tabla 31. Eficiencia energética de la planta sin calentadores. [Fuente de elaboración propia]

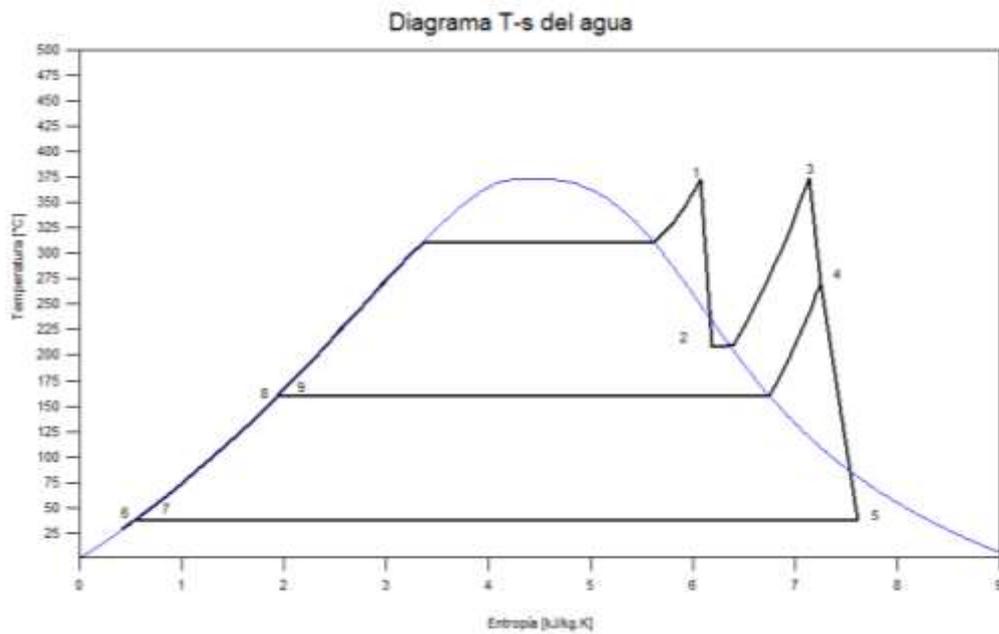


Fig. 50. Diagrama T-s para la configuración sin calentadores. [Fuente de elaboración propia]

4.1.6 Resultados energéticos para las distintas configuraciones manteniendo una potencia bruta fija

Número de calentadores	T entrada caldera (°C)	T salida caldera (°C)	Rendimiento neto (%)	Potencia bruta (MW)	Potencia consumida (MW)	Potencia neta (MW)	Calor absorbido (MW)	Presión entrada turbina (bar)	Presión entrada caldera (bar)	Caudal de vapor vivo en la entrada de la turbina(kg/s)
5	236,02	373	35,08	53	1,72	51,28	146,17	100	102	59,77
4	191,01	373	34,63	53	1,66	51,34	148,22	100	102,5	54,88
3	162	373	34,27	53	1,65	51,35	149,84	100	103	52,97
3*	153,75	373	34,13	53	1,65	51,35	150,43	100	103	52,52
3**	145,47	373	34,00	53	1,65	51,35	151,02	100	103	52,07
2	162	373	34,06	53	1,66	51,34	150,74	100	103	53,29
1	162	373	33,67	53	1,68	51,32	152,42	100	103	53,88
0	162	373	33,06	53	1,72	51,29	155,12	100	103	54,84

Tabla 32. Datos del ciclo Rankine para las diferentes configuraciones de la planta con la potencia bruta fija. [Fuente de elaboración propia]

3- Planta con tres calentadores de baja presión y un desgasificador con una presión de salida de 6,18 bar

3*- Planta con tres calentadores de baja presión y un desgasificador con una presión de salida de 5 bar

3**- Planta con tres calentadores de baja presión y un desgasificador con una presión de salida de 4 bar

Número de calentadores	CAUDALES MÁSIMOS CARACTERÍSTICOS (kg/s)								
	Calentador de más alta presión 13	Calentador de alta presión 12, posterior al desgasificador	Caudal de extracción desgasificador (kg/s)	Calentador de baja presión 9, anterior al desgasificador	Calentador de baja presión intermedio 8	Calentador de más baja presión 7 (kg/s)	Vapor vivo en la entrada del condensador (kg/s)	Líquido saturado en la salida del condensador (kg/s)	Caudal de vapor vivo en la entrada de la turbina (kg/s)
5	6,16	2,51	2,76	2,52	2,40	2,50	40,92	48,34	59,77
4	-	2,64	2,83	2,58	2,46	2,55	41,82	49,41	54,88
3	-	-	2,73	2,62	2,50	2,60	42,53	50,24	52,97
3*	-	-	1,96	2,64	2,51	2,61	42,80	50,55	52,52
3**	-	-	1,21	2,65	2,53	2,63	43,06	50,86	52,07
2	-	-	5,18	-	2,52	2,62	42,97	48,11	53,29
1	-	-	7,46	-	-	2,67	43,75	46,42	53,88
0	-	-	9,84	-	-	-	45,00	45,00	54,84

Tabla 33. Datos de los caudales másimos de las líneas de extracción de las turbinas y del condensador para las diferentes configuraciones de la planta. [Fuente de elaboración propia]

3- Planta con tres calentadores de baja presión y un desgasificador con una presión de salida de 6,18 bar

3*- Planta con tres calentadores de baja presión y un desgasificador con una presión de salida de 5 bar

3**- Planta con tres calentadores de baja presión y un desgasificador con una presión de salida de 4 bar

4.2 Datos termodinámicos para cada conducción del ciclo con un caudal de referencia fijo para todas las configuraciones

4.2.1 Determinación de la potencia bruta para cada configuración

El programa SAM necesita que el usuario introduzca una potencia bruta y el factor de conversión de potencia bruta a neta para simular la planta. En este estudio, tanto la potencia bruta como la neta se obtiene con el programa Cycle-Tempo. Sin embargo, la demo del propio programa plantea un problema porque no permite fijar un caudal másico, sino que se fija la potencia generada por la turbina.

Para la simulación en SAM no interesa ese flujo másico, sino la potencia bruta desarrollada por la turbina en las distintas configuraciones. Por tanto, se quiere que el caudal de vapor vivo sea el mismo para cada una de las configuraciones modificadas. Para ello, se estima como “caudal de referencia”, el flujo másico obtenido para la configuración real de la planta con 5 calentadores con el Cycle-Tempo. El valor del caudal de referencia es: $\dot{m}_{\text{referencia}} = 59,772 \text{ kg/s}$

Seguidamente se determina la potencia específica como el cociente entre la potencia bruta y el caudal másico en cada una de las configuraciones modificadas. Ambos datos se estimaron con el programa Cycle-Tempo.

$$\dot{W}_{\text{específica}} = \frac{\dot{W}_{\text{bruta}}}{\dot{m}_{\text{steam}}} \left[\frac{\text{MW}}{\text{kg/s}} \right] \quad (16)$$

Luego, para cada configuración modificada, se multiplica la potencia específica por el caudal de referencia, para conocer la potencia bruta desarrollada por las configuraciones si circulara el caudal de referencia:

$$\dot{W}_{\text{caudal planta real}} = \dot{W}_{\text{específica}} \times \dot{m}_{\text{referencia}} \quad (17)$$

Por otro lado, SAM también necesita el factor de conversión de potencia bruta a neta. Se calcula como el cociente entre la potencia neta y la potencia bruta desarrollada en cada configuración. Para este caso, si se utilizará para todos los casos la potencia bruta de 53MW porque los valores obtenidos de potencia neta vienen determinados por distintos caudales másicos. Se podría realizar el mismo proceso para calcular la potencia

neto en función del caudal de referencia, pero el factor de conversión tendría el mismo valor, por lo que se puede omitir ese cálculo

$$\eta = \frac{\dot{W}_{neto}}{\dot{Q}_{absorbido}} \quad (18)$$

A continuación, se muestran la potencia bruta obtenida para cada configuración:

Número de calentadores	Potencia bruta (MW)	Potencia neta (MW)	Caudal de vapor vivo en la entrada de la turbina(kg/s)	Potencia específica $\left[\frac{\text{MW}}{\text{kg/s}}\right]$	Potencia con el caudal de referencia (MW)	Factor de conversión bruto-neto (%)
5	53	51,281	59,772	-	53	96,76
4	53	51,336	54,879	0,966	57,73	96,86
3	53	51,350	52,968	1,001	59,81	96,89
3*	53	51,349	52,516	1,009	60,32	96,88
3**	53	51,349	52,070	1,018	60,85	96,88
2	53	51,340	53,288	0,995	59,45	96,87
1	53	51,320	53,879	0,984	58,80	96,83
0	53	51,285	54,836	0,967	57,77	96,76

Tabla 34. Datos de entrada para el ciclo de potencia en SAM. [Fuente de elaboración propia]

3- Planta con tres calentadores de baja presión y un desgasificador con una presión de salida de 6,18 bar

3- Planta con tres calentadores de baja presión y un desgasificador con una presión de salida de 5 bar*

*3**- Planta con tres calentadores de baja presión y un desgasificador con una presión de salida de 4 bar.*

De la gráfica se concluye que, al eliminar los calentadores de alta presión, aumentará la potencia bruta generada por la turbina. Sin embargo, al quitar los calentadores de baja presión, disminuye la potencia bruta. Para una misma configuración, si se reduce la presión del desgasificador, será mayor la potencia bruta. La explicación de estas afirmaciones se desarrolla en el siguiente capítulo.

A continuación, se recoge en una tabla los valores que permiten comprender que sucede en el ciclo de potencia cuando eliminamos calentadores:

4.2.2. Resultados energéticos para todas las configuraciones con el mismo caudal de referencia

Número de calentadores	T entrada caldera (°C)	T salida caldera (°C)	Rendimiento neto (%)	Potencia bruta (MW)	Potencia consumida (MW)	Potencia neta (MW)	Calor absorbido (MW)	Presión entrada turbina (bar)	Presión entrada caldera (bar)	Caudal de vapor vivo en la entrada de la turbina(kg/s)
5	236,02	373	35,08	53	1,72	51,28	146,17	100	102	59,77
4	191,01	373	34,63	57,73	1,81	55,92	161,46	100	102,5	59,77
3	162	373	34,27	59,81	1,86	57,95	169,09	100	103	59,77
3*	153,75	373	34,14	60,32	1,87	58,45	171,21	100	103	59,77
3**	145,47	373	34,00	60,85	1,89	58,96	173,39	100	103	59,77
2	162	373	34,06	59,45	1,86	57,59	169,09	100	103	59,77
1	162	373	33,67	58,80	1,86	56,94	169,09	100	103	59,77
0	162	373	33,06	57,77	1,87	55,90	169,08	100	103	59,77

Tabla 35. Datos del ciclo Rankine para las diferentes configuraciones de la planta con el flujo másico fijo. [Fuente de elaboración propia]

3- Planta con tres calentadores de baja presión y un desgasificador con una presión de salida de 6,18 bar

3*- Planta con tres calentadores de baja presión y un desgasificador con una presión de salida de 5 bar

3**- Planta con tres calentadores de baja presión y un desgasificador con una presión de salida de 4 bar

Número de calentadores	CAUDALES MÁSIMOS CARACTERÍSTICOS (kg/s)								
	Calentador de más alta presión 13	Calentador de alta presión 12, posterior al desgasificador	Caudal de extracción desgasificador (kg/s)	Calentador de baja presión 9, anterior al desgasificador	Calentador de baja presión intermedio 8	Calentador de más baja presión 7 (kg/s)	Caudal entrada del condensador (kg/s)	Líquido saturado en la salida del condensador (kg/s)	Caudal de vapor vivo en la entrada de la turbina (kg/s)
5	6,16	2,51	2,76	2,52	2,40	2,50	40,92	48,34	59,77
4	-	3,081	2,88	2,81	2,68	2,78	45,56	53,815	59,77
3	-	-	3,076	2,96	2,82	2,93	48,00	56,70	59,77
3*	-	-	2,23	3,00	2,86	2,97	48,71	57,54	59,77
3**	-	-	1,386	3,045	2,90	3,02	49,43	58,40	59,77
2	-	-	5,81	-	2,83	2,94	48,19	53,96	59,77
1	-	-	8,28	-	-	2,96	48,53	51,50	59,77
0	-	-	10,72	-	-	-	49,05	49,05	59,77

Tabla 36. Datos de los caudales másimos de las líneas de extracción de las turbinas y del condensador para las diferentes configuraciones de la planta. [Fuente de elaboración propia]

3- Planta con tres calentadores de baja presión y un desgasificador con una presión de salida de 6,18 bar

3*- Planta con tres calentadores de baja presión y un desgasificador con una presión de salida de 5 bar

3**- Planta con tres calentadores de baja presión y un desgasificador con una presión de salida de 4 bar

4.3. Análisis de los resultados obtenidos con Cycle-Tempo en un punto de diseño

Para comparar los resultados obtenidos para cada configuración, se deciden construir las tablas 22 y 23 para aquellas que tienen una potencia bruta de 53MW, y las tablas 24 y 25 para las configuraciones que tengan un caudal de vapor vivo a la entrada de la turbina de 55,77 kg/s. Dichas tablas muestran los parámetros de interés obtenidos en cada tipo de configuración de la planta.

Temperatura a la entrada del generador de vapor

En primer lugar, la temperatura a la salida de la caldera se mantiene fija, a 373°C para los dos casos de estudio. Sin embargo, para los dos casos, la temperatura a la entrada del generador de vapor (representado en Cycle-Tempo como una caldera) si es variable y aumenta conforme aumentamos el número de calentadores. Por lo tanto, a menor número de calentadores mayor será el calor absorbido por la caldera. El motivo es que, al entrar el fluido a menor temperatura al generador de vapor, dado que el salto térmico entre el HTF y el agua es aumenta, por lo que se necesita más calor para que el agua alcance la temperatura fija de entrada a la turbina de alta presión.

Para el caso en el que se modifica la presión de salida del desgasificador, cuánto más disminuye la presión de salida, menor será la temperatura del fluido a la entrada de la caldera. Siguiendo el razonamiento explicado anteriormente, a menor presión, mayor será la potencia absorbida por la caldera.

Potencia neta generada

La potencia neta de este ciclo Rankine se conoce como el resultado de descontarle a la potencia bruta generada por la turbina, la potencia consumida por las bombas para comprimir el fluido de trabajo. Para el primer caso, la potencia bruta generada por la turbina se mantiene constante en todas las configuraciones para un valor de 53MWe. Por tanto, la variación de la potencia neta del ciclo dependerá únicamente del valor de la potencia consumida por las bombas.

En cambio, cuando se considera un caudal de referencia fijo, la potencia bruta variará en función del número de calentadores. Para entender los resultados de las potencias obtenidos, hay que tener en cuenta que la potencia producida dependerá del caudal másico que circula por la turbina y de la diferencia de entalpías.

Al eliminar calentadores de alta presión, aumenta la potencia bruta generada por la turbina porque el caudal másico que pasa por la turbina de baja presión es mayor conforme se quitan calentadores. Se debe a que habrá menos extracciones, y se comprueba en la tabla 36 que el caudal de entrada al condensador crecerá.

Ocurre todo lo contrario cuando eliminamos los calentadores de baja presión, ya que disminuye la potencia bruta generada. El motivo es que como se observa en la tabla 36, a medida que se suprimen los calentadores de baja presión, aumentará la extracción de caudal hacia el desgasificador. El aumento de caudal másico que se dirige al desgasificador está causado porque al eliminar un calentador, también se elimina una extracción de la turbina. Sin embargo, el caudal másico se estará extrayendo a mayor presión en el desgasificador (6,18bar) que, en un calentador abierto de baja presión, por ejemplo, para una configuración 3 calentadores, la presión de la extracción al calentador previo al desgasificador es de 3,14 bar. Por tanto, si se extrae el caudal a mayor presión, se perderá potencia generada por la turbina porque la diferencia de entalpías será menor.

Si se reduce la presión de salida del desgasificador, aumenta la producción bruta de la turbina porque la entalpía del desgasificador disminuye, y por tanto el incremento de entalpía aumenta.

Sin embargo, cuando eliminamos los calentadores de baja presión ocurre justo lo contrario. A medida que suprimimos calentadores, aumentará la potencia consumida por las bombas debido a que el desgasificador debe mantener, a su salida, el fluido a una presión constante de 6,18 bar. Por tanto, la contribución a la entrada del propio desgasificador debe ser siempre la misma y eso implica que a falta de la energía aportada por los intercambiadores, esa energía la aportará la bomba de agua de alimentación a baja presión.

La potencia consumida se asocia a la potencia que consumen las bombas para impulsar el fluido a lo largo del ciclo. En este ciclo Rankine, típico de una central solar termoeléctrica con tecnología de captación cilindro parabólica, habrá dos bombas en el ciclo. La primera está situada tras el condensador por lo que su caudal de entrada coincide con el flujo másico a la salida del condensador. La otra bomba está ubicada tras el desgasificador, por lo que su caudal másico de entrada será aquel que salga del desgasificador.

Para el primer caso, en el que consideramos una potencia bruta fija para todas las configuraciones, se observa en la tabla 32, que la potencia consumida decrece al eliminar los calentadores de alta presión y al reducir la presión del desgasificador. Dicho descenso del consumo de la bomba se debe a que el caudal de salida del desgasificador, que coincide con el caudal de vapor vivo a la entrada de la turbina, decrece conforme se eliminan los calentadores de alta presión. En cambio, al quitar los calentadores de baja presión, vuelve a aumentar el caudal másico a la entrada de la bomba situada tras el desgasificador. Por tanto, el consumo de la bomba será mayor.

Cuando mantenemos el caudal másico de referencia para 5 calentadores, el consumo de la bomba aumenta al eliminar los calentadores de alta presión porque el caudal que circula por la bomba tras el condensador es mayor. Cuando quitamos los calentadores de baja presión ocurre lo mismo que para la potencia bruta, ya que se extrae el caudal a una presión mayor, por lo que la diferencia de entalpía es mayor y la potencia consumida por la bomba es mayor.

Rendimiento neto del ciclo

Una vez realizado el desglose de la energía presente en el sistema, se evalúa el efecto de la variación de calentadores en el rendimiento neto del ciclo. El rendimiento se puede calcular a partir de la ecuación (18) del presente documento.

Por un lado, la potencia neta es muy similar para todas las configuraciones, solo varía en un rango de 0,1MW. Por otro lado, a medida que se quitaban calentadores, aumentaba la potencia absorbida por la caldera, cuyas variaciones eran alrededor de 1MW entre configuraciones próximas. Esto implica que el parámetro que tiene mayor influencia en el valor del rendimiento será la potencia absorbida por la caldera.

Por tanto, cuánto mayor sea la potencia absorbida por la caldera, menor será el rendimiento neto del ciclo Rankine. Se concluye que al disminuir el número de calentadores se reduce el rendimiento neto del ciclo. Además, a medida que disminuye la presión de salida del desgasificador, también disminuye el rendimiento del ciclo

Caudales másicos característicos

La función de las extracciones es calentar el agua de alimentación a la caldera que circula por un calentador abierto. Este es un intercambiador de calor por contacto

directo en el cual se mezclan la corriente de agua en estado de líquido saturado y el vapor procedente de la extracción para obtener una corriente de temperatura intermedia.

Los caudales máxicos de vapor vivo a la entrada de la turbina, para el caso en el que todas las configuraciones tienen la misma potencia bruta, descenderán conforme se eliminen calentadores de alta presión. Se debe a que también se reduce el número de extracciones, por lo que circularía más caudal por la turbina. Por tanto, si queremos que la turbina genere la misma potencia, tenemos que ajustar dicho caudal y reducirlo.

4.4 Conclusiones del capítulo

Se puede obtener una serie de conclusiones acerca del análisis de los resultados obtenidos con Cycle-Tempo para la simulación en punto de diseño con SAM. Se clasifican los apartados en función de la modificación que se realice. Por tanto, se dividen los resultados obtenidos en función de si las configuraciones mantienen una potencia bruta fija o si estiman un caudal máxico de referencia común a todas.

4.4.1 Conclusiones si las configuraciones mantienen la misma potencia bruta

Cuando se eliminan los calentadores de alta presión:

- Se reduce el caudal máxico de vapor vivo a la entrada de la turbina porque se eliminan extracciones de la turbina.
- La temperatura de entrada al generador de vapor disminuirá, por lo que el generador absorberá una cantidad mayor de calor.
- La potencia consumida por la bomba disminuirá porque circula menos caudal por la bomba situada tras el desgasificador, pero el cambio es pequeño.
- Por tanto, considerando que la variación de la potencia neta entre configuraciones es prácticamente despreciable, como aumenta el calor absorbido, disminuye el rendimiento neto del ciclo.

Cuando se reduce la presión de salida del desgasificador:

- El caudal máxico de vapor vivo a la entrada de la turbina decrece porque disminuye la entalpía del desgasificador y, por tanto, crece el incremento

de entalpía. Por eso, para producir la misma potencia, debe reducirse el caudal másico.

- La temperatura de entrada al generador de vapor disminuirá, por lo que el generador absorberá una cantidad mayor de calor.
- La potencia consumida no varía significativamente, dado que la variación del caudal másico también es poco significativa.
- Por todo esto, el rendimiento neto del ciclo disminuye

Cuando se eliminan los calentadores de baja presión:

- Aumenta el caudal másico de vapor vivo a la entrada de la turbina porque aumenta la extracción hacia el desgasificador. Por tanto, se extra el caudal a mayor presión que en un intercambiador, lo que aumentará su entalpía. De esta forma, el incremento de entalpía es menor, y si se pretende mantener fija la potencia bruta, debe incrementarse el caudal másico.
- La temperatura de entrada al generador de vapor permanece constante, pero como incrementa el caudal másico, el generador absorberá una cantidad mayor de calor.
- Las bombas consumirán más potencia, dado que circula un caudal mayor por la bomba situada tras el desgasificador, pero la diferencia no es muy grande.
- Como sigue aumentando la potencia absorbida por el generador, el rendimiento neto del ciclo sigue decreciendo

4.4.2 Conclusiones si las configuraciones mantienen el caudal másico de referencia en la configuración con 5 calentadores

Cuando se eliminan los calentadores de alta presión:

- La potencia neta generada por la turbina será mayor porque el caudal másico a la salida de la turbina de baja presión es mayor, debido a la supresión de las extracciones asociadas a los calentadores.
- La temperatura de entrada al generador de vapor disminuirá, por lo que el generador absorberá una cantidad mayor de calor.
- El consumo de la bomba aumenta, dado que el caudal que circula por la bomba tras el condensador es mayor.

- El rendimiento neto del ciclo será menor porque el incremento de la potencia absorbida es mayor que el aumento de la potencia generada al eliminar calentadores de alta presión.

Cuando se reduce la presión de salida del desgasificador:

- La potencia neta generada por la turbina será mayor por el mismo motivo que cuando quitamos los calentadores de alta presión.
- La temperatura de entrada al generador de vapor también disminuye, por lo que la potencia absorbida por el generador es mayor.
- El consumo de la bomba aumenta, dado que el caudal que circula por la bomba tras el condensador es mayor.
- El rendimiento neto del ciclo disminuye

Cuando se reduce la presión de salida del desgasificador:

- La potencia neta generada por la turbina disminuye, ya que aumenta el caudal de extracción al desgasificador, por lo que se extrae a mayor presión y el incremento de entalpía disminuye. Si el caudal másico es el mismo, la potencia bruta será menor.
- La temperatura de entrada al generador de vapor permanece constante, por tanto, no varía la potencia absorbida por el generador.
- El consumo de la bomba tampoco varía porque no se modifica el caudal másico.
- El rendimiento neto del ciclo disminuye porque la potencia neta disminuye y la potencia absorbida permanece constante.

4.5 Conclusions of the chapter

A series of conclusions can be formulated about the analysis of the results obtained with Cycle-Tempo for simulation at the design point with SAM. Conclusions will be separated into two sections according to whether the configurations maintain a fixed gross power or if they estimate a reference mass flow rate common to every configuration.

4.4.1 Same gross power for every configuration

When high pressure feedwater heaters are removed:

- The live stream mass flow rate at the turbine inlet is reduced because turbine extraction lines are eliminated
- The inlet temperature of the steam generator will decrease, so the generator will absorb a higher amount of heat from the HTF.
- The power consume by the pump will decrease because will flow less mass flow rate of water through the pump located behind the deaerator, but change is almost insignificant.
- Therefore, considering that the modification of net power between different configurations is practically negligible, as the heat absorbed increases, the energetic efficiency of the cycle decreases

When the deaerator outlet pressure is reduced:

- The live stream mass flow rate at the turbine inlet decreases because the enthalpy of the deaerator diminishes. Thus, the enthalpy difference rise, so in order to produce the same power, the mass flow rate must be reduced.
- The inlet temperature of the steam generator will decrease, so the generator will absorb a higher amount of heat from the HTF.
- The power consume by the pump does not change significantly, due to the variation of the mass flow rate is not neither significant.
- For all this, the energetic efficiency of the cycle decreases.

When low pressure feedwater heaters are removed:

- The live steam mass flow rate at the turbine inlet will increase because the extraction towards the deaerator rise. Therefore, the flow rate is

extracted at a higher pressure than in an exchanger, which will increase its enthalpy, so the enthalpy difference is smaller. The cycle will produce the same gross power, so the mass flow rate will increase.

- The inlet temperature of the steam generator remains constant, but as the mass flow rate increases, the generator will absorb a higher amount of heat from the HTF.
- The pumps will consume more power, since a higher flow rate circulates through the pump located behind the deaerator.
- As the power absorbed by the generator increase, the energetic efficiency of the cycle still decreases.

4.4.2 Same mass flow rate at the turbine inlet for every configuration

When high pressure feedwater heaters are removed:

- The net power generated by the turbine will increase because the mass flow rate at the low-pressure turbine outlet is higher, due to the elimination of turbine extraction lines.
- The inlet temperature of the steam generator will decrease, so the generator will absorb a higher amount of heat from the HTF.
- The power consumed by the pump increases, since the flow rate that circulates through the pump after the condenser is greater.
- The energetic efficiency will be lower because the increase in absorbed heat is greater than the rise of power generated by eliminating high pressure feedwater heaters.

When the deaerator outlet pressure is reduced:

- The net power generated will be higher for the same reason as when we removed high pressure feedwater heaters.
- The inlet temperature of the steam generator also decreases, so the energy absorb by the generator is higher
- The power consumed by the pump increases, since the flow rate that circulates through the pump after the condenser is greater.
- The energetic efficiency will be lower.

When low pressure feedwater heaters are removed:

- The net power generated by the turbine decreases, since the extraction mass flow rate to the deaerator increase because it is extracted at higher pressure and the enthalpy difference decreases. If the mass flow rate is the same, the net power will be less
- The inlet temperature of the steam generator remains constant, so the energy absorbed by the steam generator does not change.
- The consumption of the pump does not vary either because the mass flow rate is not modified.
- The energetic efficiency decreases because the net power decreases and the heat absorb remains constant.



ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA

Titulación: Grado en Ingeniería Mecánica

TRABAJO DE FIN DE GRADO

ANÁLISIS DEL CALENTAMIENTO REGENERATIVO
DEL AGUA DE ALIMENTACIÓN EN PLANTAS
SOLARES TERMOELÉCTRICAS

**CAPÍTULO 5. RESULTADOS DE LA
SIMULACIÓN ANUAL CON SAM**

Autor:

Jorge Herzog Gallardo

Tutor:

Agustín M. Delgado Torres

Julio, 2020

Tras realizar la simulación anual en SAM para una central solar termoeléctrica con tecnología cilindro parabólico, se obtienen una serie de parámetros que permiten el análisis técnico y económico de la planta. En primer lugar, se muestran los resultados obtenidos para la configuración real de la planta Andasol-1, que permitirán explicar el funcionamiento de una planta con esta tecnología.

El siguiente paso es analizar las configuraciones calculadas con Cycle-Tempo mediante la simulación anual con SAM. Sin embargo, para concluir que configuración es óptima, a parte de los resultados de SAM, también será necesario considerar los valores obtenidos con el Cycle-Tempo sobre el ciclo de potencia de la planta.

A continuación, se muestran los resultados más interesantes para el análisis de la planta que se apoyan en representaciones gráficas para aportar una visión más amplia de lo que representan. Las gráficas a su vez irán acompañadas de aclaraciones que permitan la clara interpretación de las mismas.

5.1 Caracterización del emplazamiento

5.1.1 Introducción

En el capítulo 5 del presente documento, concretamente en el apartado de localización y recursos, se explica el procedimiento para introducir los datos específicos de una ubicación en SAM. Sin embargo, debe haber un paso previo que es la elección del lugar donde queremos instalar la central termosolar.

La ubicación del proyecto es fundamental para la simulación, pues los valores de las condiciones meteorológicas de diseño introducidos tratan de representar el recurso solar para el dimensionamiento del campo solar. Cuando se introduce la localización, SAM solo usará la elevación, latitud y longitud asociadas para calcular la posición de el Sol durante la simulación. Por tanto, SAM solo se centra en los parámetros que describan el recurso solar, que vendrá caracterizado en función de varios parámetros.

- Temperatura ambiente
- La radiación directa normal (DNI)
- La velocidad del viento

Dichos valores se obtienen cuando adjuntas un archivo meteorológico a la biblioteca de recursos solares del SAM. El programa lee los datos meteorológicos del archivo y calcula los valores anuales de los parámetros para tener una referencia.

PARÁMETRO	VALOR
Temperatura ambiente	20,8°C
Radiación directa normal	6,01 kWh/m ² /día
Velocidad del viento	6,5 m/s

Tabla 37. Valores anuales calculados de los datos del archivo climatológico con SAM. [Fuente de elaboración propia]

5.1.2 Temperatura ambiente

Representa un valor de referencia de la temperatura ambiente, obtenida por la suma de los datos de temperatura presentes en el archivo meteorológico dividido entre el número de registros en el archivo. Al hablar de temperatura ambiente, se habla concretamente de la temperatura seca, que es la temperatura que indica directamente un termómetro en el aire. A esta temperatura se encuentra tanto el aire seco como el vapor de agua que contiene el aire húmedo.

Para un funcionamiento óptimo de los colectores, se trata de encontrar una localización que no sufra muchas variaciones de temperatura a lo largo del año, y que además sea relativamente alta.

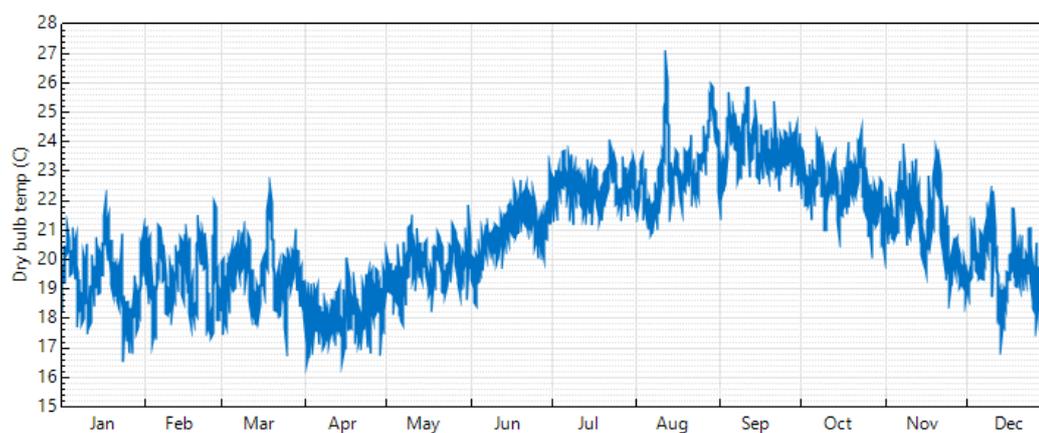


Fig. 51. Variación anual de la temperatura seca en Tenerife. [Fuente de elaboración propia]

En la gráfica mostrada, se observa la variación anual de la temperatura ambiente de referencia en la zona sur de la isla de Tenerife. Se observa una temperatura máxima de 27°C registrada en el mes de agosto, y una temperatura mínima de 16°C que se alcanza

en abril. La importancia del gráfico es que muestra que la variación de la temperatura, en función de la estación, no es muy relevante.

Disponer a lo largo del año temperaturas muy similares permite que no se realicen grandes modificaciones en el funcionamiento de la planta. Este es uno de los motivos que convierte a esta isla en una ubicación con potencial para desarrollar la tecnología de captación solar.

5.1.3 Velocidad del viento

La velocidad del viento supone una condición meteorológica adversa que puede interrumpir el normal funcionamiento de la planta o dañarla. Por tanto, resulta muy importante si la ubicación donde se instala la planta, se alcanzan velocidades de viento muy altas. Las variables de temperatura ambiente de referencia y velocidad de viento de referencia se utilizan para calcular las pérdidas de calor de diseño y no tienen un efecto significativo en los cálculos de dimensionamiento de campo solar.

Para el caso de estudio, el programa SAM obtuvo una velocidad media de 6,5 m/s. Para obtener una idea de la relevancia de la velocidad del viento, se pasa a unidades km/h, ya que son las usadas en varias escalas. Por tanto, tendremos una velocidad media de 23,4 km/h que, según la escala de Beaufort [29], supone una brisa moderada, por lo que no supondría un problema para la planta. A continuación, se muestra la gráfica anual de la velocidad del viento.

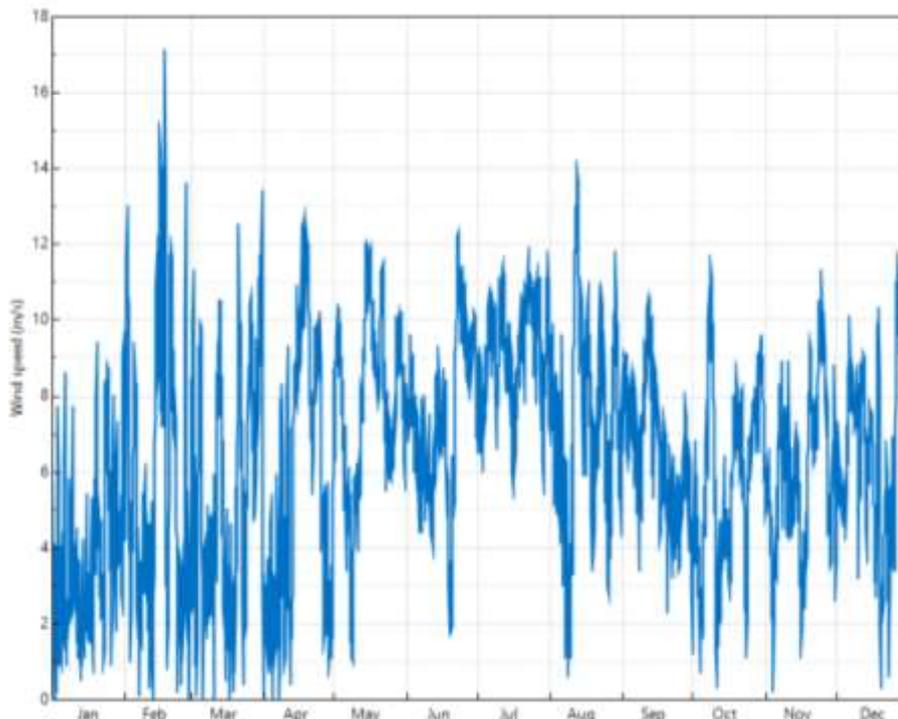


Fig. 52. Variación anual de la velocidad media del viento en Tenerife. [Fuente de elaboración propia]

5.1.4 Radiación normal directa

Cuando se pretende el aprovechamiento de la energía solar, es muy importante conocer la cantidad de energía que incide en el lugar donde se quiere instalar los colectores, es decir, la irradiancia solar por unidad de superficie. De toda la energía que incide a la atmósfera, solo una parte llega a la superficie terrestre. Además, la radiación que alcanza la superficie no se distribuye de igual manera, debido a la inclinación de la Tierra respecto al Sol.

Por tanto, a la hora de elegir ubicación, se busca un lugar con valores altos de radiación, pero concretamente de radiación directa, ya que es la que pueden aprovechar los colectores para calentar el fluido que recorre el campo solar.

Sin embargo, para evaluar la irradiancia en una localización también es importante considerar otros factores como la hora del día y las ya mencionadas condiciones atmosféricas. Para el caso de Canarias, se estima que la cantidad de radiación directa es alta, dado que se encuentra relativamente cerca del Ecuador.

A continuación, se muestra la gráfica que muestra la variación de la radiación normal directa en Tenerife:

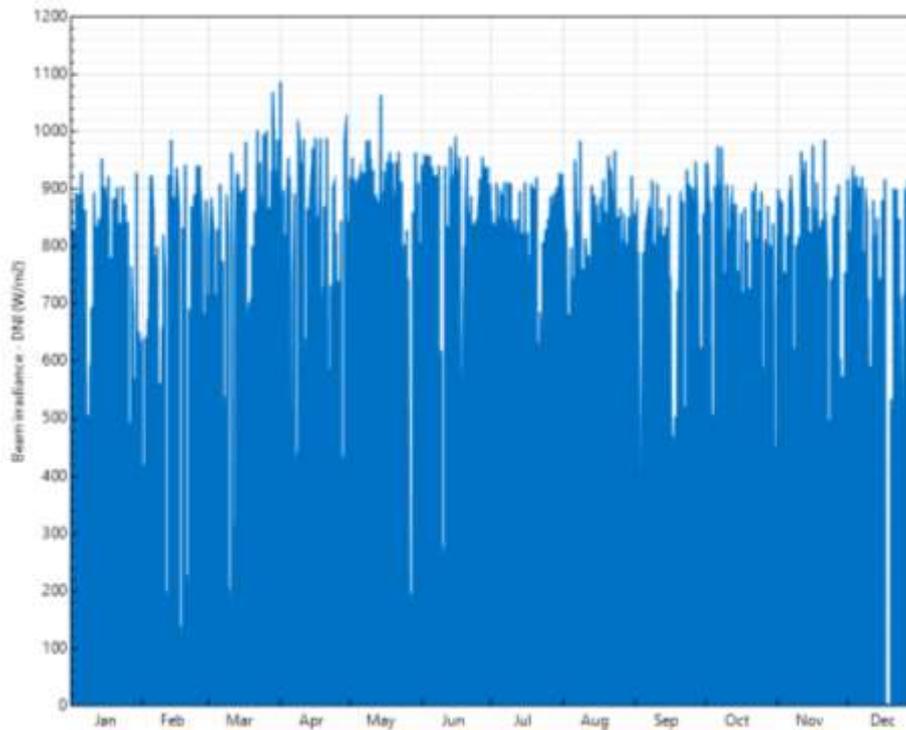


Fig. 53. Variación anual de la radiación normal directa en Tenerife. [Fuente de elaboración propia]

Para el caso del sur de España se estima una radiación directa de 850 W/m^2 , mientras que en la gráfica se observa que ese valor se alcanza durante varios meses del año. Se puede concluir que Tenerife es un sitio privilegiado en cuanto a cantidad de radiación solar incide.

A continuación, se proponen los perfiles obtenidos para la irradiancia global, directa y difusa para todos los meses del año. En la pestaña “Location and resource” hay una opción conocida como “view data”, que permite observar toda la información climatológica sobre la ubicación elegida y representarla por medio de gráficas o tablas. Para este caso, se muestra un perfil diario promedio de los diferentes tipos de radiación que se desean estudiar para todos los meses del año.

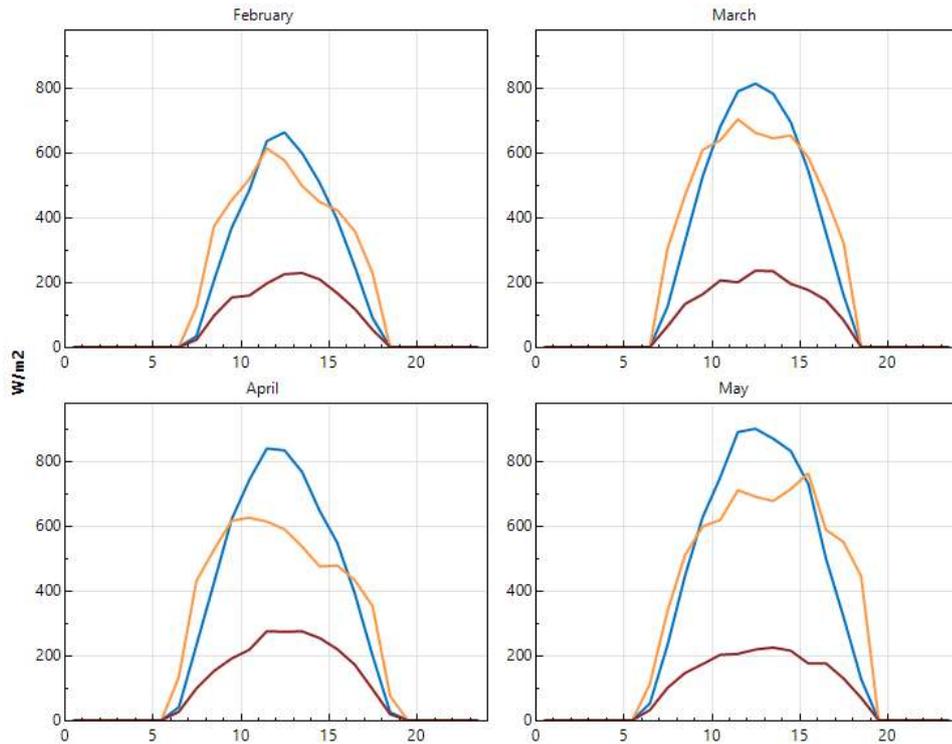


Fig. 54. Perfil diario promedio de la radiación global, la normal directa y la radiación difusa en Tenerife en los meses de febrero, marzo, abril y mayo. [Fuente de elaboración propia]

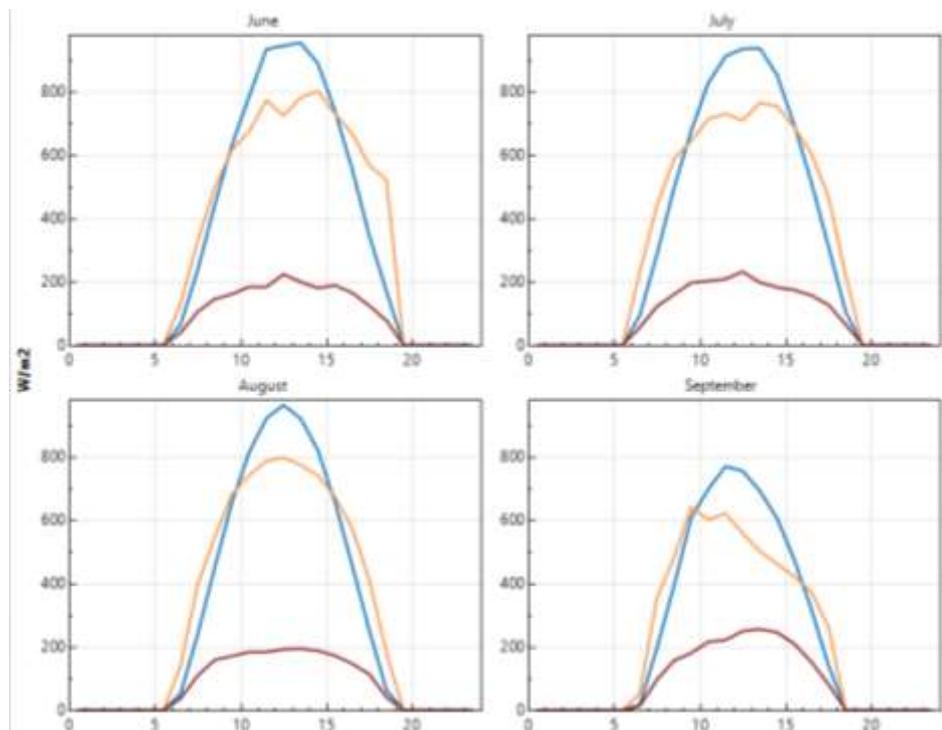


Fig. 55. Perfil diario promedio de la radiación global, la normal directa y la radiación difusa en Tenerife en los meses de junio, julio, agosto y septiembre. [Fuente de elaboración propia]

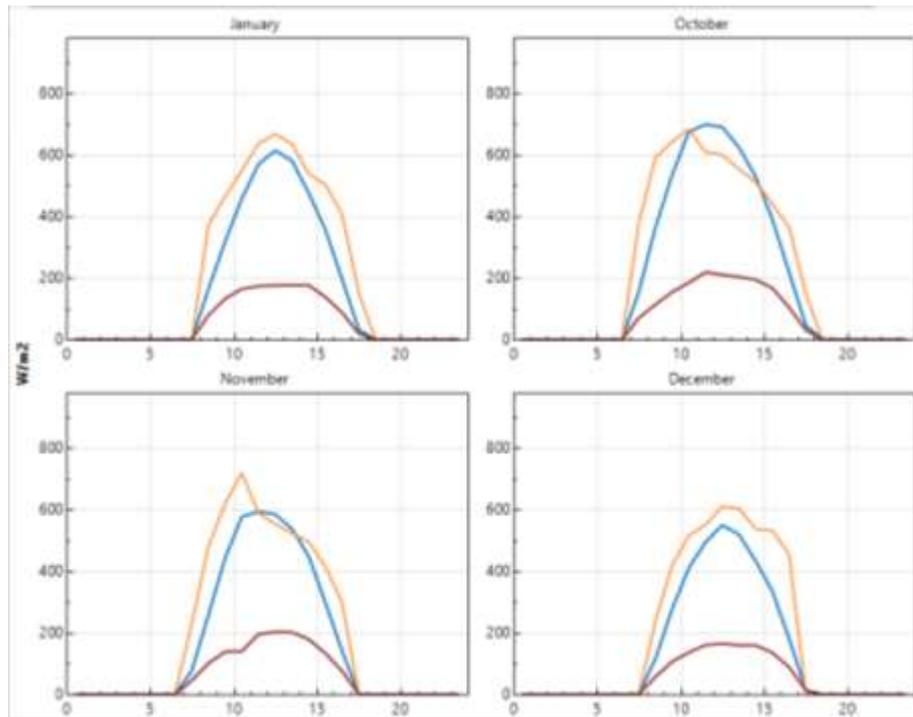


Fig. 56. Perfil diario promedio de la radiación global, la normal directa y la radiación difusa en Tenerife en los meses de octubre, noviembre, diciembre y enero. [Fuente de elaboración propia]

Color	Parámetro
	Radiación global
	Radiación normal directa
	Radiación difusa

En primer lugar, se observa que en la mayoría de los meses del año se alcanzan niveles de radiación directa superior a 800 W/m^2 . Por otro lado, en aquellos meses que presentan condiciones meteorológicas desfavorables, se aprecia que alcanzan los 600 W/m^2 de radiación directa y que siempre superan a la radiación difusa. Por tanto, se puede concluir que a lo largo del año se pueden alcanzar niveles de radiación aceptable. Sin embargo, al entrar en detalle se observan diferencias obvias a lo largo del año.

El archivo meteorológico contiene columnas para los tres tipos de radiación nombrados, pero SAM utiliza los datos de dos columnas para la simulación anual, y la radiación desconocida la calculará el propio programa. La opción predeterminada, y la que se lleva a cabo en este estudio, consiste en que SAM lee los valores de radiación normal directa (DNI) y radiación difusa (DHI) del archivo meteorológico. Para este caso,

SAM calcula la radiación global incidente (GHI) empleando la siguiente fórmula, donde z es el ángulo cenital solar:

$$GHI = DHI + DNI \times \cos(z) \quad (19)$$

Por tanto, esta ecuación explica por qué en algunos meses se observa que la radiación normal directa es por momentos mayor que la radiación global incidente. Sabiendo que cuando el ángulo cenital es igual a 0° , los rayos de Sol son perpendiculares al plano horizontal, cuando tengamos ángulos cenitales grandes la incidencia perpendicular de la radiación disminuye. Por tanto, el coseno de un valor próximo a 90° es próximo a 0, por lo que, si la radiación difusa también es baja, puede ocurrir que la DNI sea mayor que GHI.

La primera gráfica se construye para los meses que se encuentran entre el final del invierno y el comienzo de la estación de primavera. Se observa que comienza a incidir la radiación sobre las 6:00h, cuando sale el Sol, y sigue incidiendo hasta las 19:00h, cuando finaliza la puesta de Sol. Sobre las 12:00h se alcanza el mayor nivel de radiación global, mientras que la radiación normal directa presenta varios picos todos ellos sobre el mediodía. Para los meses de febrero y abril el máximo valor recogido son aproximadamente 600 W/m^2 , en cambio, para marzo llega a los 700 W/m^2 y este valor va creciendo conforme pasan los meses, salvo abril probablemente porque fue un mes de mucha nubosidad y precipitaciones, obteniendo en mayo 750 W/m^2 . En cuanto, a la radiación difusa es muy similar para todos los meses, cercano a 200 W/m^2 .

La segunda gráfica representa los meses de verano. La radiación solar comienza a incidir un poco antes que en el caso del mes de abril, sobre las 5:00h, pero la puesta de Sol es a la misma hora. La principal diferencia es que en estos meses se alcanzan valores de radiación directa cercanos a 800 W/m^2 . Por tanto, el tiempo de incidencia es similar, pero se alcanzan valores mayores de radiación directa en verano.

Sin embargo, en ese periodo de tiempo se encuentra un pico negativo en los periodos de máxima radiación, cuyo motivo puede ser la presencia de nubes o viento. Además, en ese intervalo la radiación difusa alcanza su valor máximo en el día.

Por último, la tercera gráfica representa la radiación solar en los meses de invierno. La incidencia es menor que en los otros dos casos, ya que comienza sobre las 7:00-8:00h y la puesta del Sol ocurre sobre las 18:00h. Cabe destacar que, en este caso,

ocurre que hay intervalos de tiempo en los que la radiación directa es mayor que la global, como se explicó anteriormente.

Sin embargo, en esta gráfica se muestra uno de los motivos por los que la isla de Tenerife es un lugar idóneo, en relación a cuestiones climatológicas, para la instalación de la planta estudiada. El motivo es que en invierno es complicado encontrar una ubicación donde la radiación solar directa pueda alcanzar los 600 W/m^2 .

5.2 Campo solar

5.2.1 Energía térmica incidente, producida y disipada a lo largo de un año

Para observar la efectividad con la que trabaja el campo solar, se muestra en una misma gráfica los valores de la potencia que incide sobre el campo, la potencia térmica que produce y la potencia térmica que se disipa.

Para la representación de estos parámetros se utiliza un tipo de gráfico temporal denominado “Profile”. Dicha pestaña muestra datos de series temporales como un perfil diario promedio para todos los meses del año. Cada una de las gráficas hace referencia a la variación de los parámetros, elegidos por el usuario, durante el mes que se muestra en su parte superior.

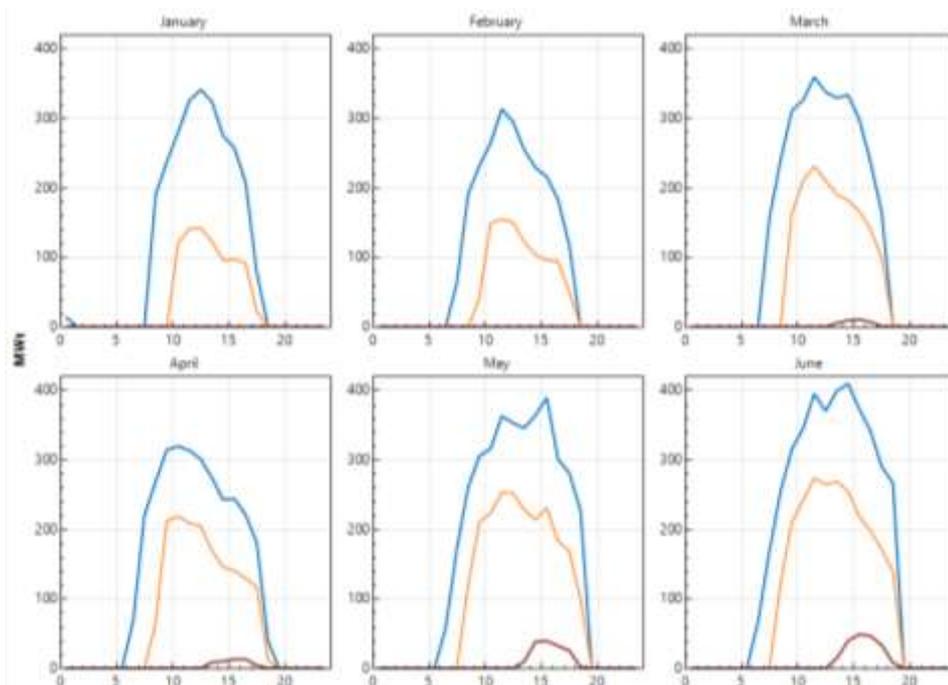


Fig. 57. Perfil promedio diario de potencia térmica incidente, producida y disipada por el campo solar los 6 primeros meses del año. [Fuente de elaboración propia]

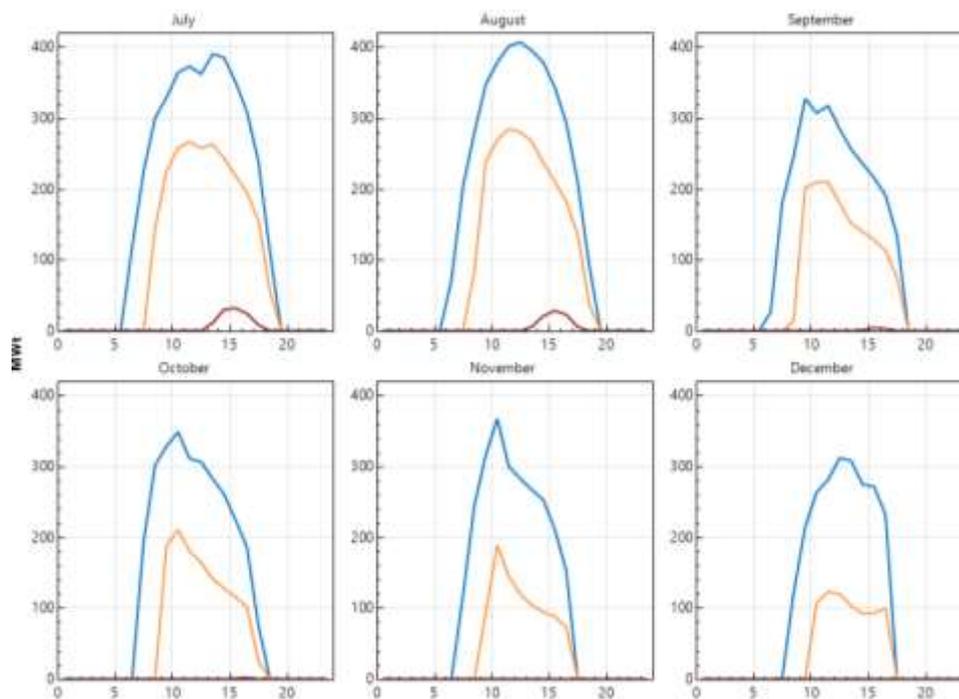


Fig. 58. Perfil promedio diario de la potencia térmica incidente, producida y disipada por el campo solar los últimos 6 meses del año. [Fuente de elaboración propia]

Color	Parámetro
	Potencia térmica incidente
	Potencia térmica producida por el campo solar
	Potencia térmica disipada por el campo solar

Al analizar las gráficas, se aprecia que incide más radiación solar directa durante los meses de verano, como julio o agosto, comparado con los meses de invierno porque el ángulo de incidencia es menor en verano. Esto se traduce en un incremento de la potencia térmica producida por el campo solar en los meses de verano, debido a que absorbe una cantidad de energía mayor que en invierno.

Sin embargo, los meses de mayor producción de potencia térmica también son aquellos en los que la potencia térmica disipada alcanza los valores anuales más altos. El motivo es que, en los meses de mayor producción, el campo solar absorbe tanta energía que satisface la potencia térmica que necesita el bloque de potencia y llena el tanque de almacenamiento térmico. Por tanto, hay energía que se disipa ya que no tiene cabida en la central.

En cambio, en los meses de menor producción la potencia térmica disipada es menor, dado se aprovecha toda la energía producida por el campo. La energía se

aprovecha para conducir el bloque de potencia, o bien para almacenarla para su uso posterior. Por ejemplo, en los meses de diciembre o enero no se disipó energía.

5.2.2 Rendimiento del campo solar y de la central solar termoeléctrica

El rendimiento del campo solar se conoce como el cociente entre la potencia térmica producida por el campo y la potencia incidente sobre los captadores. Ambos parámetros se evalúan para un año de producción.

Por otro lado, para el rendimiento de la central solar termoeléctrica tendremos dos valores, un rendimiento solar a eléctrico en el punto de diseño y un rendimiento anual.

El primero se conoce como el cociente entre la potencia neta del ciclo y la potencia solar incidente. Dicha potencia solar se conoce como la apertura del campo para un campo solar con un múltiplo solar, en este caso el SM es igual a 1, multiplicado por la irradiancia de diseño.

El rendimiento anual del campo solar es el cociente entre la potencia eléctrica producida por la central y la potencia solar captada por los colectores. Dichos valores se obtienen tras la realización con SAM la simulación de la planta en función del tiempo. A continuación, se muestra ambos rendimientos obteniendo algunos datos de la simulación anual con SAM.

Potencia bruta fija para todas las configuraciones

Nº de calentadores	Temperatura del HTF a la entrada del lazo [°C]	Rendimiento neto (%)	Energía térmica producida [GWht]	Energía solar anual incidente [GWht]	Rendimiento del campo solar [%]
5	300,45	35,08	561,0	1.119,0	50,13
4	289,42	34,63	571,3	1.119,0	51,06
3	282,20	34,27	572,9	1.119,0	51,20
3*	280,08	34,14	579,5	1.119,0	51,79
3**	277,97	34,00	581,4	1.119,0	51,96
2	282,20	34,06	578,6	1.119,0	51,71
1	282,20	33,67	578,7	1.119,0	51,72
0	282,20	33,06	582,2	1.119,0	52,03

Tabla 38. Rendimiento del campo solar y de la central para todas las configuraciones con una potencia bruta fija. [Fuente de elaboración propia]

Nº de calentadores	Área de apertura del campo [m ²]	Irradiancia de diseño [W/m ²]	Potencia neta del ciclo [MW]	Rendimiento en el punto de diseño [%]	Energía solar anual incidente [GWht]	Energía eléctrica generada [GWh]	Rendimiento anual de la planta [%]
5	242.639	850	51,28	24,86	1.119,0	172,0	15,37
4	245.799	850	51,34	24,57	1.119,0	176,1	15,74
3	248.396	850	51,35	24,32	1.119,0	175,1	15,65
3*	249.392	850	51,35	24,22	1.119,0	178,0	15,91
3**	250.361	850	51,35	24,13	1.119,0	178,6	15,96
2	249.949	850	51,34	24,16	1.119,0	177,0	15,82
1	252.822	850	51,32	23,88	1.119,0	175,1	15,65
0	257.487	850	51,29	23,43	1.119,0	171,7	15,35

Tabla 39. Rendimiento del campo solar y de la central para todas las configuraciones con una potencia bruta fija. [Fuente de elaboración propia]

Caudal másico de referencia fijo para todas las configuraciones

Nº de calentadores	Temperatura del HTF a la entrada del lazo [°C]	Rendimiento neto (%)	Energía térmica producida [GWht]	Energía solar anual incidente [GWht]	Rendimiento del campo solar [%]
5	300,45	35,08	561,0	1.119,0	50,13
4	289,42	34,63	576,7	1.119,0	51,54
3	282,20	34,27	580,0	1.119,0	51,83
3*	280,08	34,14	585,9	1.119,0	52,36
3**	277,97	34,00	587,7	1.119,0	52,51
2	282,20	34,06	583,9	1.119,0	52,19
1	282,20	33,67	584,4	1.119,0	52,23
0	282,20	33,06	586,7	1.119,0	52,43

Tabla 40. Rendimiento del campo solar y de la central para todas las configuraciones con una potencia bruta fija. [Fuente de elaboración propia]

Nº de calentadores	Área de apertura del campo [m ²]	Irradiancia de diseño [W/m ²]	Potencia neta del ciclo [MW]	Rendimiento en el punto de diseño [%]	Energía solar anual incidente [MWh]	Energía eléctrica generada [MWh]	Rendimiento anual de la planta [%]
5	242.639	850	51,28	24,86	1.119,0	172,0	15,37
4	267.736	850	55,92	24,57	1.119,0	179,0	15,99
3	280.312	850	57,95	24,32	1.119,0	178,7	15,97
3*	283.837	850	58,45	24,23	1.119,0	181,2	16,19
3**	287.442	850	58,96	24,13	1.119,0	181,4	16,21
2	280.367	850	57,59	24,17	1.119,0	179,7	16,06
1	280.489	850	56,94	23,88	1.119,0	172,0	15,37
0	280.660	850	55,90	23,43	1.119,0	179,0	15,99

Tabla 41. Rendimiento del campo solar y de la central para todas las configuraciones con un caudal másico de referencia fijo. [Fuente de elaboración propia]

3- Planta con tres calentadores de baja presión y un desgasificador con una presión de salida de 6,18 bar

3- Planta con tres calentadores de baja presión y un desgasificador con una presión de salida de 5 bar*

*3**- Planta con tres calentadores de baja presión y un desgasificador con una presión de salida de 4 bar.*

Se observa que, para ambos casos, a medida que se eliminan calentadores de alta presión, aumenta el rendimiento del campo solar. Se debe a que la potencia térmica producida aumenta porque la temperatura del HTF de entrada al lazo disminuye, lo que provoca que el salto térmico crezca. A mayor diferencia de temperatura, mayor será la energía producida.

Sin embargo, cuando se eliminan los calentadores de baja presión, la temperatura de entrada al lazo permanece constante, y aun así aumenta el rendimiento del campo solar. El motivo es que el rendimiento del ciclo de potencia disminuye, y por tanto debe recibir una cantidad mayor de potencia térmica procedente del campo solar para producir la misma potencia.

En el caso en el que se reduzca la presión del desgasificador, aumenta el rendimiento del campo solar, por la misma razón que cuando se quitan los calentadores de alta presión.

En cuanto al rendimiento del campo solar, se observa que el rendimiento del campo en el punto de diseño será mayor que el anual, dado que a lo largo del año la planta

no siempre opera en punto de diseño. Por tanto, para el análisis de la modificación del calentamiento regenerativo, se evaluará el rendimiento anual, en lugar del rendimiento en el punto de diseño.

Se recoge un valor de referencia del rendimiento de la central Andasol-1, que indica que tiene una eficiencia del 16% de conversión de la radiación solar a energía eléctrica[39]. Por tanto, los valores que se han obtenido alrededor del 15% se acercan al de referencia.

Se observa la relación directa del rendimiento anual de la planta con el aumento o descenso de la energía eléctrica, dado que la energía solar incidente se mantiene constante. Por tanto, cuando la planta permite una mayor producción eléctrica, dependerá de la capacidad de almacenamiento térmico y del rendimiento del ciclo, será mayor el rendimiento de la planta.

El rendimiento en el punto de diseño disminuirá conforme se eliminan calentadores porque crece el área de apertura del campo solar. Esto también implica que la energía térmica producida por el campo solar es mayor.

5.2.3 Potencia térmica cedida al bloque de potencia y al sistema de almacenamiento

A la hora de interpretar otros resultados obtenidos, se indica que, durante un cierto periodo de tiempo a lo largo del día, la energía térmica producida por el campo solar no cumple con la demanda energética del bloque de potencia. Por tanto, resulta útil mostrar la relación entre la potencia térmica que envía el campo solar al bloque de potencia y al sistema de almacenamiento.

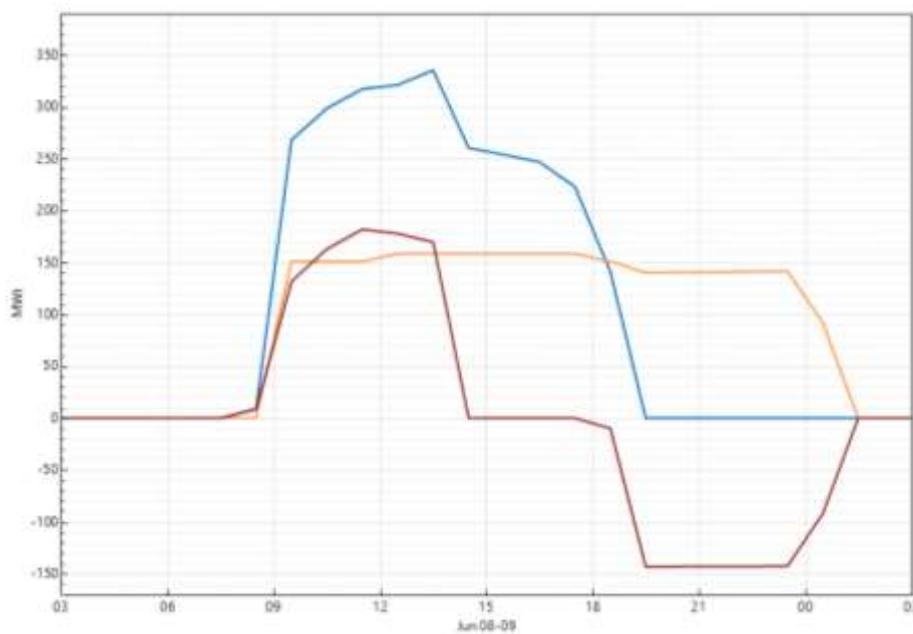


Fig. 59. Potencia térmica media diaria producida en el campo solar y destinada al bloque de potencia y al sistema de almacenamiento para el 8 de junio. [Fuente de elaboración propia]

Color	Parámetro
	Potencia térmica producida por el campo solar
	Potencia térmica cedida al sistema de almacenamiento
	Potencia térmica cedida al bloque de potencia

Respecto a la representación de la potencia térmica dirigida al sistema de almacenamiento, hay tres posibles casos. Las zonas representadas con una línea recta indican que no se produce intercambio de calor entre el campo solar y el sistema de almacenamiento. Los valores positivos en el eje de ordenadas indican que el sistema de almacenamiento recibe potencia térmica, mientras que las zonas de valores negativos indican que el tanque caliente se está vaciando y cediendo calor al campo solar.

La planta comienza a operar cerca de las 9:00 al incidir la radiación solar sobre los captadores. Se genera potencia térmica que se envía al intercambiador de calor del bloque de potencia para comenzar a generar electricidad. Por eso, se produce el crecimiento de las curvas azul y naranja, mientras que el sistema de almacenamiento no recibe potencia térmica, por tanto, sigue la recta horizontal gris.

El bloque de potencia necesita 150MWt para cumplir con la demanda eléctrica, por tanto, en las horas que el campo solar produce por encima de esos 150MWt, se genera un exceso de energía. Para no disipar esa energía, se dirige al almacenamiento térmico para aprovecharla cuando la radiación sea menor. En la gráfica, se observa que a partir de que la curva de la potencia generada alcanza los 150 MWt, asciende con pendiente positiva la curva de potencia térmica en el sistema de almacenamiento. Mientras tanto la curva de la potencia térmica en el bloque de potencia se mantiene fija, pues el ciclo siempre requiere la misma energía.

A partir de las 15:00h comienza a descender la producción de potencia térmica, y con ella descende la energía destinada al sistema de almacenamiento. En el momento en el que el tramo de pendiente negativa, de la energía en el almacenamiento térmico, corta con el eje de abscisas, significa que el aceite deja de ceder calor al sistema de almacenamiento.

Unos instantes más tarde, el campo solar produce menos potencia térmica y no es capaz de abastecer la demanda del bloque de potencia por sí solo. Por tanto, el sistema de almacenamiento comienza a ceder potencia térmica de las sales fundidas al HTF que circula por el campo solar para alcanzar la temperatura de operación. Por lo que su línea de tendencia de la energía sigue decreciendo.

Llega un momento, sobre las 19:00h, en el que el campo solar no produce potencia térmica, pero el bloque de potencia sigue operando gracias a la potencia que cede el sistema de almacenamiento. En la gráfica se observa que el almacenamiento permite prolongar 4 horas el funcionamiento de la planta sin recibir potencia térmica del campo solar.

5.2.4 Caudal másico del HTF en el campo solar, en el bloque de potencia y en el sistema de almacenamiento frente a la radiación normal directa.

Se ha mencionado en varios capítulos la intermitencia que presenta la radiación solar que incide sobre la superficie terrestre. Por tanto, debe haber algún ajuste en la planta para seguir produciendo electricidad cuando la radiación normal directa que concentran los captadores no es muy alta. Para ello, cuando disminuye la potencia térmica producida por el campo solar, también disminuye el flujo másico del aceite que circula por el mismo.

El control del flujo másico del HTF se produce con el sistema de control de temperatura del HTF en el campo solar. Dicho sistema mantiene el HTF a una temperatura de 393°C a la salida del lazo mediante el control de la velocidad a la que circula el HTF. De esta forma, se logra mantener el aceite a la temperatura máxima de trabajo para que ceda calor al bloque de potencia.

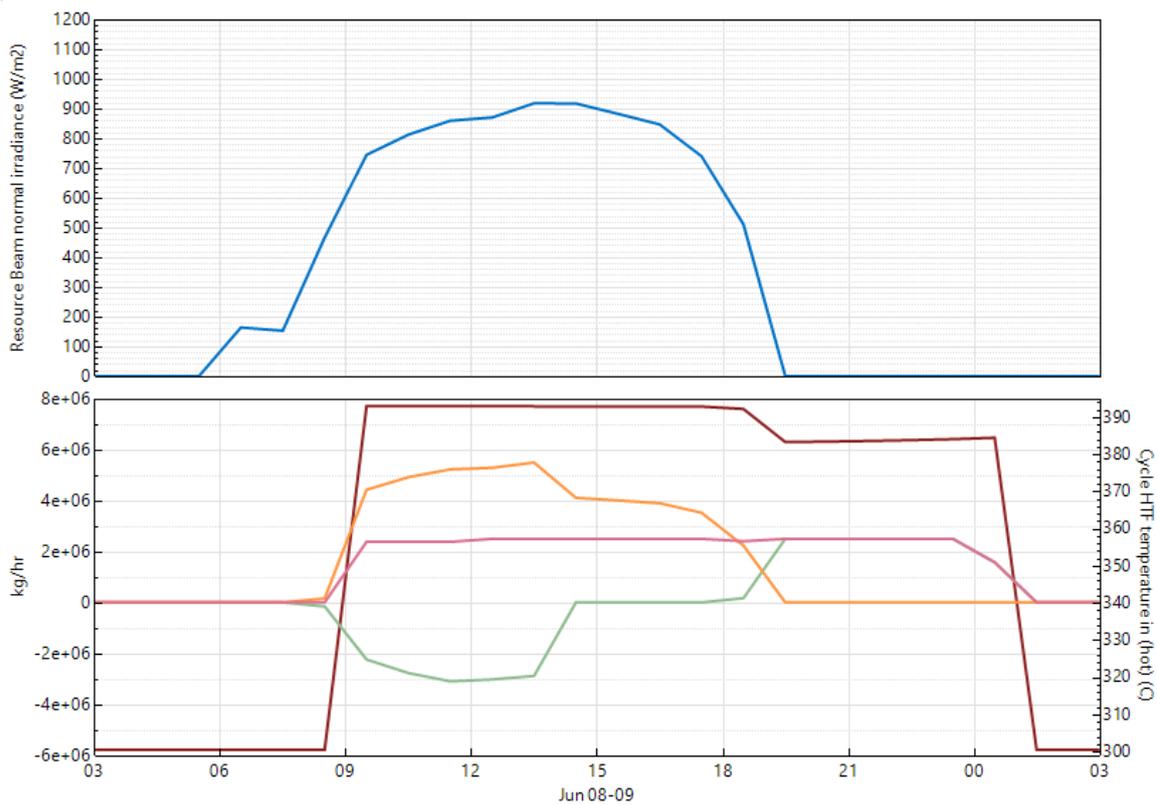


Fig. 60. Potencia térmica media diaria producida en el campo solar y destinada al bloque de potencia y al sistema de almacenamiento para el 8 de junio. [Fuente de elaboración propia]

Color	Parámetro
	Radiación normal directa
	Temperatura del HTF a la entrada del generador de vapor
	Flujo másico de aceite hacia el bloque de potencia
	Flujo másico de aceite hacia el sistema de almacenamiento
	Flujo másico de aceite en el campo solar

En el gráfico se observa lo comentado previamente. La planta comienza a operar al recibir la radiación solar en las primeras horas de la mañana, y comienza a circular HTF por el campo solar que alcanza una temperatura de 393°C, que es la estimada para que el bloque de potencia reciba la potencia térmica necesaria.

En el caso de la radiación normal directa, se observa que no es constante a lo largo del día, y que incluso en las horas de mayor incidencia por parte del Sol, hay momentos en los que se reduce los valores de radiación que llegan a los captadores. Esto se debe a la presencia puntual de nubes o de ráfagas de viento, entre otros fenómenos climatológicos que pueden modificar este valor.

Por otro lado, al disminuir la radiación incidente, también se reduce el caudal de HTF en el campo solar, como se aprecia por la pendiente negativa en la gráfica. Sin embargo, la representación de la temperatura del HTF a la entrada del generador de vapor permanece fijo para la temperatura de 393°C porque cuando la temperatura desciende, se reduce el caudal para alcanzar la temperatura deseada.

Si se observan los tres caudales másicos reflejados en la gráfica, se deduce que la suma de los flujos de aceite en el campo de solar y en el sistema de almacenamiento representan el caudal de aceite que se dirige hacia el almacenamiento térmico. Cuando comienza a operar la planta, se destina una parte del caudal del aceite al bloque de potencia para que produzca energía eléctrica y la energía que sobra se envía al sistema de almacenamiento. Por eso la curva del caudal de aceite en el almacenamiento comienza siendo negativa, esto indica que se deriva parte del caudal de HTF para calentar las sales del almacenamiento.

Sin embargo, cuando comienza a disminuir el flujo másico del HTF hacia el bloque de potencia por falta de energía térmica, el aceite comienza a recibir calor del sistema de almacenamiento. Se comprueba que la curva naranja decrece, mientras la curva verde comienza a crecer. Hasta que no incida radiación directa, en ese momento el

flujo másico de aceite que recibe la energía del sistema de almacenamiento es el que envía íntegramente toda la energía al bloque de potencia. Se observa que la curva verde y la curva rosa se comportan igual desde que no incide radiación directa.

Otro aspecto interesante es el escalón de bajada que se aprecia en la curva que representa la temperatura de salida del lazo. Cuando el campo solar comienza a producir la potencia térmica, se alcanza la temperatura de 393°C a la salida del lazo. Una parte del caudal a 393°C se dirige al sistema de almacenamiento, donde se produce un intercambio de calor con las sales frías, las cuales nunca alcanzarán los 393°C para que se pueda producir la transferencia.

En la gráfica se observa que, al recibir la potencia térmica del sistema de almacenamiento, la temperatura a la salida del lazo para el HTF disminuye hasta aproximadamente 385°C. El motivo es que las sales calientes que se encuentran a menos de 393°C transfieren parte de su calor al aceite que se dirige al bloque de potencia, pero dicho aceite tampoco puede alcanzar la temperatura de las sales calientes. Por tanto, la temperatura del aceite en el bloque de potencia debe ser menor, concretamente tiene el valor de 385°C mencionado anteriormente.

Gracias al sistema de almacenamiento, se mantiene el HTF a una temperatura próxima a la temperatura máxima de trabajo durante 6 horas sin que el campo solar genere potencia térmica.

5.3 Almacenamiento térmico

Una parte muy importante de esta planta es que dispone de un sistema de almacenamiento térmico. Para el análisis de la planta resulta valiosa la obtención de datos sobre el comportamiento del almacenamiento en función de la época del año.

Para el entendimiento de los resultados obtenidos que están relacionados con el almacenamiento térmico hay que considerar el funcionamiento de dicho sistema. El sistema de almacenamiento consta de dos tanques: uno frío y otro caliente. Al principio de operación de la planta, es el tanque frío el que tiene la mayoría de las sales fundidas para la transferencia de calor. Cuando el HTF procedente del campo solar alcanza una temperatura de diseño determinada, se envía al intercambiador de calor que incluye el sistema de calor para calentar las sales del tanque frío.

Tras el intercambio, las sales calientes se almacenan en el tanque caliente, mientras que el tanque frío se vacía. El paso del HTF por el intercambiador de calor del almacenamiento térmico se debe al diseño de la propia planta que deriva una parte de su caudal, o porque el bloque de potencia ya tiene la energía térmica necesaria, y resulta energía térmica sobrante. La masa de sales presente en cada tanque en cada momento del día depende de la demanda energética del bloque de potencia y de la producción de energía térmica del campo.

5.3.1 Capacidad de almacenamiento térmico expresado en número de horas de energía térmica entregada al bloque de potencia para cada configuración

Se estudiará la variación de la capacidad de almacenamiento térmico para las distintas configuraciones de la planta en dos casos de estudio. El primero considera la potencia bruta fija para todas las configuraciones, de esa forma no habría que modificar las condiciones del generador. En el segundo caso de estudio, se establece un caudal de referencia fijo, que coincide con el caudal de la planta Andasol-1 para el caso real con 5 calentadores, para todas las configuraciones.

Los distintos valores de capacidad de almacenamiento térmico expresado en horas, se calculará con SAM para un diámetro del tanque de 36m fijo para todas las configuraciones:

Nº de calentadores	Potencia bruta (MW)	Horas de almacenamiento térmico	Caudal de HTF en el campo solar [kg/s]	Temperatura del HTF a la entrada del lazo [°C]	Rendimiento neto (%)
5	53	6,6	658,00	300,45	35,08
4	53	7,3	606,24	289,42	34,63
3	53	7,3	586,89	282,20	34,27
3*	53	7,8	581,88	280,08	34,14
3**	53	8	576,94	277,97	34,00
2	53	7,7	590,43	282,20	34,06
1	53	7,6	596,98	282,20	33,67
0	53	7,4	607,58	282,20	33,06

Tabla 42. Horas de almacenamiento del tanque en función del número de calentadores para una potencia bruta fija. [Fuente de elaboración propia]

Nº de calentadores	Potencia con el caudal de referencia (MW)	Horas de almacenamiento térmico	Caudal de HTF en el campo solar [kg/s]	Temperatura del HTF a la entrada del lazo [°C]	Rendimiento neto (%)
5	53	6,6	658,00	300,45	35,08
4	57,73	6,7	660,29	289,42	34,63
3	59,81	6,5	662,28	282,20	34,27
3*	60,32	6,9	662,28	280,08	34,14
3**	60,85	6,9	662,28	277,97	34,00
2	59,45	6,8	662,28	282,20	34,06
1	58,80	6,8	662,28	282,20	33,67
0	57,77	6,8	662,28	282,20	33,06

Tabla 43. Horas de almacenamiento del tanque en función del número de calentadores para un caudal másico fijo. [Fuente de elaboración propia]

3- Planta con tres calentadores de baja presión y un desgasificador con una presión de salida de 6,18 bar

3- Planta con tres calentadores de baja presión y un desgasificador con una presión de salida de 5 bar*

*3**- Planta con tres calentadores de baja presión y un desgasificador con una presión de salida de 4 bar.*

En ambos casos se observan variaciones en las horas de almacenamiento térmico de la planta para las distintas configuraciones. Partiendo del caso real con 5 calentadores, considerando la misma potencia bruta para todas las configuraciones, al eliminar los calentadores de alta presión, aumenta el tiempo de operación del sistema de almacenamiento. Los tanques pueden guardar una cantidad mayor de energía porque el salto térmico entre la temperatura de salida del lazo y de entrada aumenta. Dicho salto aumenta porque conforme quitamos los calentadores de alta presión, disminuye la temperatura de entrada de lazo mientras que la de salida se establece como un valor fijo de 393°C.

Una vez se tienen sólo los calentadores de baja presión, a medida que se reduce la presión del desgasificador, incrementará la capacidad máxima de almacenamiento de la planta porque aumenta el salto térmico. Sin embargo, cuando se eliminan los calentadores de baja presión, disminuye la capacidad de almacenamiento térmico. Esto se debe a que

el salto térmico permanece constante, pero el rendimiento del ciclo de potencia disminuye. Por tanto, el ciclo necesita más potencia térmica para producir la misma cantidad de energía eléctrica, y por tanto se almacena menos energía.

Para el segundo caso, en el que se considera el mismo caudal másico de referencia para todas las configuraciones planteadas, al eliminar un calentador de baja presión aumenta la capacidad almacenamiento térmico, pero al eliminar el segundo, disminuye la capacidad de almacenamiento. El motivo es que el almacenamiento depende del salto térmico y del rendimiento del ciclo de potencia así de la potencia producida. Cuando tiene 4 calentadores, es más influente el salto térmico sobre el rendimiento, mientras que cuando presenta 3 calentadores, sucede lo contrario.

Si se reduce la presión de salida del desgasificador, aumenta la capacidad de almacenamiento por el mismo motivo que antes. El aumento del salto térmico es más determinante que el aumento de la potencia que debe generar.

Para el caso en el que se eliminen los calentadores de baja presión, el almacenamiento térmico permanece constante. El salto térmico es constante, y la disminución de la potencia bruta generada se compensa con el menor rendimiento que presenta el ciclo de potencia.

5.3.1 Intercambio de la masa de las sales fundidas entre el tanque frío y el tanque caliente del sistema de almacenamiento. Influencia en la energía disipada

Por tanto, resulta interesante para el estudio analizar cómo varía la cantidad de sales fundidas en los tanques a lo largo del día. Para ello se acude a la ventana “Time series” que incluye datos de series temporales del modelo de rendimiento, así como datos de precios dependientes del tiempo del modelo financiero. En este caso, se genera una gráfica que representa la variación diaria de la masa media de las sales fundidas en el tanque frío y en el caliente. También muestra como varía la energía disipada, en función, de la masa contenida en el tanque caliente.

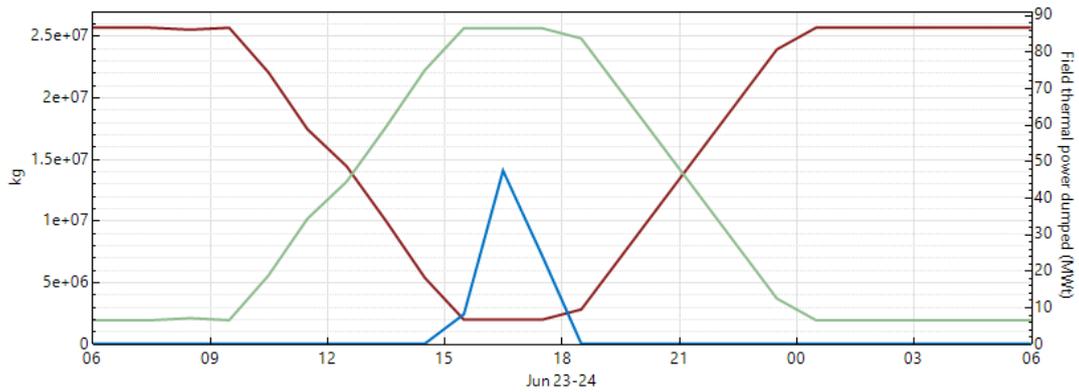


Fig. 61. Masa media diaria de las sales de las sales fundidas en los tanques de almacenamiento frente a la energía disipada el 23 de junio. [Fuente de elaboración propia]

Color	Parámetro
	Masa de las sales fundidas en el tanque frío
	Masa de las sales fundidas en el tanque caliente
	Potencia térmica disipada

Las curvas que representan la masa en el tanque frío y caliente son simétricas, como era de esperar, ya que las sales van de un tanque a otro, previo paso por el intercambiador de calor. Por tanto, la masa total de sales fundidas en el sistema de almacenamiento permanece fijo.

Se puede observar en la gráfica que, en las primeras horas del día, las sales fundidas se encuentran en el tanque frío. Llega un momento por la mañana en el que comienza a incidir la radiación solar sobre los colectores y el campo solar empieza a generar potencia térmica. A partir de las 9:00, el sistema de almacenamiento comienza a intercambiar calor con una desviación de caudal del HTF. Las sales abandonan el tanque frío, recibiendo energía del HTF, y se almacenan en el tanque caliente, por eso disminuye la masa en el primero, y aumenta en el segundo. Hasta las 15:00h, toda la energía producida por el campo solar se aprovecha de manera íntegra.

A las 15:00h se alcanza la máxima ocupación del tanque caliente, por lo que no se puede almacenar más energía. Sin embargo, el campo solar sigue produciendo la misma cantidad de energía, por lo que comenzará a disiparse energía. Se observa que la energía disipada va aumentando con el paso de las horas.

A partir de las 18:00h comienza a disminuir la cantidad de sales contenidas en el tanque caliente porque se produce la descarga de sales hacia el tanque frío. Dicha disminución se debe a que la demanda de energía térmica, por parte del bloque de potencia, es superior a la que produce el campo solar. Por tanto, las sales abandonan el tanque caliente para transferir energía al aceite, que no alcanzó una temperatura suficiente, para que el ciclo de potencia cumpla con la demanda.

La descarga de sales calientes hacia el tanque frío se produce durante las últimas horas de sol, pero esto depende de la época del año. En verano, como se puede comprobar con la gráfica, la descarga comienza, a partir de las 18:00h. Sin embargo, en invierno se produce varias horas antes porque el Sol se pone antes que en verano, y en ese caso resulta muy útil el almacenamiento térmico porque es el único medio para que opere la planta.

Por este motivo, es interesante reflejar como varía la masa de los tanques de almacenamiento a lo largo del año. Para ello se construye una gráfica, de nuevo en la ventana “Profile” para mostrar la variación mensual de la masa de las sales en los tanques de almacenamiento.

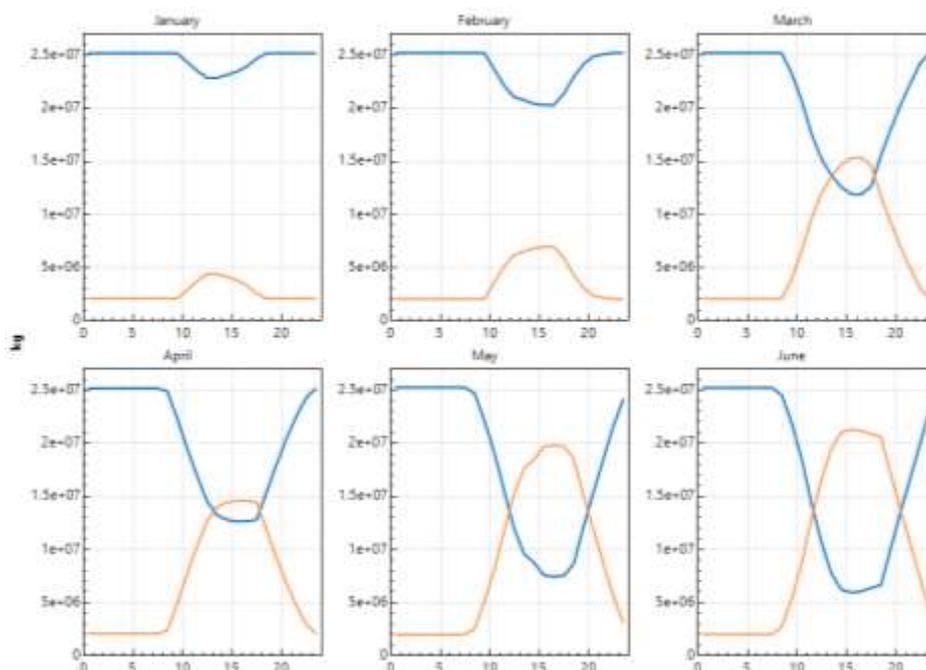


Fig. 62. Perfil promedio de la masa media diaria de las sales fundidas en los tanques de almacenamiento los últimos 6 meses del año. [Fuente de elaboración propia]

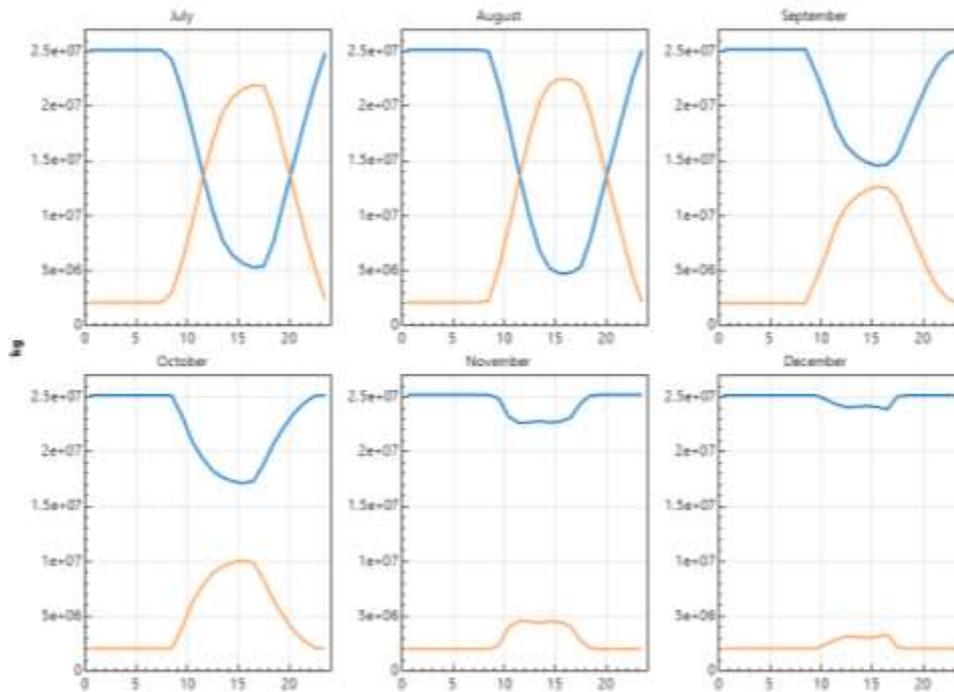


Fig. 63. Perfil promedio de la masa media diaria de las sales fundidas en los tanques de almacenamiento los últimos 6 meses del año. [Fuente de elaboración propia]

Color	Parámetro
	Masa de las sales fundidas en el tanque frío
	Masa de las sales fundidas en el tanque caliente

Como se comentó previamente, hay meses en los que el intercambio de sales entre los tanques es mayor que en otros. Considerando la figura 50, los meses en los que se produce menos energía térmica, son también aquellos en los que menos se descargan las sales del tanque frío al caliente, o viceversa.

En los meses de invierno, la producción de energía es baja, por lo tanto, toda la energía se destina a transferir calor al agua para conducir el bloque de potencia. Sin embargo, en verano la energía térmica producida por el campo solar cumple con la demanda del bloque de potencia y permite almacenar la energía restante.

Cuanto mayor sea la masa de las sales almacenadas en el tanque caliente, mayor será el número de horas seguidas que puede trabajar la central solar termoeléctrica. Por tanto, el sistema de almacenamiento supone una ventaja para los sistemas de captación solar.

5.4 Ciclo de potencia

5.4.1 Energía eléctrica bruta, neta y consumida por las bombas del campo solar y por el condensador

En primer lugar, se muestra una gráfica que contiene las pérdidas eléctricas que tienen lugar en la planta, para evaluar cuales suponen una pérdida eléctrica significativa

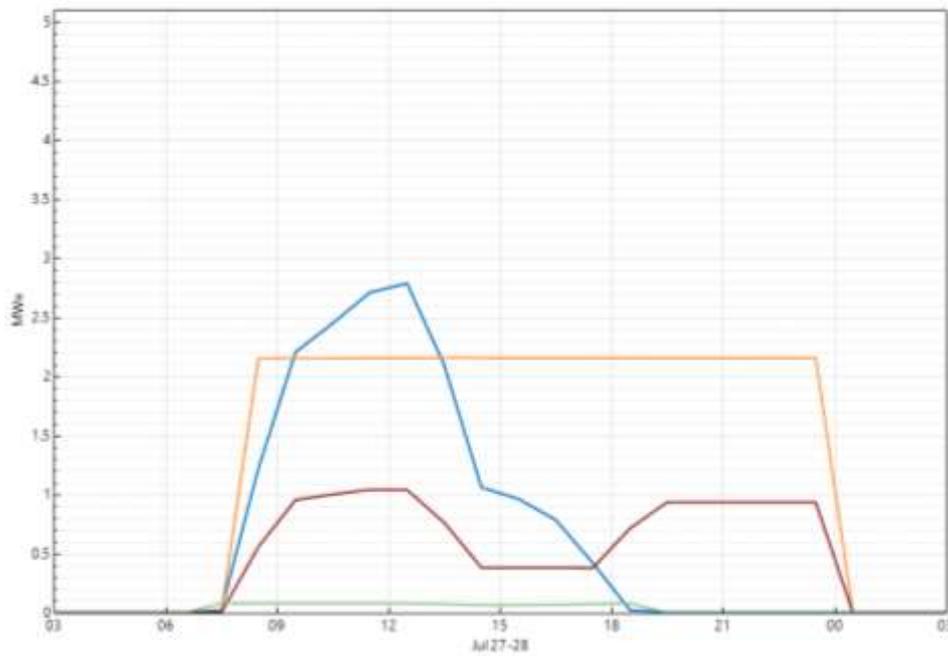


Fig. 64. Pérdidas eléctricas de la planta para el 27 de julio. [Fuente de elaboración propia]

Color	Parámetro
	Consumo de las bombas del campo solar
	Consumo eléctrico de operación del condensador
	Consumo de las bombas del bloque de potencia y del sistema de almacenamiento
	Consumo de los motores del sistema de movimiento de los colectores para el seguimiento solar

Dentro de las pérdidas eléctricas que tienen lugar en la central, destaca el consumo de las bombas del campo solar y el consumo eléctrico de operación del condensado. Por tanto, se representarán junto con la energía bruta y neta para justificar la diferencia entre ambos valores.

Para el ejemplo mostrado, se aprecia que el consumo de las bombas del campo solar puede llegar a representar casi 3MWe de pérdidas eléctricas en el momento de

mayor incidencia de la radiación normal directa. Por otro lado, el condensador opera durante todo el ciclo de potencia, por eso su consumo permanece tantas horas seguidas, y llega a suponer unas pérdidas eléctricas de 2,4 MWe.

El resto de pérdidas eléctricas que tienen lugar en la planta no suponen una pérdida significativa, por ejemplo, el consumo de las bombas del sistema de almacenamiento y del bloque de potencia supone como máximo 1 MWe.

A continuación, se muestra el perfil promedio diario de la electricidad bruta y neta producida a lo largo del año, acompañado de las pérdidas eléctricas más relevantes.

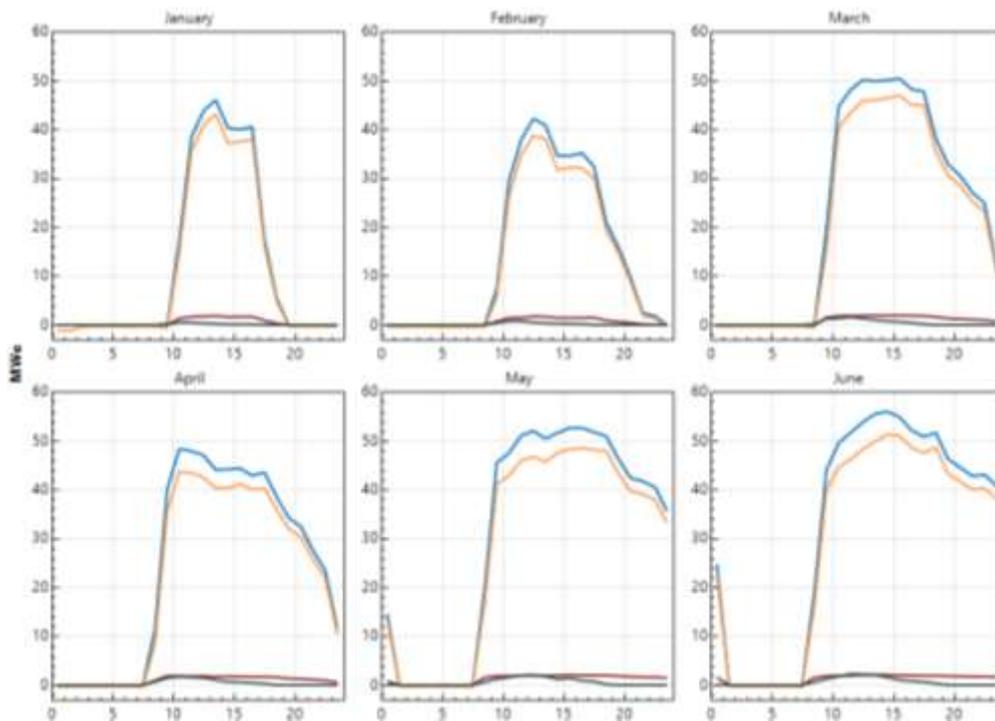


Fig. 65. Perfil promedio diario de la potencia eléctrica bruta y neta junto con las pérdidas eléctricas más significativas de los primeros 6 meses del año. [Fuente de elaboración propia]

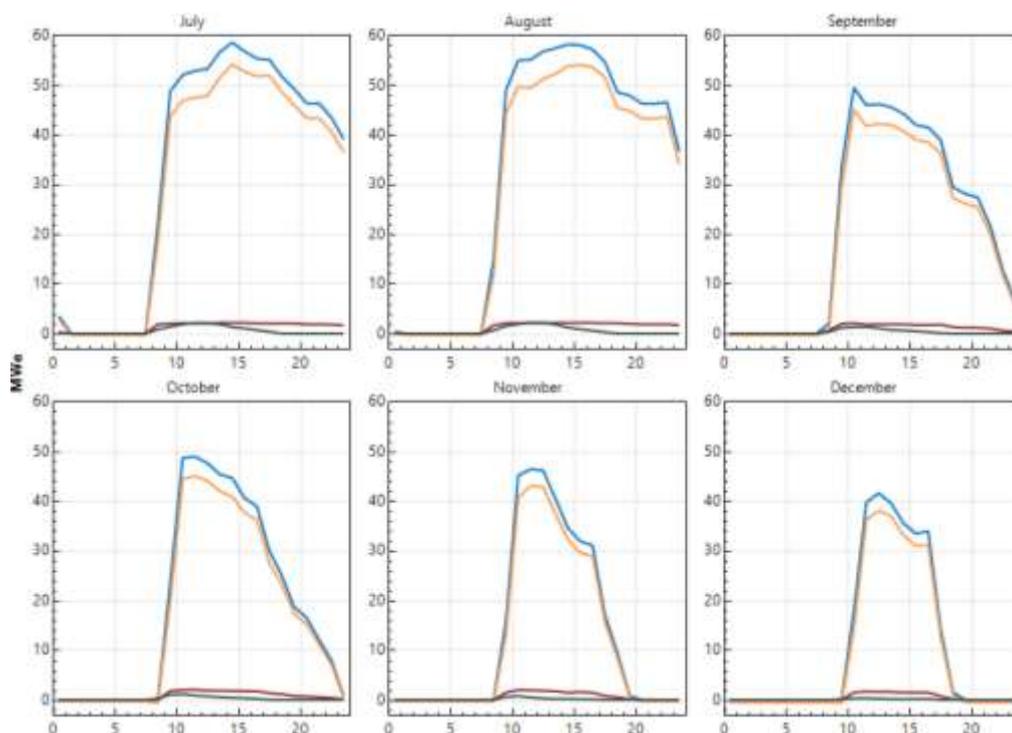


Fig. 66. Perfil promedio diario de la potencia eléctrica bruta y neta junto con las pérdidas eléctricas más significativas de los primeros 6 meses del año. [Fuente de elaboración propia]

Color	Parámetro
Blue	Potencia eléctrica bruta producida
Orange	Potencia eléctrica neta producida
Red	Consumo eléctrico de operación del condensador
Green	Consumo de las bombas del campo solar

La generación de energía eléctrica depende directamente de la energía térmica que dirija el campo solar hacia el bloque de potencia, que a su vez está condicionado por la radiación incidente. Como se comentó en el apartado de la energía incidente y producida, el ángulo de incidencia es menor en verano por lo que el campo solar producirá más potencia térmica en estos meses.

Esto no quiere decir que se genera más cantidad de energía eléctrica porque la turbina está diseñada para producir una potencia eléctrica límite fija. Sin embargo, cuanto mayor potencia térmica produzca el campo solar, podrá dirigir al almacenamiento térmico mayor cantidad de energía. Por tanto, la planta podrá mantener su operación durante más

horas, ya que el sistema de almacenamiento permitirá trabajar durante un número de horas determinado cuando los colectores no produzcan energía.

Por eso, se observa sobre todo en los meses de mayo, junio, julio y agosto que pueden producir energía eléctrica durante el horario nocturno, desde las 19:00 hasta la madrugada, en función de la capacidad de almacenamiento térmico del sistema.

En cambio, en los meses de menor producción de potencia térmica, como diciembre o enero, el tiempo de funcionamiento de la planta es mucho menor que para los meses de mayor producción.

5.5 Evaluación de las distintas configuraciones a partir de SAM

Dos de los parámetros que se quieren estudiar al modificar la configuración de la planta son la energía almacenada y el factor de capacidad de la central. También se evalúa la energía anual producida porque puede aportar información de utilidad.

El factor de capacidad de la planta es la razón entre la energía generada por una central de producción de energía eléctrica y la energía eléctrica generado si la central hubiera trabajado a plena carga. En el presente proyecto, se evalúa el factor de capacidad para un año, por tanto, será la producción anual de energía eléctrica entre la producción máxima que podría generar en condiciones de plena carga.

Se han recogido en las siguientes tablas los valores de estos parámetros asociados a cada configuración. Además, al igual que para el estudio de la capacidad de almacenamiento, se proponen dos casos de estudio: la misma potencia bruta para todas las configuraciones y el otro sería el mismo caudal másico, por lo que variaría la potencia eléctrica generada por la turbina.

CASO DE ESTUDIO 1: POTENCIA BRUTA FIJA

Los valores obtenidos para el primer caso de estudio (potencia bruta fija) son:

Nº de calentadores	Potencia bruta [MW]	Potencia neta [MW]	Energía eléctrica anual [MWh]	Energía térmica almacenada [MWht]	Rendimiento neto del ciclo de potencia [%]	Factor de capacidad [%]	Rendimiento del campo solar [%]	Rendimiento anual de la planta [%]	LCOE (nominal) [c\$/kWh]
5	53	51,28	171.958	4494,45	35,08	38,3	50,13	15,37	17,67
4	53	51,34	176.125	4865,55	34,63	39,2	51,06	15,74	17,78
3	53	51,35	175.149	4805,54	34,27	38,9	51,20	15,65	17,92
3*	53	51,35	177.975	4668,15	34,13	39,6	51,79	15,91	17,99
3**	53	51,35	178.573	4421,98	34,00	39,7	51,96	15,96	18,08
2	53	51,34	177.036	4513,81	34,06	39,4	51,71	15,82	18,03
1	53	51,32	175.138	4475,96	33,67	39,0	51,72	15,65	18,21
0	53	51,29	171.732	4357,63	33,06	38,2	52,03	15,35	18,52

Tabla 44. Energía almacenada y factor de capacidad para las distintas configuraciones con una potencia bruta fija. [Fuente de elaboración propia]

3- Planta con tres calentadores de baja presión y un desgasificador con una presión de salida de 6,18 bar

3- Planta con tres calentadores de baja presión y un desgasificador con una presión de salida de 5 bar*

*3**- Planta con tres calentadores de baja presión y un desgasificador con una presión de salida de 4 bar.*

Para la configuración real se consiguen almacenar 4494,45 MWht y el factor de capacidad por su parte, es igual a 38,278 %. Esto implica que la planta está trabajando aproximadamente al 38% sobre la capacidad total a la cual podría hacerlo si trabajara en condiciones de plena carga. Para ser una central que utiliza la tecnología cilindro parabólico, el porcentaje obtenido es aceptable, dado que se debe encontrar en un rango entre 23-50% para el factor de capacidad. A continuación, se muestra una representación gráfica para la variación del factor de capacidad y la energía eléctrica producida anualmente, en función, del número de calentadores de agua de alimentación.

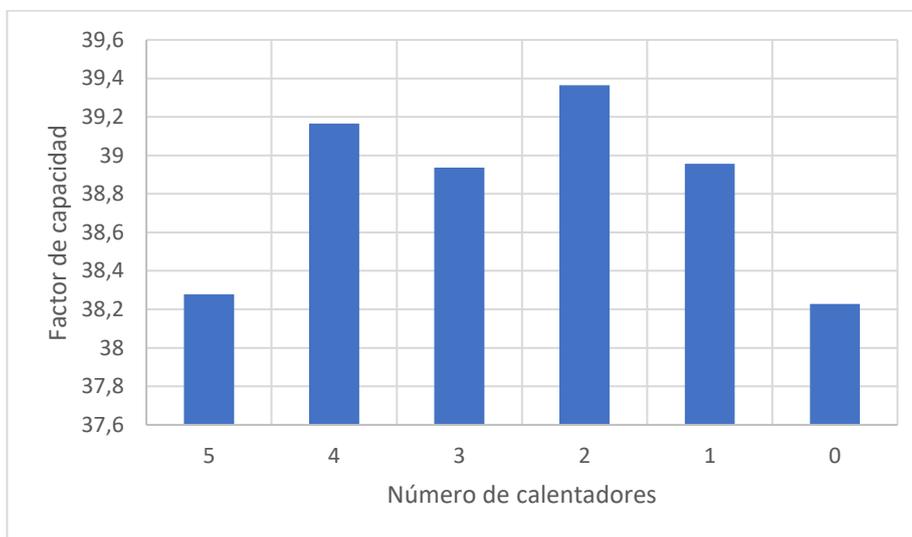


Fig. 67. Factor de capacidad de las distintas configuraciones de la planta simulada con una potencia bruta fija. [Fuente de elaboración propia]

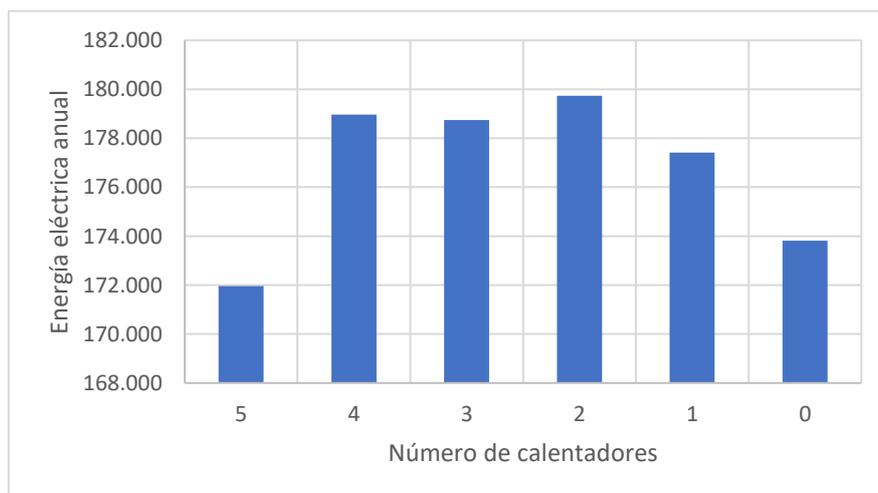


Fig. 68. Energía eléctrica anual generada para las distintas configuraciones de la planta simulada con una potencia bruta fija. [Fuente de elaboración propia]

Cuando se elimina el primer calentador de alta presión, aumenta la capacidad máxima del sistema de almacenamiento térmico, por tanto, a lo largo del año se producirá más energía eléctrica. Al aumentar la energía eléctrica anual, también se observa un crecimiento del factor de capacidad de la planta y la eficiencia de conversión de energía solar en energía eléctrica. Otro dato relevante es que, al quitar dicho calentador, el rendimiento del campo solar será mayor porque la energía incidente permanece constante, pero produce más energía térmica dada la mayor capacidad de almacenaje de la planta.

Sin embargo, el rendimiento del ciclo de potencia disminuirá, como se explicó en el capítulo anterior, aumenta la potencia absorbida por el generador de vapor y la variación de la potencia neta generada por la turbina es despreciable.

Cuando se quita el segundo calentador de alta presión se reduce la producción de energía eléctrica porque disminuye el almacenamiento térmico. A pesar de que aumente el salto térmico y aumente la capacidad máxima del sistema de almacenamiento, la energía térmica almacenada en un año es menor que en la configuración con dos calentadores. Esto ocurre porque disminuye el rendimiento del ciclo de potencia, por tanto, necesitará más energía térmica y por eso se almacenará menos.

La caída en la energía eléctrica producida se traduce en un descenso del factor de capacidad de la planta, y del rendimiento de la planta para transformar energía solar en energía eléctrica. Sin embargo, el rendimiento del campo solar seguirá creciendo porque la energía térmica producida sigue creciendo. El campo amplía su área de apertura porque la turbina tiene que generar prácticamente la misma potencia neta, pero el rendimiento de la planta disminuye, por lo que el campo solar debe dirigir una cantidad de energía mayor al bloque de potencia.

Ahora se explica que sucede al reducir la presión de salida del desgasificador. Conforme baja la presión de salida del desgasificador, mayor será la energía eléctrica anual producida. El motivo es que el campo produce más energía térmica al ampliar su área de apertura. Por este motivo también mejora el rendimiento del campo solar. Además, también aumentará el factor y el rendimiento anual de la planta.

Aunque parezca contradictorio que produzca más energía eléctrica con menor almacenamiento térmico, pero el motivo es que el rendimiento del ciclo de potencia es menor. De toda la energía producida por el campo, aumenta la demanda por parte del

bloque de potencia conforme reducimos la presión de salida del desgasificador, y por eso se almacena menos.

Por último, al eliminar calentadores de baja presión comenzará a reducirse la energía eléctrica producida. Sin embargo, cuando quitamos el primer calentador aumenta la energía eléctrica porque sucede al igual que se ha comentado anteriormente. Teniendo en cuenta que genera una potencia neta mayor que con 3 calentadores, puede ocurrir que el incremento de energía producida por el campo solar, cuando tiene 2 calentadores, permita generar más energía eléctrica. Además, es muy importante que mejora el factor de capacidad de la planta.

Aunque al eliminar los otros dos calentadores de baja presión, disminuye la energía eléctrica producida porque el rendimiento del ciclo sigue empeorando. Llega un punto donde aumenta tanto la demanda energética por parte del bloque de potencia, que no es capaz de producir la misma cantidad de energía eléctrica, y ocurre al quitar el segundo calentador de baja presión.

Se decide incluir el LCOE que es un parámetro relacionado con el análisis económico de la planta. Permite conocer el precio que le cuesta a la central solar termoeléctrica generar la electricidad. Se escoge el valor nominal porque tiene en cuenta la inflación. Para la configuración real de la planta, generar 1kW de electricidad le supone un coste de 17,67 centavos (17,67 c\$/kWh). Resulta importante tener en cuenta que en la simulación anual no se considera el efecto del número de calentadores en el coste de inversión, el cual disminuiría. No se tiene en cuenta porque es un valor muy específico y cuya modificación no es tan significativa como para restar validez al estudio.

Para evaluar el LCOE, hay que tener presente la fórmula (13) en el capítulo 3 del presente proyecto, que indica que su valor depende de los costes anuales de la planta y la electricidad producida. En este caso, el campo solar no se modifica, en cambio el sistema de almacenamiento térmico sí. Además, se introdujo el coste de la instalación del almacenamiento térmico por cada kWh que pueda almacenar, por lo que influye en el coste anual. Por otro lado, la electricidad influirá tanto por lo MWh producidos anualmente como por los costes variables por generación.

Dicho esto, se aprecia en las tablas que el LCOE aumentará a medida que se eliminan calentadores. Cuando se quita el primer calentador de alta presión, aumenta la

energía eléctrica anual, pero el aumento del sistema de almacenamiento térmico es tan significativo, que el precio de producción de electricidad crece. Cuando se elimina el segundo calentador de alta presión, la energía eléctrica anual disminuye y la variación de la capacidad de almacenamiento térmico del sistema es despreciable, por tanto, también crecerá el LCOE.

En el caso de suprimir los calentadores de baja presión, disminuye la energía almacenada y la electricidad producida. Sin embargo, como el rendimiento del ciclo disminuye, si se quiere mantener la misma potencia, aumentará la energía que debe ceder el campo solar y con eso el coste de producción de electricidad. A medida que se eliminan calentadores, irá aumentando el coste que debe asumir la entidad para generar la misma cantidad de electricidad.

CASO DE ESTUDIO 2: CAUDAL MÁSIICO FIJO

Nº de calentadores	Potencia con el caudal de referencia (MW)	Energía anual (MWh)	Energía almacenada [MWt]	Rendimiento neto (%)	Factor de capacidad [%]	Rendimiento del campo solar [%]	Rendimiento anual de la planta [%]	LCOE (nominal) [c\$/kWh]
5	53	171.958	4494,45	35,08	38,3	50,13	15,37	17,67
4	57,73	178.960	4246.12	34,63	36,5	51,54	15,99	17,97
3	59,81	178.742	3714.25	34,27	35,2	51,83	15,97	18,27
3*	60,32	181.209	3960,07	34,14	35,4	52,36	16,19	18,43
3**	60,85	181.355	3542,97	34,00	35,1	52,51	16,21	18,53
2	59,45	179.734	3756	34,06	35,6	52,19	16,06	18,36
1	58,80	177.416	3919,19	33,67	35,6	52,23	15,37	18,53
0	57,77	173.817	3882,54	33,06	35,5	52,43	15,99	18,80

Tabla 45. Energía almacenada y factor de capacidad para las distintas configuraciones con un caudal másico de referencia. [Fuente de elaboración propia]

3- Planta con tres calentadores de baja presión y un desgasificador con una presión de salida de 6,18 bar

3- Planta con tres calentadores de baja presión y un desgasificador con una presión de salida de 5 bar*

*3**- Planta con tres calentadores de baja presión y un desgasificador con una presión de salida de 4 bar.*

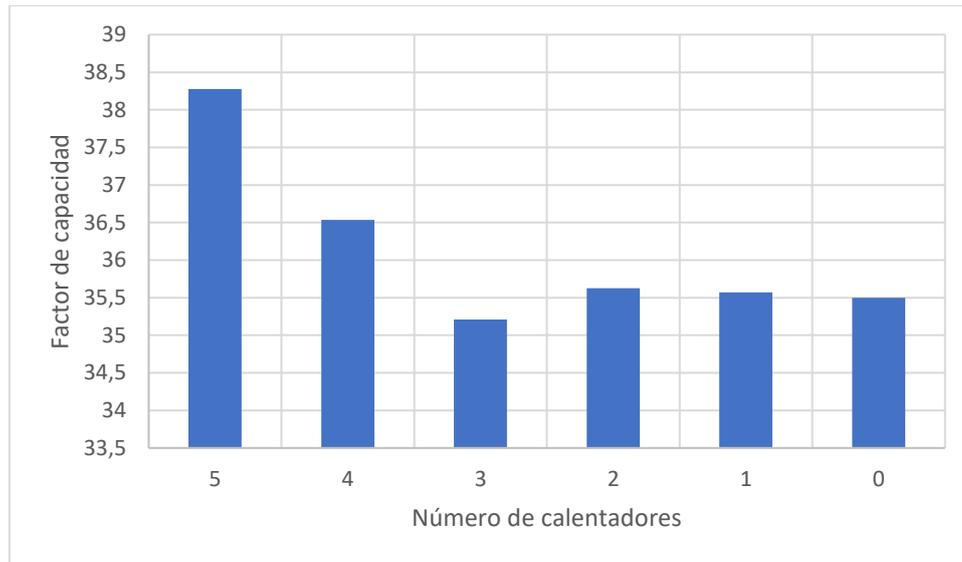


Fig. 69. Factor de capacidad de las distintas configuraciones de la planta simulada con un caudal másico de referencia. [Fuente de elaboración propia]

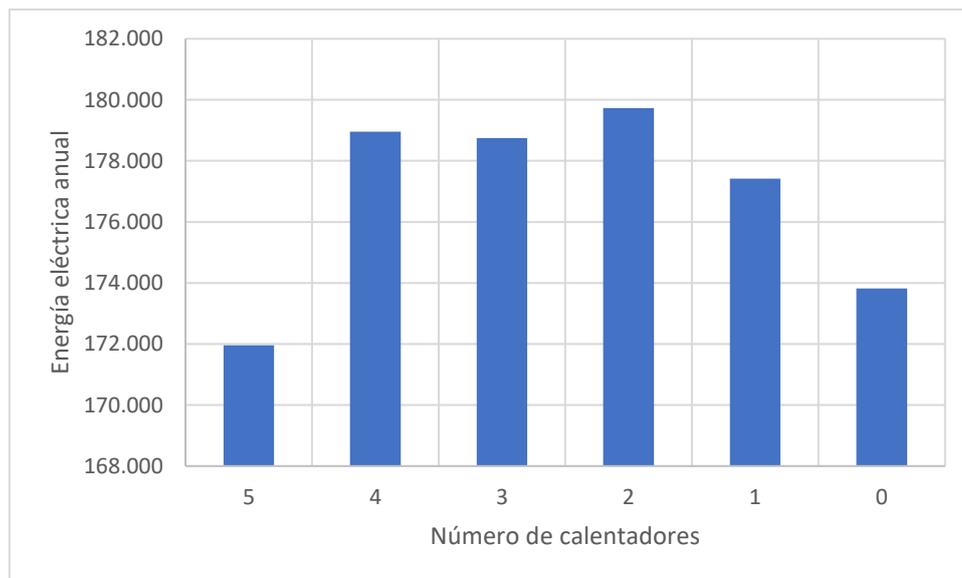


Fig. 70. Energía eléctrica anual generada para las distintas configuraciones de la planta simulada con un caudal másico fijo. [Fuente de elaboración propia]

Para este caso de estudio, se obtienen valores un poco distintos que, al considerar una potencia bruta fija, pero el razonamiento es el mismo para todos los parámetros, salvo para el factor de capacidad de la planta. La razón es que, para este caso, conforme se elimina el número de calentadores, aumenta la potencia tanto bruta como neta que desarrolla la turbina. Por tanto, la mayor potencia neta de la turbina debe compensarse con una mayor producción de energía eléctrica. Sin embargo, se refleja en las tablas y las gráficas que la relación entre la energía eléctrica que produce y la que produciría

trabajando a plena carga es menor conforme se eliminan los calentadores. La excepción resulta al quitar el primer calentador de baja presión, pero no es un cambio muy significativo.

5.6 Conclusiones

La realización de esta simulación anual, utilizando el software SAM, tenía como objetivo analizar las configuraciones calculadas con Cycle-Tempo en un punto de diseño. A su vez, este análisis estaba centrado en estudiar la influencia que tiene modificar las condiciones del calentamiento regenerativo, del bloque de potencia, en el funcionamiento de la planta.

Se concluye que los cambios más interesantes se producen al eliminar un calentador de alta presión, o al eliminar todos los calentadores de alta presión y uno de baja. El resto de las configuraciones no suponen un cambio importante para la operación de la planta.

En primer lugar, se planteó el análisis para el caso en el que todas las configuraciones generaran la misma potencia bruta porque de esta manera no habría que modificar la potencia del generador. En este caso, al eliminar un calentador de baja presión se consigue aumentar la energía eléctrica anual, aunque el rendimiento del ciclo disminuya, en parte por el aumento de la energía térmica almacenada. Por otro lado, mejora el factor de capacidad de la planta, así como la eficiencia en la conversión de la radiación solar a energía eléctrica. El único inconveniente sería el incremento del precio que le cuesta a la planta producir la electricidad, pero hay que tener en cuenta que no se incluye el efecto del número de calentadores en los costes del ciclo.

La otra opción sería disponer únicamente dos calentadores de baja presión, de esta forma se mejora incluso la producción de energía eléctrica por parte de la planta y una mejora del factor de planta. Además, aumenta el rendimiento del campo solar porque produce más energía térmica, mediante el aumento de su área de apertura. Los inconvenientes de esta configuración sería tener un rendimiento del ciclo de potencia inferior y que el coste de producción de la energía eléctrica sea aún mayor.

Se estudia la opción de reducir la presión de salida del desgasificador, que se traduce en un aumento de la energía eléctrica producida, así como del factor de capacidad.

Por tanto, puede resultar interesante su aplicación, siempre y cuando se evalúe de manera detallada el impacto económico de dicho cambio.

Por otro lado, el segundo caso de estudio planteado consideraba que todas las configuraciones tenían el mismo caudal de vapor vivo a la entrada de la turbina que en la configuración real de la planta Andasol-1. Por tanto, conforme se eliminan los calentadores, aumenta la potencia neta desarrollada por el ciclo. En este caso de estudio, se comprueba que la mejor configuración es la real en cuanto al factor de capacidad de la planta y costes de producción de energía eléctrica. La configuración más próxima a los datos obtenidos para la planta real, consistía en eliminar un calentador de alta presión.

Cuando se elimina un calentador de alta presión se reduce el factor de capacidad. Se interpreta que el aumento de la energía eléctrica anual generada no se produce de manera proporcional al aumento de la potencia neta generada por la turbina. La producción eléctrica será mayor en comparación a la configuración real, dado que el campo solar produce más energía térmica, pero el almacenamiento térmico será menor porque la demanda energética por parte del bloque de potencia también crece.

Para este caso, sería también interesante reducir la presión de salida del desgasificador, pero estableciendo una presión mínima admisible. Para la configuración con tres calentadores de baja presión, se reduce la presión de salida del desgasificador de 6,18 bar hasta 5 bar. Dicha modificación resultó en un aumento de la energía eléctrica producida, de la cantidad de energía térmica almacenada y del factor de capacidad.

Sin embargo, cuando dicha presión sigue decreciendo hasta los 4bar, ocurre justo lo contrario, ya que disminuye el factor de capacidad y la cantidad de energía almacenada, mientras que la variación de energía eléctrica producida es insignificante.

El presente estudio de la simulación anual con el programa SAM, permite al autor adquirir una serie de conocimientos relacionados con un área de trabajo propio de la Ingeniería Mecánica como son las centrales termosolares. Concretamente, permite el entendimiento de la influencia del calentamiento regenerativo, que se produce en el bloque de potencia, en el funcionamiento de la central solar termoeléctrica. Además, se adquieren conocimiento sobre dos softwares empleados por muchos profesionales del sector para simular ciclos termodinámicos y simular la operación de plantas termosolares en función del tiempo.

5.7 Conclusions

The aim of the annual simulation, carried out with SAM software, was to analyse the configurations calculated with Cycle-Tempo at a design point. In turn, this analysis was focused on the influence of modifying the conditions of the regenerative heating in the power block on the operation of a parabolic through solar plant with thermal storage.

It is set that the most interesting modifications are removing a high-pressure feedwater heater or removing all high pressure and one low pressure feedwater heater. The rest of configurations do not represent a significant change on the plant operation.

First, the analysis was proposed for the case in which all configurations generated the same gross power output, so the power of the generator would not have to be modified. In this case, by eliminating one high pressure feedwater heater, the annual electrical energy produced increases. Although, the energetic efficiency of the power cycle decreases, partly due to the increase in the stored thermal energy. On the other hand, it improves the capacity factor of the plant, as well as the efficiency in the conversion of solar radiation to electrical energy. The only drawback would be the increase in the price it costs the plant to produce electricity (LCOE), but it should be noted that the effect of the number of heaters is not included on the system costs.

The other option would be that the plant only uses two low pressure feedwater heaters, thus even improving the production of electrical energy by the plant and the capacity factor compared to the previous configuration. Besides, it increases the efficiency of the solar field because it produces more thermal energy, by increasing its aperture area. The drawbacks of this configuration would be a lower power cycle energetic efficiency and the cost of producing electrical energy is even higher.

The option of reducing the outlet pressure of the deaerator is studied, which translates into an increase in the electrical energy produced, as well as the capacity factor. Therefore, its application may be interesting, as long as the economic impact of said change is evaluated in detailed.

On the other hand, the second case of study considered that all the configurations had the same live steam mass flow rate at the high-pressure turbine inlet, which will be the same as in the real plant Andasol-1. Therefore, as feedwater heaters

are removed, the net power developed by the cycle increases. In this case, it is verified that the best configuration is the real one in terms of capacity factor and costs of production of electrical energy. The closest configuration to the data obtained compared to the actual plant consisted of eliminating one high pressure feedwater heater.

When a high pressure feedwater heater is removed, the capacity factor is reduced. It is interpreted that the rise in annual electrical energy generated does not occur proportionally to the increase in net power generated by the turbine. Electricity production will be greater compared to the actual configuration, since the solar field produces more thermal energy, but thermal storage will be less because the energy demand by the power block also increase.

In this case of study, it would also be interesting to reduce the outlet pressure of the deaerator, but establishing a minimum admissible pressure. For the configuration with three low pressure feedwater heaters, the outlet pressure of the deaerator is reduced from 6,18 bar to 5 bar. This modification resulted in an increase in the electrical energy produced, the amount of thermal energy stored and the capacity factor.

However, when the outlet pressure of the deaerator continues decreasing to 4 bar, occurs just the opposite, since it reduces the capacity factor and the amount of energy stored, while the variation in electrical energy is insignificant.

The present study of the annual simulation with SAM allows the author to acquire a series of knowledge related to one of the work areas of a Mechanical Engineer such as solar thermal power plants. Specifically, it allows understanding the influence of regenerative heating on the operation of the solar thermal power plant. In addition, the author acquires knowledge about two softwares used by many professionals in the sector to simulate thermodynamic cycles and simulate the operation of solar thermal plants as a function of time.



ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA

Titulación: Grado en Ingeniería Mecánica

TRABAJO DE FIN DE GRADO

ANÁLISIS DEL CALENTAMIENTO REGENERATIVO
DEL AGUA DE ALIMENTACIÓN EN PLANTAS
SOLARES TERMOELÉCTRICAS

BIBLIOGRAFÍA

Autor:

Jorge Herzog Gallardo

Tutor:

Agustín M. Delgado Torres

Julio, 2020

- [1] Paquete de medidas sobre clima y energía hasta 2020. Recurso online:
https://ec.europa.eu/clima/policies/strategies/2030_en#tab-0-0
- [2] International Renewable Energy Agency (IRENA). Recurso online:
<https://www.irena.org/solar>
- [3] Asociación Española para la Promoción de la Industria Termosolar. Recurso online:
<https://www.protermosolar.com/>
- [4] W. Stine, M. Geyer. “Power from the Sun”. Recurso online:
<http://www.powerfromthesun.net/Book/chapter03/chapter03.html#3.1%20Earth-Sun%20Angles>
- [5] Ventanas al universo. Recurso online:
https://www.windows2universe.org/geography/latitude_longitude_cutout.html&lang=sp
- [6] J. Blanco, Manuel; Ramírez, Lourdes. “Advances in Concentrating Solar Thermal Research and Technology”. O’Reilly for Higher Education, 2016. URL:
<https://learning-oreilly-com.accedys2.bbtck.ull.es/library/view/advances-in-concentrating/9780081005170/?ar>
- [7] Breeze, Paul. “Solar Power Generation”. O’Reilly for Higher Education, 2016. URL:
<https://learning-oreilly-com.accedys2.bbtck.ull.es/library/view/solar-power-generation/9780128040546/xhtml/Cover.xhtml>
- [8] Recurso online:
<http://bibing.us.es/proyectos/abreproy/4853/fichero/Cap%C3%ADtulo+2.+Descripci%C3%B3n+de+un+CP.pdf>
- [9] TSK Flagsol. Recurso online:
<http://www.heliotrough.com/english/history/history.html>
- [10] Muñoz-Anton, Javier. “Sistemas de generación eléctrica mediante calderas de vapor energizadas por radiación solar concentrada”. Tesis doctoral. UPM, 2008.
https://www.researchgate.net/publication/27623676_Sistemas_de_generacion_electrica_mediante_calderas_de_vapor_energizadas_por_radiacion_solar_concentrada
- [11] Recurso online: <https://themorningstarg2.wordpress.com/tag/colectores-cilindro-parabolicos/>

[12] Recurso online:

<http://bibing.us.es/proyectos/abreproy/5206/fichero/2.LA+RADIACI%C3%93N+SOLAR.pdf>

[13] Lovegrove, Keith; Stein, Wes. “Concentrating Solar Power Technology: Principles, Developments and Applications”. Ebook Central Academic Complete International Edition, 2012. URL: <https://ebookcentral-proquest-com.accedys2.bbt.ull.es/lib/bull-ebooks/detail.action?docID=1582328>

[14] SolarPaces. Recurso online: <https://www.solarpaces.org/>

[15] Blanco, Ana M; Sánchez, M. Victoria; Peña, Juan A. “Exergetic comparison of two different cooling technologies for the power cycle of a thermal power plant”. Dpto de Ingeniería de Procesos, Universidad de Las Palmas de Gran Canaria, 2010. URL:<https://doi.org/10.1016/j.energy.2010.09.033>

[16] Concentrating solar power project Andasol-1. Disponible en:

<https://solarpaces.nrel.gov/andasol-1>

[17] Asimptote Cycle-tempo. Recurso online: <http://www.asimptote.nl/software/cycle-tempo/>

[18] Kurup, Parthiv; S. Turchi, Craig. “Parabolic Trough Collector Cost Update for the System Advisor Model”. NREL, United States, 2015.

[19] System Advisor Model (SAM). Ventana de ayuda al usuario.

[20] Instituto para la Diversificación y Ahorro de la Energía (IDAE). “Evaluación del Potencial de Energía Solar Termoelectrica, Estudio Técnico. Estudio Técnico PER 2011-2020”. Madrid, 2011. Recurso online: https://www.idae.es/uploads/documentos/documentos_11227_e12_termoelectrica_A_fd47d41f.pdf

[21] System Advisor Model (SAM), National Renewable Energy Laboratory. General Description. NREL, 2013. Recurso online: <https://www.nrel.gov/docs/fy18osti/70414.pdf>

[22] System Advisor Model (SAM), National Renewable Energy Laboratory. Case Study: Andasol-1. NREL,2013. Recurso online:

https://sam.nrel.gov/images/web_page_files/sam_case_csp_physical_trough_andasol-1_2013-1-15.pdf

[23] European Commission. PVGIS “Photovoltaic Geographical Information System”.
Recurso online: <https://ec.europa.eu/jrc/en/pvgis>

[24] Propiedades del Therminol VP-1. Disponible en:
https://www.therminol.com/sites/therminol/files/documents/TF09A_Therminol_VP1.pdf

[25] Apuntes de motores térmicos, Dpto. de Ingeniería Industrial, Universidad de La Laguna, Sep. 2018

[26] Capítulo 2. Visión general sobre los ciclos combinados de turbinas de gas y turbina de vapor. Recurso online:
<http://bibing.us.es/proyectos/abreproy/4055/fichero/Unico+volumen%252F3.+Capitulo+2.pdf>

[27] Montenegro, Rocío. “Optimización de la red de intercambio de calor d una central térmica convencional mediante el método pinch”. Dpto de Ingeniería Térmica y de Fluidos, Universidad Carlos III de Madrid, 2015.

[28] Cengel, Y. A.; Boles, M.A.: Termodinámica. Mc Graw-Hill, 1996.

[29] Escala de Beaufort

<https://www.pce-iberica.es/medidor-detalles-tecnicos/tablas-de-velocidades-del-viento.htm>

[30] Bao Iglesias, Manuel. “Hacia el autoabastecimiento energético Microgeneración distribuida de energías térmica y eléctrica”. Universidad de Santiago de Compostela, 2011.

[31] Iniciación a la astronomía. Disponible en:
<http://iniciacionalaastronomia.weebly.com/ud2-coordenadas-celestes.html>

[32] Recurso online: <http://www.monitoruniversitario.com.mx/eventos/construyen-cuatro-heliostatos-de-gran-tamano-en-el-campo-de-pruebas-de-la-unison/>

- [33] Blog SEAS. Disponible en: https://www.seas.es/blog/disen%C3%B3_mecanico/tipos-de-motor-stirling/
- [34] ProTenders. Disponible en: <https://www.protenders.com/projects/puerto-errado-2>
- [35] Recurso online:
<http://www.ptolomeo.unam.mx:8080/jspui/bitstream/132.248.52.100/277/6/A6.pdf>
- [36] Gutiérrez, David. “Trabajo termosolar”. Universidad Carlos III de Madrid, 2018.
- [37] Industria e Ingeniería Química. Disponible en:
<http://www.industriaquimica.net/intercambiadores-de-calor.html>
- [38] Opex energy. Disponible en: http://opex-energy.com/termosolares/centrales_termosolares.html
- [39] Elías, Xavier. “Energía, Agua, Medioambiente, Territorialidad y Sostenibilidad”. Disponible en: https://books.google.es/books?id=GL_W-seakgC&pg=PA917&lpg=PA917&dq=16%25+rendimiento+planta+Andasol&source=bl&ots=z8cfhXfECW&sig=ACfU3U2MP_ANC1DaCTdtko1Vtvy5MsHfGJw&hl=es&sa=X&ved=2ahUKEwiv1_e53MfqAhUloRQKHXMebRMQ6AEwAHoECAoQAQ#v=onepage&q=16%25%20rendimiento%20planta%20Andasol&f=false



ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA

Titulación: Grado en Ingeniería Mecánica

TRABAJO DE FIN DE GRADO

**ANÁLISIS DEL CALENTAMIENTO REGENERATIVO
DEL AGUA DE ALIMENTACIÓN EN PLANTAS
SOLARES TERMOELÉCTRICAS**

ANEXOS

Autor:

Jorge Herzog Gallardo

Tutor:

Agustín M. Delgado Torres

Julio, 2020

ANEXO A. PARÁMETROS DE ENTRADA PARA SAM EXTRAÍDOS DEL CYCLE- TEMPO

7.1 Determinación de la temperatura de entrada al lazo

Si bien es cierto que el programa Cycle-Tempo permite la obtención de una gran variedad de valores, también tiene sus limitaciones. La demo del programa permite la simulación del ciclo de potencia, pero aparentemente no permite simular el campo solar. Para realizar la simulación en el programa SAM es necesario conocer las temperaturas del HTF antes y después de la transferencia de calor al bloque de potencia, pero Cycle-Tempo no permite obtener dichos datos. Aunque solo es necesaria la temperatura de entrada al lazo, ya que la temperatura de salida es previamente conocida, ya que será la misma para cualquier configuración porque el campo solar está diseñado para obtener una temperatura de HTF de 393°C a su salida.

Además, aparece otro inconveniente ya que en el ciclo real de potencia de la planta Andasol-1 se emplea un generador de vapor a la salida de los calentadores de alta presión. Sin embargo, la demo del programa Cycle-Tempo no permite simular este elemento, por lo que se sustituyó por una caldera. En conclusión, para obtener la temperatura de salida del HTF del generador de vapor será necesario realizar los cálculos manualmente.

El funcionamiento de un generador de vapor se puede encontrar explicado en el capítulo 1 del presente documento. Sin embargo, no se han descrito los estados termodinámicos para cada uno de los elementos que componen el generador ni para el fluido caloportador. Para ello, se muestra a continuación un diagrama T-s para analizar los cambios de estado en el generador de vapor.

Ante la falta de recursos gráficos encontrados, se ha empleado un esquema del generador de vapor que usa los gases de escape de la turbina de gas para calentar el fluido del ciclo de potencia. En este estudio, se emplea un HTF en lugar de los gases de escape, pero tanto el esquema como el diagrama T-s se definen igual para ambos casos. Por tanto, para este esquema cambiamos los gases de escape por el HTF.

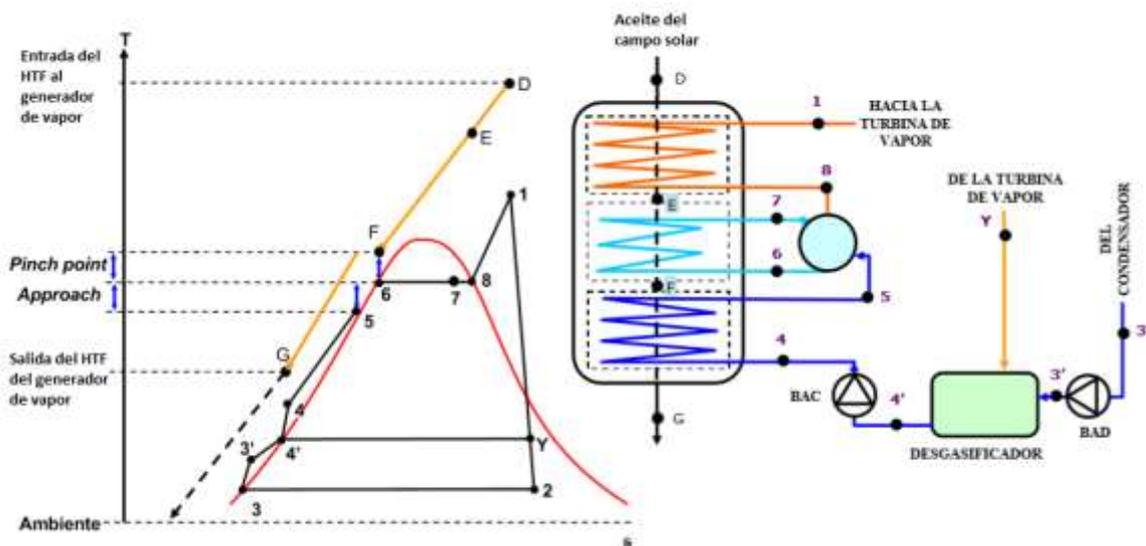


Fig. 71. Esquema y diagrama T-s del funcionamiento del generador de vapor [25]

En la figura se observa la línea recta de color naranja que representa el enfriamiento del HTF, mientras que la línea que va desde el punto 4 hasta el punto 1 representa el calentamiento del agua.

En el diagrama se distinguen las tres secciones de la caldera de recuperación de calor: el proceso de 4 a 5 corresponde al economizador; de 6 a 7 al evaporador; y de 8 a 1 indica el sobrecalentamiento producido en el sobrecalentador. La recta del evaporador es horizontal porque en la evaporación del agua no se considera pérdida de carga, por lo que no hay incremento de temperatura. Por otro lado, en el diagrama también se observan dos diferencias de temperaturas importantes para el estudio energético:

- **Pinch point:** También conocido como punto de división de la recuperación de calor, supone la mínima diferencia de temperatura en el intercambiador. Corresponde a la diferencia de temperatura del HTF a la salida del evaporador y la del agua a la entrada del mismo (diferencia entre los puntos F y 6 en el diagrama). Cuanto menor sea el pinch point, mayor será el rendimiento del ciclo porque se aprovecha mejor la energía. Sin embargo, para este caso el área de intercambio de calor requerida por el evaporador será mayor y, por tanto, el coste también.

- **Approach point:** Diferencia de temperatura entre la temperatura del agua que sale del economizador y la temperatura de saturación alcanzada en el evaporador (diferencia entre la horizontal que representa la temperatura de saturación y el punto 5 en el diagrama T-s). El approach point se establece como margen de seguridad para evitar que dentro del economizador se produzca evaporación. Se suele estimar un valor siempre superior a 3K, pudiendo ser menor en función del nivel de presión. [26]

El análisis pinch point es una extensión del segundo principio de la termodinámica, también considera el primer principio, para la gestión energética de los procesos de intercambio de calor. La Primera Ley, la de conservación de la energía, proporciona la ecuación de la energía para el cálculo de la variación de entalpía de las corrientes que atraviesan el intercambiador de calor, permitiendo cuantificar de manera inequívoca la posibilidad de recuperación de energía en un proceso.

CÁLCULOS:

A continuación, se explican con detalle todos los cálculos y valores necesarios para poder estimar la temperatura de entrada al lazo. Aunque en primer lugar se calcula el caudal másico de HTF que circula por el intercambiador de calor (generador de vapor). Inicialmente se tienen unos datos de partida que no posibilitan el cálculo directo de la temperatura de entrada al lazo, por lo que habrá que realizar alguna suposición. Los datos de partida que provienen de la simulación en Cycle-Tempo son:

PARÁMETRO	VALOR
Temperatura de entrada del agua al economizador *	236,02 °C
Presión de entrada al economizador*	102 bar
Caudal másico de agua**	59,77

*Tabla 46. Datos de partida para el cálculo de la temperatura de entrada al lazo.
[Fuente de elaboración propia]*

* La temperatura y la presión indicadas son para la configuración de 5 calentadores, pero si se modifica el número de calentadores, pueden variar estos valores.

** El caudal másico introducido es para la configuración real de la planta, pero si se modifica el número de calentadores, varía este valor.

El pinch point es un punto importante ya que divide la transferencia de calor en dos subsistemas termodinámicamente diferentes, donde cada uno de ellos estarán balanceados termodinámicamente.

1) Cálculo del flujo másico de HTF

Para los puntos superiores al pinch point, el proceso necesita calentamiento en términos netos. Se plantea un balance de energía que contemple dos perfiles de temperatura: un perfil del punto D al F y otro perfil del punto 5 al 1. Se concluye la siguiente fórmula:

$$\dot{m}_{steam} \times (h_1 - h_6) = \dot{m}_{HTF} \times C_{p,HTF} \times (T_D - T_F) \quad (20)$$

Donde:

\dot{m}_{steam} - caudal de agua que circula por el ciclo de potencia, es el mismo tanto a la entrada del economizador como a la salida del sobrecalentador [kg/s].

h_1 - entalpía específica del agua a la entrada de la turbina [kJ/kg*K]

h_5 - entalpía específica del agua a la salida del economizador [kJ/kg*K]

\dot{m}_{HTF} - caudal másico de HTF que circula por el campo solar [kg/s]

$C_{p,HTF}$ - calor específico del HTF

T_D - temperatura del HTF a la entrada del sobrecalentador [°C], siempre será 393°C

T_F - temperatura del HTF a la salida del evaporador [°C]

Con lo cual, el gasto másico del HTF depende tanto del caudal del agua que circula por el bloque de potencia como del valor del pinch point. Así pues, al reducir el valor del pinch point conseguimos transferir más calor al agua y por lo tanto aumentar la eficiencia de nuestra planta.

Inicialmente no se conoce el valor de algunos de los parámetros mencionados anteriormente. Las entalpías específicas se calculan usando las tablas proporcionadas por el libro Yunus Cengel [28].

En primer lugar, para el cálculo de la entalpía del agua a la salida del economizador se usa la tabla A-7 del Cengel “Agua líquida comprimida”, donde se puede obtener la entalpía para un líquido subenfriado conociendo su presión y su temperatura. Sin embargo, no conocemos ninguno de estos valores en el punto 5.

Primero, planteamos la hipótesis de que la caída de presión en el economizador es nula, por lo que la presión de entrada de 102 bar que tiene será la misma para el evaporador.

$$p_4 = p_5 \quad (14)$$

Después, se calcula la temperatura en el estado 5 y será necesario antes conocer la temperatura a la entrada del evaporador (estado 6). El estado 6 es líquido saturado, por lo que con la presión es posible obtener la temperatura de saturación usando la tabla A-5 del Cengel “Tabla de presiones del agua saturada”. Las presiones de 5 y 6 son las mismas porque no hay caída de presión en el calderín.

$$T_6 = T_{evap} = T_{sat}(p_6) \quad (21)$$

Para este caso, las presiones aparecen en MPa en la tabla por lo que habrá que realizar la conversión, sabiendo que 1 bar = 0.1 MPa.

Una vez conocida la temperatura de evaporación, podemos obtener dos temperaturas necesarias: la temperatura del agua a la salida del economizador y del HTF a la salida del evaporador. Para la obtención de la primera de ellas es necesario establecer el approach point del intercambiador. Para ello se recurre a datos oficiales de la planta Andasol-1 recogido en el análisis exergético realizado mostrado en la bibliografía [15].

Se elige un approach point de 4K en el presente estudio. La temperatura a la salida del economizador resulta de restarle el approach point (ΔT_{app}) a la temperatura de evaporación.

$$T_5 = T_{evap} - \Delta T_{app} \quad (22)$$

Finalmente, con los valores de T_5 y p_5 , obtenemos la entalpía específica a la salida del economizador usando la tabla mencionada.

La presión debe pasarse a unidades del Sistema Internacional, concretamente para la tabla a kPa, sabiendo que 1 bar es igual a 100kPa. El siguiente paso es con la presión conocida, buscar en la tabla la entalpía que le corresponde para un líquido saturado.

Se observa que en la tabla no aparece registrado un valor de 10,2 MPa, por lo que se aproxima a una presión de 10MPa, dado que la diferencia entre los resultados es mínima. Sin embargo, las temperaturas obtenidas son cercanas a 300°C

Se observa que los valores tabulados de temperatura van de 50 en 50°C, por lo que habrá casos en los que será necesario interpolar.

Por otro lado, para el cálculo de la entalpía del agua a la entrada de la turbina se usará la tabla para vapor de agua sobrecalentado. En este punto conocemos tanto la temperatura (373°C) como la presión (100 bar), por lo que se obtiene directamente el valor de la entropía. Para este caso, las presiones aparecen en MPa en la tabla A-6 “Vapor de agua sobrecalentado”, por lo que habrá que realizar la conversión, sabiendo que 1 bar = 0.1 MPa. [28]

Para el caso de una presión de 10 MPa, no aparece tabulada una temperatura de 373°C, por lo que también habrá que interpolar:

$$h_1 = h_{350^{\circ}C} + \frac{(373 - 350)^{\circ}C}{(400 - 350)^{\circ}C} \times (h_{400^{\circ}C} - h_{350^{\circ}C}) \quad (23)$$

Finalmente, se obtiene una entalpía: $h_1=3003,81$ [kJ/kg*K]

El siguiente parámetro que es necesario estimar es la temperatura del HTF a la salida del evaporador. Se obtiene añadiéndole a la temperatura de evaporación del agua, la diferencia de temperatura del pinch point (ΔT_{pp}). El valor del pinch point es conocido porque tomamos de ejemplo el de la planta Andasol-1, cuyo valor es de 7K, aunque suele estar en un rango entre 10-15K.

Por tanto, faltaría conocer la temperatura de evaporación del agua, que coincide con la temperatura de entrada al evaporador. Utilizando la tabla 5, del libro, “Tabla de presiones del agua saturada” usada ya previamente, se obtiene la temperatura de evaporación, en función de la presión de entrada al evaporador, que ya conocemos. Al igual que en los casos anteriores, puede ser necesario interpolar para obtener un resultado de mayor exactitud. La temperatura del HTF a la salida del evaporador será:

$$T_F = T_{evap} + \Delta T_{pp} \quad (24)$$

El último parámetro que hay que obtener a través de tablas es el calor específico, a partir de las tablas termodinámicas del fabricante [24]. Se debe determinar la temperatura para obtener el valor de la capacidad calorífica. Para ello se propone aplicar la temperatura promedio entre la temperatura del HTF a la salida del evaporador y la temperatura del HTF a la entrada del sobrecalentador:

$$T_{prom} = \frac{T_F + T_D}{2} \quad (25)$$

Se realiza una interpolación en caso de que el valor de la temperatura promedio no aparezca tabulado. Y posteriormente se procede al cálculo del caudal másico de HTF con la fórmula enunciada anteriormente.

$$\dot{m}_{HTF} = \frac{\dot{m}_{steam} \times (h_1 - h_5)}{C_{p,HTF} \times (T_D - T_F)} \quad (26)$$

A continuación, se muestra la tabla con todos los parámetros mencionados, calculados para las distintas configuraciones planteadas para el estudio.

ANEXO A. PARÁMETROS DE ENTRADA PARA SAM EXTRAÍDOS DE CYCLE-TEMPO

Número de calentadores	T entrada caldera (T_4) [°C]	T salida caldera (T_1) [°C]	Presión entrada turbina (p_1) [bar]	Presión entrada caldera (p_4) [bar]	Caudal de vapor vivo en la entrada de la turbina [kg/s]	Entalpía del agua a la salida del economizador (h_5) [kJ/kg*K]	Entalpía del agua a la entrada de la turbina (h_1) [kJ/kg*K]	Temperatura del HTF a la salida del evaporador (T_F) [°C]	Temperatura del HTF a la entrada del sobrecalentador (T_D) [°C]	Calor específico (C) [kJ/kg*K]	Caudal de HTF en el campo solar [kg/s]
5	236,02	373	100	102	59,77	1.392,72	3.003,81	319,42	393	1,99	658,00
4	191,01	373	100	102,5	54,88	1.394,80	3.003,81	319,77	393	1,99	606,24
3	162	373	100	103	52,97	1.396,86	3.003,81	320,12	393	1,99	586,89
3*	153,75	373	100	103	52,52	1.396,86	3.003,81	320,12	393	1,99	581,88
3**	145,47	373	100	103	52,07	1.396,86	3.003,81	320,12	393	1,99	576,94
2	162	373	100	103	53,29	1.396,86	3.003,81	320,12	393	1,99	590,43
1	162	373	100	103	53,88	1.396,86	3.003,81	320,12	393	1,99	596,98
0	162	373	100	103	54,84	1.396,86	3.003,81	320,12	393	1,99	607,58

Tabla 47. Datos necesarios para el cálculo del caudal de HTF que circula por el campo solar para distintos caudales. [Fuente de elaboración propia]

3- Planta con tres calentadores de baja presión y un desgasificador con una presión de salida de 6,18 bar

3- Planta con tres calentadores de baja presión y un desgasificador con una presión de salida de 5 bar*

*3**- Planta con tres calentadores de baja presión y un desgasificador con una presión de salida de 4 bar*

Número de calentadores	T entrada caldera (T_4) [°C]	T salida caldera (T_1) [°C]	Presión entrada turbina (p_1) [bar]	Presión entrada caldera (p_4) [bar]	Caudal de vapor vivo en la entrada de la turbina [kg/s]	Entalpía del agua a la salida del economizador (h_5) [kJ/kg*K]	Entalpía del agua a la entrada de la turbina (h_1) [kJ/kg*K]	Temperatura del HTF a la salida del evaporador (T_F) [°C]	Temperatura del HTF a la entrada del sobrecalentador (T_D) [°C]	Calor específico (C) [kJ/kg*K]	Caudal de HTF en el campo solar [kg/s]
5	236,02	373	100	102	59,77	1.392,72	3.003,81	319,42	393	1,99	658,00
4	191,01	373	100	102,5	59,77	1.394,80	3.003,81	319,77	393	1,99	660,29
3	162	373	100	103	59,77	1.396,86	3.003,81	320,12	393	1,99	662,28
3*	153,75	373	100	103	59,77	1.396,86	3.003,81	320,12	393	1,99	662,28
3**	145,47	373	100	103	59,77	1.396,86	3.003,81	320,12	393	1,99	662,28
2	162	373	100	103	59,77	1.396,86	3.003,81	320,12	393	1,99	662,28
1	162	373	100	103	59,77	1.396,86	3.003,81	320,12	393	1,99	662,28
0	162	373	100	103	59,77	1.396,86	3.003,81	320,12	393	1,99	662,28

Tabla 48. Datos necesarios para el cálculo del caudal de HTF que circula por el campo solar para el mismo caudal. [Fuente de elaboración propia]

3- Planta con tres calentadores de baja presión y un desgasificador con una presión de salida de 6,18 bar

3*- Planta con tres calentadores de baja presión y un desgasificador con una presión de salida de 5 bar

3**- Planta con tres calentadores de baja presión y un desgasificador con una presión de salida de 4 bar

2) Cálculo de la temperatura de entrada al lazo

El cálculo de este valor se realiza con un balance de energía en el economizador, a partir de los perfiles de temperatura por debajo del pinch point. Por tanto, se incluye: el perfil desde el punto F hasta el G; y el perfil desde el punto 4 hasta el 5. A partir del balance, se obtiene la siguiente ecuación:

$$\dot{m}_{steam} \times (h_5 - h_4) = \dot{m}_{HTF} \times C_{p,HTF} \times (T_F - T_G) \quad (27)$$

Donde:

\dot{m}_{steam} - caudal de agua que circula por el ciclo de potencia, es el mismo tanto a la entrada del economizador como a la salida del sobrecalentador [kg/s].

h_4 - entalpía específica del agua a la entrada de la caldera[kJ/kg*K]

h_5 - entalpía específica del agua a la salida del economizador [kJ/kg*K]

\dot{m}_{HTF} - caudal másico de HTF que circula por el campo solar [kg/s]

$C_{p,HTF}$ - calor específico del HTF

T_G - temperatura del HTF a la entrada de los lazos de concentradores [°C],

T_F - temperatura del HTF a la salida del evaporador [°C]

Al igual que para los cálculos realizados en el anterior apartado, también se usarán las tablas proporcionadas por el Yünus Cengel para obtener T_G .

En primer lugar, se estiman las entalpías específicas. La entalpía del agua a la entrada del evaporador ya se conoce porque se calculó previamente para determinar el caudal másico del HTF. Sin embargo, la entalpía del agua a la entrada del economizador es un valor desconocido que se conocerá utilizando la tabla 7 del libro “Agua líquida comprimida”.

En este punto conocemos tanto la temperatura como la presión, varían en función de la configuración, por lo que se obtiene directamente el valor de la entropía.

Se observa que hay una tabla para una presión de 10MPa y la siguiente sería para 15MPa. Por tanto, para valores de presión de 10,2MPa o 10,3MPa se decide utilizar la tabla para una presión de 10MPa porque la pérdida de exactitud es prácticamente despreciable. Además, ocurre como en otros cálculos donde será necesario interpolar con

las temperaturas para tener mayor precisión en el resultado obtenido (ver el apartado “Cálculo del flujo másico de HTF” con un ejemplo de interpolación).

El otro parámetro cuyo valor es desconocido es el calor específico del HTF para este balance de energía. Se calculará con las tablas del fabricante [24], para Therminol VP-1, con la temperatura promedio entre la temperatura del HTF a la salida del evaporador y la temperatura del agua en la entrada a la caldera (concretamente al economizador), como variable de entrada:

$$T_{prom} = \frac{T_F + T_4}{2} \quad (28)$$

Finalmente, se dispone de todos los datos necesarios para calcular la temperatura de entrada del HTF al lazo de colectores. Se usará la ecuación obtenida del balance de energía planteado:

$$T_G = T_F - \frac{\dot{m}_{steam} \times (h_5 - h_4)}{\dot{m}_{HTF} \times C_{p,HTF}} \quad (29)$$

Los resultados obtenidos se muestran en la siguiente tabla, pero coincidirán para los dos casos de estudio porque en ambos, la temperatura de entrada y salida de la caldera, así como las presiones de entrada a la turbina y a la caldera son iguales. Por tanto, para las modificaciones solo cambiarán los caudales másicos del intercambio de calor, es decir del agua del ciclo de potencia y del aceite del campo solar. Sin embargo, el caudal másico del aceite depende en los cálculos del flujo másico del agua, por lo que la modificación de uno de los caudales, se compensa con la variación del otro para obtener la misma temperatura de entrada al lazo.

ANEXO A. PARÁMETROS DE ENTRADA PARA SAM EXTRAÍDOS DE CYCLE-TEMPO

Número de calentadores	T entrada caldera (T_4) [°C]	T salida caldera (T_1) [°C]	Presión entrada turbina [bar]	Presión entrada caldera [bar]	Caudal de vapor vivo en la entrada de la turbina [kg/s]	Caudal de HTF en el campo solar [kg/s]	Entalpía del agua a la salida del economizador (h_5) [kJ/kg*K]	Entalpía del agua a la entrada de la caldera (h_4) [kJ/kg*K]	Temperatura del HTF a la salida del evaporador (T_F) [°C]	Calor específico (C) [kJ/kg*K]	Temperatura del HTF a la entrada del lazo (T_G) [°C]
5	236,02	373	100	102	59,772	658,00	1.392,72	1.019,90	319,42	1,79	300,45
4	191,01	373	100	102,5	54,879	606,24	1.394,80	816,19	319,77	1,73	289,42
3	162	373	100	103	52,968	586,89	1.396,86	689,68	320,12	1,68	287,85
3*	153,75	373	100	103	52,516	581,88	1.396,86	654,27	320,12	1,67	280,08
3**	145,47	373	100	103	52,070	576,94	1.396,86	618,85	320,12	1,67	277,97
2	162	373	100	103	53,288	590,43	1.396,86	689,68	320,12	1,68	282,20
1	162	373	100	103	53,879	596,98	1.396,86	689,68	320,12	1,68	282,20
0	162	373	100	103	54,836	607,58	1.396,86	689,68	320,12	1,68	282,20

*Tabla 49. Datos necesarios para el cálculo de la temperatura del HTF a la entrada del lazo para distintos caudales y la misma potencia bruta.
[Fuente de elaboración propia]*

3- Planta con tres calentadores de baja presión y un desgasificador con una presión de salida de 6,18 bar

3*- Planta con tres calentadores de baja presión y un desgasificador con una presión de salida de 5 bar

3**- Planta con tres calentadores de baja presión y un desgasificador con una presión de salida de 4 bar

Número de calentadores	T entrada caldera (T_4) [°C]	T salida caldera (T_1) [°C]	Presión entrada turbina [bar]	Presión entrada caldera [bar]	Caudal de vapor vivo en la entrada de la turbina [kg/s]	Caudal de HTF en el campo solar [kg/s]	Entalpía del agua a la salida del economizador (h_5) [kJ/kg*K]	Entalpía del agua a la entrada de la caldera (h_4) [kJ/kg*K]	Temperatura del HTF a la salida del evaporador (T_F) [°C]	Calor específico (C) [kJ/kg*K]	Temperatura del HTF a la entrada del lazo (T_G) [°C]
5	236,02	373	100	102	59,772	658,00	1.392,72	1.019,90	319,42	1,79	300,45
4	191,01	373	100	102,5	59,772	660,29	1.394,80	816,19	319,77	1,73	289,42
3	162	373	100	103	59,772	662,28	1.396,86	689,68	320,12	1,68	282,20
3*	153,75	373	100	103	59,772	662,28	1.396,86	654,27	320,12	1,67	280,08
3**	145,47	373	100	103	59,772	662,28	1.396,86	618,85	320,12	1,67	277,97
2	162	373	100	103	59,772	662,28	1.396,86	689,68	320,12	1,68	282,20
1	162	373	100	103	59,772	662,28	1.396,86	689,68	320,12	1,68	282,20
0	162	373	100	103	59,772	662,28	1.396,86	689,68	320,12	1,68	282,20

Tabla 50. Datos necesarios para el cálculo de la temperatura del HTF a la entrada del lazo para el mismo caudal. [Fuente de elaboración propia]

3- Planta con tres calentadores de baja presión y un desgasificador con una presión de salida de 6,18 bar

3*- Planta con tres calentadores de baja presión y un desgasificador con una presión de salida de 5 bar

3**- Planta con tres calentadores de baja presión y un desgasificador con una presión de salida de 4 bar.

Se puede comprobar la precisión del resultado obtenido con los cálculos para la temperatura de entrada al lazo. Para ello, se toma como valor de referencia la temperatura determinada en el estudio exergético de la planta Andasol-1. Si los cálculos están bien realizados, el resultado debe ser muy similar porque se usaron los mismos datos para la simulación del bloque de potencia.[22]

El estudio indica una temperatura de 301°C, mientras que planteando los balances de energía se obtiene una temperatura de 300,44°C. Por tanto, el cálculo es preciso ya que solo hay una diferencia entre valores de 0,5°C.