



**Escuela Superior
de Ingeniería y Tecnología**
Universidad de La Laguna

TRABAJO FIN DE GRADO

ANÁLISIS DE UNA PLANTA HÍBRIDA SOLAR-FÓSIL DE CICLO COMBINADO

Titulación: Grado en Ingeniería Mecánica

Autor: Víctor de la Cruz Martín

Tutor: Agustín Delgado Torres

La Laguna, julio de 2022



**Escuela Superior
de Ingeniería y Tecnología**
Universidad de La Laguna

TRABAJO FIN DE GRADO

**ANÁLISIS DE UNA PLANTA HÍBRIDA
SOLAR-FÓSIL DE CICLO COMBINADO**

ÍNDICE GENERAL

Titulación: Grado en Ingeniería Mecánica

Autor: Víctor de la Cruz Martín

Tutor: Agustín Delgado Torres

La Laguna, julio de 2022

ÍNDICE GENERAL

ÍNDICE DE FIGURAS	5
ÍNDICE DE TABLAS	10
ACRÓNIMOS	12
SIMBOLOGÍA.....	14
ÍNDICE DE MEMORIA	I

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.1 Consumo de energía a escala mundial.....	3
Figura 1.2 Consumo mundial de energía 2000-2050	3
Figura 1.3 Emisiones anuales de CO2 a escala mundial.....	4
Figura 1.4 Evolución de las energías renovables a escala mundial.....	5
Figura 1.5 Evolución de la energía en los últimos diez años en la UE.....	6
Figura 1.6 Estructura de la generación peninsular en el 2019 y 2020	7
Figura 2.5 Energías renovables 2020 en Europa, por objetivos	13
Figura 2.6 Evolución en la emisión de GEI en la UE.....	14
Figura 2.7 Evolución de la generación renovable y no renovable peninsular	15
Figura 2.8 Evolución de la estructura de potencia eléctrica instalada peninsular	16
Figura 2.9 Centrales térmicas en Canarias	18
Figura 2.10 Evolución de la estructura de generación de las Islas Canarias.....	19
Figura 2.11 Evolución de las emisiones de gases de efecto invernadero en Canarias.....	20
Figura 2.12 Evolución de la contribución de las emisiones de GEI de Canarias al conjunto de las emisiones de España.	20
Figura 2.13 Distribución porcentual de la potencia eléctrica b.a. instalada en Canarias, 2020.....	21
Figura 2.14 Potencia eléctrica de origen renovable instalada en Canarias, 2020	22
Figura 2.15 Evolución de la potencia eléctrica de origen renovable instalada en Canarias.....	22
Figura 2.16 Evolución de la potencia eléctrica de origen renovable instalada en Tenerife, ud:KW.....	23
Figura 2.17 Porcentaje de inyección de energía eléctrica de origen renovable respecto a la energía total puesta en red cada mes.....	24
Figura 3.1 Esquema básico de central térmica de ciclo combinado	26
Figura 3.2 Configuración simple ciclo Brayton abierto	28
Figura 3.3 Diagrama T-s ciclo Brayton abierto	30
Figura 3.4 Ciclo Brayton con recuperación y diagrama T-s ideal.....	31
Figura 3.5 Ciclo Brayton con interenfriamiento y diagrama T-s ideal.....	32
Figura 3.6 Ciclo Brayton con combustión secuencial y diagrama T-s ideal	33
Figura 3.7 Ciclo Brayton con regeneración, recalentamiento e interenfriamiento y diagrama T-s	34

Figura 3.8 Esquema ciclo de Rankine simple.....	35
Figura 3.9 Diagrama T-s ideal para ciclo de Rankine simple	36
Figura 3.10 Ciclo de Rankine con sobrecalentamiento y diagrama T-s ideal	37
Figura 3.11 Diagrama T-s ideal vs real para ciclo de Rankine con sobrecalentamiento.....	38
Figura 3.12 Ciclo de Rankine con sobrecalentamiento	40
Figura 3.13 Esquema conceptual del calderín	41
Figura 3.14 Ciclo de Rankine sobrecalentado con recalentamiento	42
Figura 3.15 Ciclo de Rankine sobrecalentado con regeneración abierta.....	45
Figura 3.16 Ciclo de Rankine sobrecalentado con regeneración cerrada.....	46
Figura 3.17 Ciclo de Rankine sobrecalentado con drenaje hacia condensador	46
Figura 3.18 Ciclo de Rankine sobrecalentado con drenaje hacia línea de alta presión	47
Figura 3.19 Comparativa de emisiones de los principales combustibles fósiles....	49
Figura 3.20 Comparativa entre central térmica de turbina de gas y central térmica de ciclo combinado	50
Figura 3.21 Ciclo combinado simple.....	51
Figura 3.22 HRSG con un único nivel de presión.....	52
Figura 3.23 HRSG (izq.) vs OTSG (dcha.)	54
Figura 3.24 Diagrama de temperatura para caldera de recuperación de un único nivel de presión.....	56
Figura 3.25 HRSG con dos niveles de presión.....	58
Figura 3.26 Evolución de temperaturas en HRSG con uno (izq.) y dos (dcha.) niveles de presión	58
Figura 3.27 Comparativa ciclos combinados con uno, dos y tres niveles de presión en caldera	59
Figura 3.28 Configuración 1x1 multieje	60
Figura 3.29 Configuración 1x1 monoeje.....	61
Figura 3.30 Configuración 2x1.....	61
Figura 3.31 Evolución de la producción bruta del régimen ordinario peninsular....	63
Figura 3.32 Estructura de la generación peninsular en 2019 y 2020	64
Figura 3.33 Coeficiente de utilización de las centrales térmicas peninsulares	65
Figura 3.34 Estructura de la generación de junio de 2021	66
Figura 3.35 Centrales eléctricas en las Islas Canarias	67

Figura 3.36 Estructura tecnológica del parque de generación en Canarias, año 2020	68
Figura 4.1 Radiación directa normal (DNI) en España	70
Figura 4.2 Tecnologías CSP (<i>Concentrated Solar Power</i>)	71
Figura 4.3 Tecnología Fresnel lineal	72
Figura 4.4 Tecnología Receptor central, Gemasolar	73
Figura 4.5 Disco parabólico	74
Figura 4.6 Colector cilindro parabólico	75
Figura 4.7 Cuerpo de heliostato	77
Figura 4.8 Central de torre central	81
Figura 5.1 Hibridación ISCC con colectores cilindro-parabólicos.....	84
Figura 5.2 Plantas ISCC en el mundo	85
Figura 6.1 Especificaciones técnicas turbina de gas 6F.03	86
Figura 6.2 Especificaciones técnicas turbina de vapor STF-A200	87
Figura 6.3 Esquema Ciclo Combinado II de la central térmica de Granadilla	88
Figura 7.1 New Chemical Process Model.....	96
Figura 7.2 Configuration Wizard - Introduction	97
Figura 7.3 Configuration Wizard - Compounds	97
Figura 7.4 Configuration Wizard – Property Packages	98
Figura 7.5 Configuration Wizard – System of Units.....	99
Figura 7.6 Ventana de modelado – Parte superior.....	100
Figura 7.7 Ventana de modelado – Parte inferior.....	100
Figura 7.8 Selección de equipo “ <i>Expander (turbine)</i> ”	102
Figura 7.9 Ventana de propiedades de flujo.....	103
Figura 7.10 Componentes químicos del flujo	103
Figura 7.11 Propiedades del flujo	104
Figura 7.12 Ventana con propiedades de la turbina.....	105
Figura 7.13 Propiedades del flujo másico de salida	105
Figura 7.14 Potencia desarrollada por la turbina.....	106
Figura 7.15 Ciclo de Rankine en DWSIM	106
Figura 7.16 Settings - Reactions	108
Figura 7.17 Crear reacciones químicas	108
Figura 7.18 Combustión del metano.....	109

Figura 7.19 Ciclo de gas en DWSIM	109
Figura 7.20 Ciclo de vapor en DWSIM	110
Figura 7.21 Modelado del calderín de alta presión en DWSIM	111
Figura 7.22 “Heater” auxiliar para modelar calderín	112
Figura 7.23 HRSG en DWSIM	113
Figura 7.24 Esquema Ciclo Combinado II de la central térmica de Granadilla	122
Figura 7.25 SAM - Start a new project.....	123
Figura 7.26 SAM - Power Tower Molten Salt	123
Figura 7.27 SAM - Location and Resource.....	124
Figura 7.28 PVGIS.....	125
Figura 7.29 PVGIS – Central térmica de Granadilla.....	125
Figura 7.30 SAM – Modelo central de torre.....	126
Figura 7.31 SAM – System Design.....	127
Figura 7.32 SAM – Power Cycle.....	130
Figura 7.33 SAM – Heliostat Field	130
Figura 7.34 SAM – Tower and Receiver.....	131
Figura 7.35 SAM – Thermal Storage	131
Figura 7.36 SAM – Design Point Parameters.....	132
Figura 7.37 SAM – Heliostat Field	133
Figura 7.38 Parámetros SAM – Heliostat Field	134
Figura 7.39 Parámetros SAM – Thermal Storage	134
Figura 7.40 SAM – Tower and Receiver.....	135
Figura 7.41 SAM – Simulate.....	135
Figura 7.42 SAM – PC input energy	136
Figura 8.1 Temperatura de entrada a turbina de gas frente al grado de carga....	143
Figura 8.2 Potencia neta de TG y TV frente al grado de carga.....	143
Figura 8.3 Temperatura de salida de TG y de entrada a TV frente al grado de carga	145
Figura 8.4 DWSIM – Ciclo de gas con grado de carga del ciclo combinado del 77,7%.....	147
Figura 8.5 DWSIM – Turbinas de vapor con grado de carga del ciclo combinado del 77,7%.....	147
Figura 8.6 Cálculo de potencia térmica intercambiada	148
Figura 8.7 Energía térmica anual frente al volumen de almacenamiento	152

Figura 8.8 Energía térmica anual por unidad de área frente al volumen de almacenamiento.....	154
Figura 8.9 Energía térmica anual por unidad de área frente al volumen de almacenamiento, ajuste fino	160
Figura 8.10 SAM – Ejecución para múltiplo solar de 1	162
Figura 8.11 SAM – Ejecución para múltiplo solar de 1,1	162
Figura 8.12 Energía térmica anual por unidad de área frente al volumen de almacenamiento, ajuste fino	163
Figura 8.13 Energía térmica anual por unidad de área frente al múltiplo solar....	164

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 7.1 Simbología de equipos y flujos en DWSIM	101
Tabla 7.2 Variables de entrada para el ciclo de gas, validación	114
Tabla 7.3 Variables de entrada para el HRSG, validación	115
Tabla 7.4 Variables de entrada para el ciclo de vapor, validación.....	115
Tabla 7.5 Comparación de parámetros simulados vs. tomados de referencia.....	116
Tabla 7.6 Variables de entrada para el ciclo de gas, operación nominal	118
Tabla 7.7 Variables de entrada para el HRSG, operación nominal	118
Tabla 7.8 Variables de entrada al ciclo de vapor, operación nominal	119
Tabla 7.9 Parámetros característicos del ciclo combinado, operación nominal ...	119
Tabla 7.10 Cálculo del PCI del gas natural.....	120
Tabla 7.12 Parámetros de diseño para estudio de planta solar térmica de torre central	131
Tabla 8.1 Ciclo combinado, operación nominal	138
Tabla 8.2 Ciclo combinado, reducción del 2% de combustible.....	139
Tabla 8.3 Ciclo combinado, reducción del 4% de combustible.....	139
Tabla 8.4 Ciclo combinado, reducción del 6% de combustible.....	139
Tabla 8.5 Ciclo combinado, reducción del 8% de combustible.....	140
Tabla 8.6 Ciclo combinado, reducción del 10% de combustible.....	140
Tabla 8.7 Ciclo combinado, reducción del 12% de combustible.....	140
Tabla 8.8 Ciclo combinado, reducción del 14% de combustible.....	141
Tabla 8.9 Ciclo combinado, reducción del 16% de combustible.....	141
Tabla 8.10 Ciclo combinado, reducción del 18% de combustible.....	141
Tabla 8.11 Ciclo combinado, reducción del 20% de combustible.....	142
Tabla 8.12 Rendimiento y potencia del ciclo combinado en los casos de estudio a carga parcial	144
Tabla 8.13 Temperaturas del ciclo combinado en los casos de estudio a carga parcial.....	146
Tabla 8.14 Ciclo combinado, reducción del 17,76% de combustible.....	146
Tabla 8.15 Almacenamiento térmico.....	149
Tabla 8.16 Estudio con múltiplo solar de 1	150
Tabla 8.17 Estudio con múltiplo solar de 1,5	150
Tabla 8.18 Estudio con múltiplo solar de 2 y área ocupada 801.237m ²	150
Tabla 8.19 Estudio con múltiplo solar de 2,5	151

Tabla 8.20	Estudio con múltiplo solar de 3	151
Tabla 8.21	Almacenamiento térmico empleado en ajuste fino	156
Tabla 8.22	Estudio con múltiplo solar de 1	156
Tabla 8.23	Estudio con múltiplo solar de 1,1	157
Tabla 8.24	Estudio con múltiplo solar de 1,2	157
Tabla 8.25	Estudio con múltiplo solar de 1,3	157
Tabla 8.26	Estudio con múltiplo solar de 1,4	158
Tabla 8.27	Estudio con múltiplo solar de 1,5	158
Tabla 8.28	Estudio con múltiplo solar de 1,6	158
Tabla 8.29	Estudio con múltiplo solar de 1,7	159
Tabla 8.30	Estudio con múltiplo solar de 1,8	159
Tabla 8.31	Estudio con múltiplo solar de 1,9	159
Tabla 8.32	Estudio con múltiplo solar de 2	160
Tabla 8.33	Parámetros característicos para la planta solar térmica de torre central	165
Tabla 8.34	Ciclo combinado en configuración 2x1 al 77,7% sin y con hibridación	167
Tabla 8.35	Ciclo combinado en operación 2x1 híbrido al 77,7% frente sin hibridar al 94,7%	169
Tabla 11.1	Propiedades de los estados del ciclo de gas en operación nominal ..	177
Tabla 11.2	Propiedades de los estados del HRSG en operación nominal	177
Tabla 11.3	Propiedades de los estados del HRSG (auxiliares calderín) en operación nominal.....	178
Tabla 11.4	Propiedades del ciclo de vapor en operación nominal	178

ACRÓNIMOS

ACS – Agua Caliente Sanitaria

AP – Alta Presión

BAP – Bomba de Alta Presión

BBP – Bomba de Baja Presión

BC – Basis Component

BP – Baja Presión

BR – Bomba de Recirculación

CC – Combined Cycle

CCP – Colector Cilindro Parabólico

CCS – Carbon Capture and Storage

CR – Central Receiver

CSP – Concentrated Solar Power

CSTR – Continuous Stirred Tank Reactor

CTCC – Central Térmica de Ciclo Combinado

DNI – Direct Normal Irradiation

EE. UU – Estados Unidos

GDF – Gaz De France

GEI – Gases de Efecto Invernadero

GHG – Greenhouse Gases

HP – High Pressure

HRSG – Heat Recovery Steam Generator

HTF – Heat Transfer Fluid

ISCC – Integrated Solar Combined Cycle

LCOE – Levelized Cost Of Electricity

LFR – Linear Fresnel Reflector

LP – Low Pressure

NREL – National Renewable Energy Laboratory

ORC – Organic Rankine Cycle

OTSG – Once Through Steam Generator

PC – Power Cycle

PCI – Poder Calorífico Inferior

PD – Parabolic Dish

PNIEC – Plan Nacional Integrado de Energía y Clima

PT – Parabolic Trough

PTECan – Plan de Transición Energética de Canarias

PVGIS – Photovoltaic Geographical Information System

REE – Red Eléctrica de España

SAM – System Advisor Model

SFC – Specific Fuel Consumption

SM – Solar Multiple

TFG – Trabajo Fin de Grado

UE – Unión Europea

ULL – Universidad de La Laguna

Simbología

f – Dosado de la cámara de combustión

\dot{m}_a – Caudal másico de aire

\dot{m}_{comb} – Caudal másico de combustible

\dot{m}_v – Caudal másico de vapor de alta presión

T_{G5} – Temperatura de salida de la cámara de combustión

T_{G6} – Temperatura de salida de la turbina de gas

T_{G12} – Temperatura de salida de los gases de escape del HRSG

T_{V1} – Temperatura de entrada a turbina de vapor

\dot{W}_{CC} – Potencia neta del ciclo combinado

\dot{W}_{TG} – Potencia neta de la turbina de gas

\dot{W}_{TV} – Potencia neta de la turbina de vapor

\dot{W}_{tg} – Potencia bruta de la turbina de gas

\dot{W}_c – Potencia del compresor

$\dot{W}_{tv,AP}$ – Potencia bruta de la turbina de vapor de alta presión

$\dot{W}_{tv,BP}$ – Potencia bruta de la turbina de vapor de baja presión

$\dot{W}_{BBP+BAP+BR}$ – Potencia de BBP, BAP, BR

β_{CC} – Grado de carga del ciclo combinado

η_{CC} – Rendimiento térmico del ciclo combinado



**Escuela Superior
de Ingeniería y Tecnología**
Universidad de La Laguna

TRABAJO FIN DE GRADO

ANÁLISIS DE UNA PLANTA HÍBRIDA SOLAR-FÓSIL DE CICLO COMBINADO

ÍNDICE DE MEMORIA

Titulación: Grado en Ingeniería Mecánica

Autor: Víctor de la Cruz Martín

Tutor: Agustín Delgado Torres

La Laguna, julio de 2022

ÍNDICE DE MEMORIA

1	INTRODUCCIÓN	1
1.1	Resumen.....	1
1.2	Abstract.....	2
1.3	Antecedentes	3
1.4	Objetivos	10
1.5	Alcance	11
2	PANORAMA ENERGÉTICO ACTUAL	12
2.1	Políticas energéticas de la Unión Europea.....	12
2.2	Sector eléctrico en España	15
2.2.1	Plan Nacional Integrado de Energía y Clima (PNIEC)	16
2.3	Sector eléctrico en Canarias.....	17
2.3.1	Histórico de penetración de renovables en Tenerife	21
2.3.2	Plan de Transición Energética de Canarias (PTECan)	24
3	INTRODUCCIÓN AL CICLO COMBINADO	26
3.1	Ciclo de gas	27
3.1.1	Recuperación.....	30
3.1.2	Interenfriamiento	31
3.1.3	Combustión secuencial.....	32
3.2	Ciclo de vapor	34
3.2.1	Sobrecalentamiento	36
3.2.2	Sobrecalentamiento con recalentamiento	41
3.2.3	Sobrecalentamiento con regeneración	43
3.3	Ciclo combinado	48
3.3.1	Ventajas e inconvenientes.....	48
3.3.2	Caldera de recuperación.....	51
3.3.3	Niveles de presión	56
3.3.4	Configuraciones	60
3.3.5	Estado del arte en España.....	62
4	ENERGÍA SOLAR	69
4.1	Energía solar térmica.....	69
4.2	Tecnologías de concentración solar	71
4.2.1	Reflector Lineal de Fresnel (<i>Linear Fresnel reflector</i>)	71
4.2.2	Torre central (<i>Central receiver</i>).....	72
4.2.3	Disco parabólico (<i>Parabolic dish</i>)	73
4.2.4	Colector cilindro-parabólico (<i>Parabolic trough</i>).....	74
4.3	Tecnología de torre central	75
4.3.1	Componentes del sistema	76

5	HIBRIDACIÓN	82
5.1	Hibridación ISCC (Integrated Solar Combined Cycle)	82
5.1.1	Plantas ISCC existentes	85
6	CENTRAL TÉRMICA DE GRANADILLA: CC II	86
7	METODOLOGÍA	89
7.1	Softwares de cálculo	89
7.1.1	Aspen Plus	89
7.1.2	Thermoflex	89
7.1.3	CyclePad.....	90
7.1.4	Matlab	90
7.1.5	DWSIM.....	91
7.2	Software de simulación DWSIM	91
7.2.1	Ventajas y desventajas	92
7.2.2	Proceso de aprendizaje	94
7.2.3	Modelado del ciclo combinado de estudio	96
7.2.4	Validación del modelo	113
7.2.5	Ciclo combinado bajo operación nominal	116
7.3	System Advisor Model (SAM)	120
7.3.1	Diseño de la planta solar térmica.....	121
8	PRESENTACIÓN Y ANÁLISIS DE RESULTADOS	137
8.1	Ciclo combinado a carga parcial.....	137
8.2	Central solar térmica	148
8.3	Planta híbrida de ciclo combinado	165
9	CONCLUSIONES	170
9.1	Conclusiones	170
9.2	Conclusions	172
10	REFERENCIAS	174
11	ANEXO DE RESULTADOS	177

1 INTRODUCCIÓN

1.1 Resumen

El presente Trabajo Fin de Grado aborda el análisis energético de una planta híbrida solar-fósil de ciclo combinado (*Integrated Solar Combined Cycle, ISCC*).

Para ello, tomando como referencia el Ciclo Combinado II de la Central Térmica de Granadilla (Tenerife), se han empleado los softwares de simulación DWSIM y SAM (*System Advisor Model*). En DWSIM se ha modelado el ciclo combinado, mientras que en SAM la central solar térmica, empleando la tecnología de torre central.

En primer lugar, se ha estudiado el ciclo combinado gas-vapor operando a distintos grados de carga parcial, seleccionando uno de ellos como punto de diseño sobre el que realizar la hibridación solar-fósil. Posteriormente, se ha diseñado la planta solar térmica de torre central, donde la premisa ha sido optimizar la energía térmica anual producida por unidad de área ocupada, a través del análisis de la capacidad de almacenamiento y el múltiplo solar (*Solar Multiple, SM*).

Del estudio se obtiene la energía eléctrica adicional que es posible generar a partir de la incorporación solar anualmente, donde los principales efectos de la hibridación son el aumento de la potencia neta del ciclo y la reducción del consumo de combustible, con la correspondiente menor emisión de gases de efecto invernadero (*Greenhouse Gases, GHG*).

Asimismo, la hibridación solar-fósil supondría un impulso en la integración de las energías renovables en Canarias, donde la transición energética avanza lentamente y urge tomar medidas de cara al cumplimiento de los próximos objetivos, nacionales e internacionales, en materia energética y medioambiental.

1.2 Abstract

The present Final Degree Project tackles the energy analysis of an Integrated Solar Combined Cycle (ISCC) Power Plant.

To this end, taking the Combined Cycle II of Granadilla Thermal Power Plant as a reference, the simulation software DWSIM and SAM (System Advisor Model) have been used. The combined cycle has been modelled using DWSIM, whereas the solar thermal plant was modelled using SAM, utilizing the central receiver system.

First, the combined cycle has been studied under different partial load values, taking one of them as the design point to make the solar-fossil hybridization. Subsequently, the premise to design the solar thermal plant was to optimize the yearly thermal energy produced per occupied unit area, through the analysis of the storage capacity (full load hours of storage) and the solar multiple.

From the study, the additional yearly electric power produced due to the incorporation of the solar system is obtained, where the hybridization major effects are the increase in net output power and the reduction in fuel consumption, leading to less greenhouse gases emissions.

Likewise, the solar-fossil hybridization would provide a boost in renewable energy integration in the Canary Islands, where the energy transition is currently happening at a slow pace and it is urgent to take actions to fulfil green transition objectives as quickly as possible, in energy and environmental matters.

1.3 Antecedentes

Situación energética mundial

En las últimas décadas el consumo energético mundial ha aumentado sin cesar, debido esencialmente al crecimiento demográfico y al mayor desarrollo tecnológico acaecido. Siendo así, la energía ha sido un pilar fundamental en la evolución de los países a nivel social y económico, llegando a convertirse hoy día en un elemento indispensable que da origen a todo lo que nos rodea, y cuya dependencia es inevitable. Este crecimiento exponencial puede ser observado en la Figura 1.1.

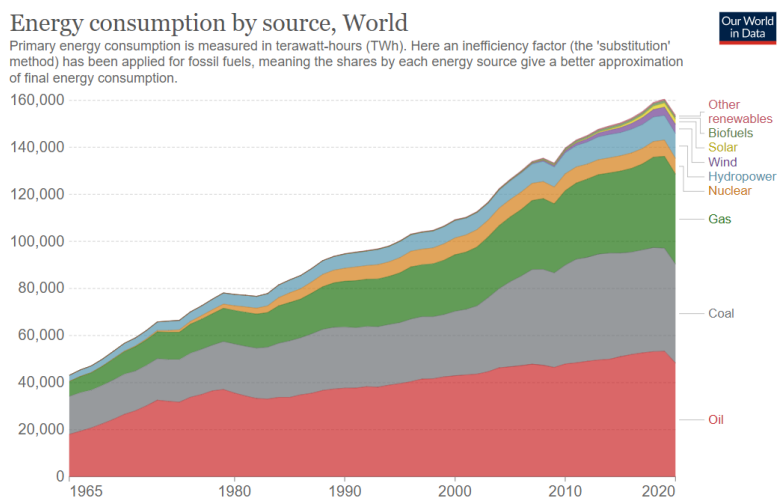


Figura 1.1 Consumo de energía a escala mundial

Fuente: <https://ourworldindata.org/>

Además, el aumento poblacional estimado para los próximos años y la presencia de economías emergentes como China o India, indica que el consumo energético seguirá creciendo desmesuradamente, como se muestra en la Figura 1.2.

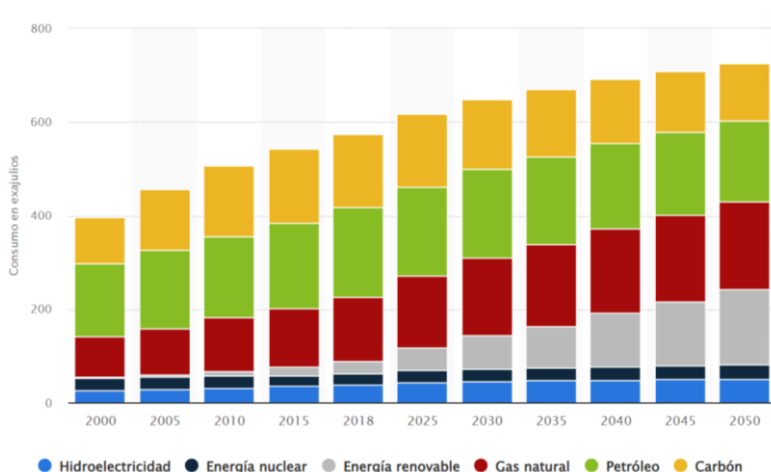


Figura 1.2 Consumo mundial de energía 2000-2050

Fuente: <https://es.statista.com/>

Asimismo, en la Figura 1.1 y Figura 1.2, se muestra que a día de hoy los combustibles fósiles siguen siendo indiscutiblemente la primera fuente de producción de energía a nivel mundial, situándose muy por detrás la generación a partir de energías renovables.

Por otro lado, en los últimos años el cambio climático ha alcanzado puntos altamente preocupantes, provocando aumentos del nivel del mar, derretimiento de los glaciares o aparición de fenómenos meteorológicos extremos.

Del mismo modo, los gases de efecto invernadero (GEI) han aumentado hasta niveles sin precedentes, contribuyendo negativamente al calentamiento global. En la Figura 1.3 se muestra la evolución temporal sucedida en las emisiones de dióxido de carbono (CO₂), principal gas de efecto invernadero, con una clara tendencia exponencial.

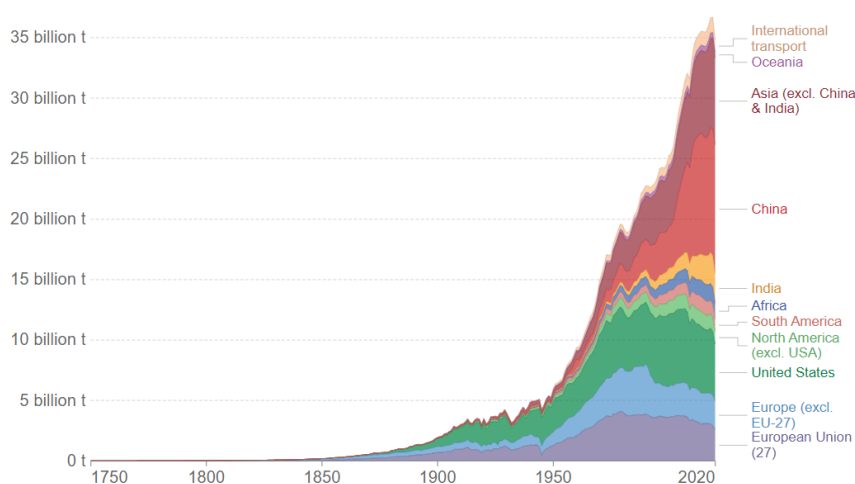


Figura 1.3 Emisiones anuales de CO₂ a escala mundial

Fuente: <https://ourworldindata.org/>

Se observa que los países que más han aumentado la emisión de CO₂ en los últimos años han sido China, India, y otros de Asia. Esto es así debido a que son economías emergentes, con un alto grado de desarrollo industrial en los últimos años, y con ello de demanda energética. Por otro lado, se muestra que la Unión Europea ha reducido sus emisiones, debido principalmente al ya desarrollo alcanzado por los países miembro anteriormente, así como a las distintas políticas tomadas en materia de cambio climático, tal y como se versa en el capítulo 2 *Panorama energético actual* (subapartado 2.1).

Asimismo, cabe destacar que el sector energético es el principal causante de las emisiones globales de efecto invernadero, responsables del cambio climático, con una cuota del 80% a escala mundial.

Siendo así, la preocupación por el medioambiente se ha incrementado en los últimos años, adoptándose diversas políticas y acuerdos a nivel mundial con el objetivo de reducir la emisión de GEI, reduciendo el uso de combustibles fósiles y apostando por las energías limpias, principalmente por las renovables. De este modo, como acuerdos más destacados en materia de reducción de emisiones a nivel mundial, se

pueden destacar el Protocolo de Kioto o el Acuerdo de París, donde países de todo el mundo se han comprometido a la reducción de GEI a partir del cumplimiento de determinados objetivos.

Asimismo, en la Figura 1.4 se puede observar el crecimiento de las renovables a escala mundial, con una potencia añadida en 2020 superior a 256GW, donde la solar y la eólica encabezan la lista.

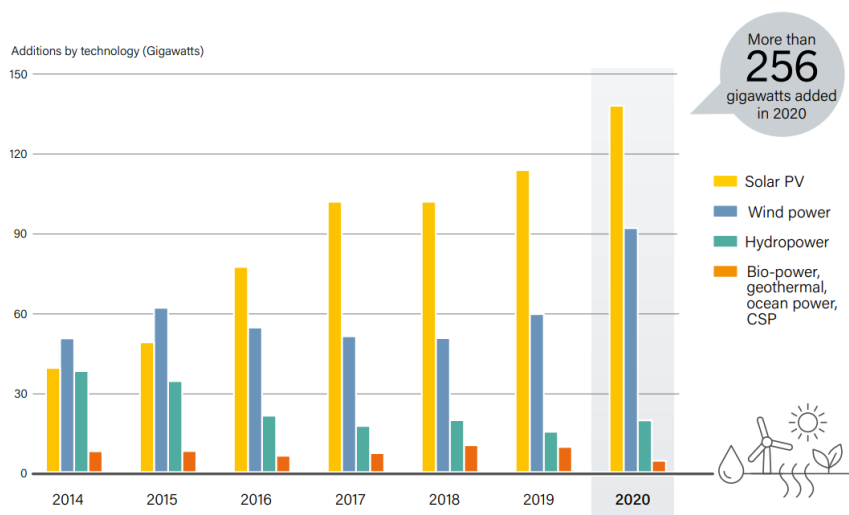


Figura 1.4 Evolución de las energías renovables a escala mundial

Fuente: <https://www.ren21.net/>

Sin embargo, las energías renovables se encuentran aún muy lejos de los combustibles fósiles, tal y como se observa en la Figura 1.1. Esto tiene origen en varias causas, como son la desigualdad de recursos geográficos, la alta inversión inicial requerida en la producción renovable, o la dependencia que aún estas energías limpias mantienen sobre las condiciones climáticas, lo que impide que sean capaces de satisfacer la demanda en todo momento por sí solas.

Siendo así, en un contexto en el que la demanda energética es cada vez mayor, el precio de los hidrocarburos se encuentra al alza, el cambio climático alcanza niveles preocupantes, o el deterioro en las relaciones políticas con los principales países exportadores se ha visto acentuado, la seguridad de abastecimiento de los países con una oferta adecuada y responsable medioambientalmente, fundamental para lograr las distintas metas económicas y sociales, se ha convertido en un auténtico reto.

Por todo ello, es fundamental avanzar hacia un desarrollo sostenible, donde el sector energético debe solventar ciertos desequilibrios y abrir camino hacia la transición energética, con una apuesta firme por las energías limpias y la descarbonización del sector.

Es aquí donde la hibridación de centrales térmicas con energías renovables adquiere gran interés. De esta manera es posible reducir el consumo de combustibles fósiles, así como la emisión de contaminantes y la dependencia hacia los países exportadores, logrando al mismo tiempo incrementar la eficiencia de las

instalaciones. Asimismo, a medida que estas tecnologías aumenten su desarrollo, con una construcción a gran escala, los costes se reducirán y será posible abaratar el precio de la energía.

Situación energética en Europa y España

Como puede dar idea la Figura 1.3, la Unión Europea encabeza la transición energética a nivel mundial. Esto es así gracias a diversas políticas y acuerdos alcanzados durante los últimos años que han logrado impulsar la ambición climática, situándose la UE hoy día en un referente a escala global.

Este conjunto de políticas tomadas en clave energética y medioambiental por parte de la Unión Europea son repasadas en el capítulo 2 *Panorama energético actual* (subapartado 2.1). En resumen, el principal fin de todas ellas ha sido la reducción de las emisiones de CO₂, donde la toma de medidas en el sector energético ha sido la herramienta fundamental para lograrlo.

Asimismo, como es explicado en el capítulo 2 *Panorama energético actual* (subapartado 2.1), en 2020 las energías renovables se posicionaron como la principal fuente de generación de energía en la Unión Europea, consiguiéndolo por primera vez hasta la fecha. En este hito histórico la producción renovable alcanzó una tasa de generación del 38%, frente a un 37% de los combustibles fósiles [1].

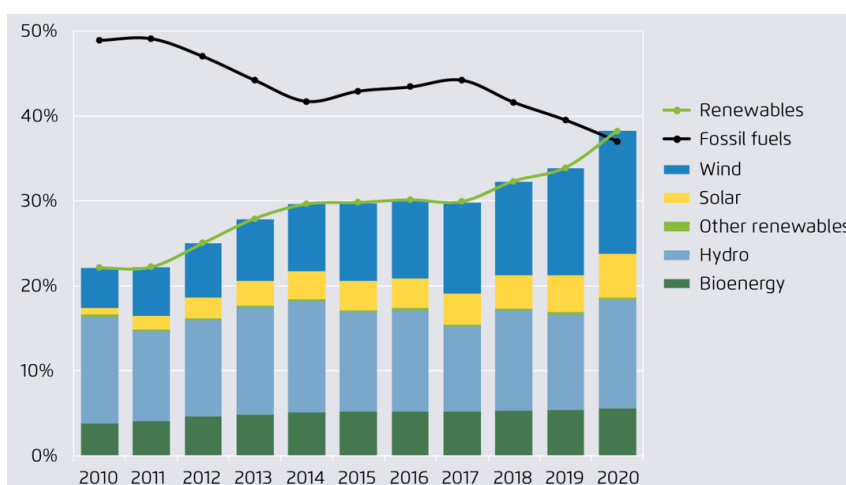


Figura 1.5 Evolución de la energía en los últimos diez años en la UE

Fuente: <https://www.agora-energiewende.de/en/>

En la Figura 1.5 se observa el importante crecimiento en la UE de las energías renovables en los últimos diez años, a la vez que el decrecimiento de los combustibles fósiles. De igual modo, se atiende que la energía eólica es la fuente predominante, seguida de la hidráulica y la solar.

De la mano del auge de la generación a partir de renovables en la UE, la emisión de gases de efecto invernadero se ha ido reduciendo año tras año. Siendo así, en 2020 la emisión de GEI se redujo en torno a un 10% respecto a los valores de 2019, a la vez que un 31% respecto a los valores de 1990 [2]. Son valores de reducción de

emisiones sin precedentes, que demuestran la indiscutible apuesta europea hacia la transición energética.

Sin embargo, aunque son datos muy esperanzadores, son cifras que se encuentran por encima de la trayectoria adecuada para cumplir los fines marcados, por lo que aún queda mucho trabajo por delante para alcanzar los objetivos de reducción de emisiones netas en un 55% para el año 2030 y lograr la neutralidad climática antes de 2050, tal y como se indica en el capítulo 2 *Panorama energético actual* (subapartado 2.1).

Por otro lado, el sector eléctrico español también ha experimentado una importante transición energética en los últimos años, fruto de las diversas políticas alcanzadas en el marco europeo, en la que la participación renovable en el mix energético ha aumentado significativamente.

Eso sí, cabe destacar que la situación actual en la península ibérica difiere de aquella para Canarias. Por ello, a continuación se versa de la situación a nivel nacional y peninsular, mientras que líneas abajo se hace únicamente para Canarias.

Siendo así, a pesar de que en 2020 la demanda de energía eléctrica en España se redujo un 5,5% respecto al año anterior (debido principalmente a la COVID-19), la generación eléctrica peninsular a partir de renovables alcanzó un máximo histórico del 45,5% de la generación total. De igual modo, la producción no renovable supuso un 54,5% del total peninsular, respecto a una cuota del 61,1% en el año anterior [3].

En la Figura 1.6 se muestra la estructura de la generación peninsular en 2019 y 2020, con el porcentaje de participación de cada tecnología, renovable y no renovable.

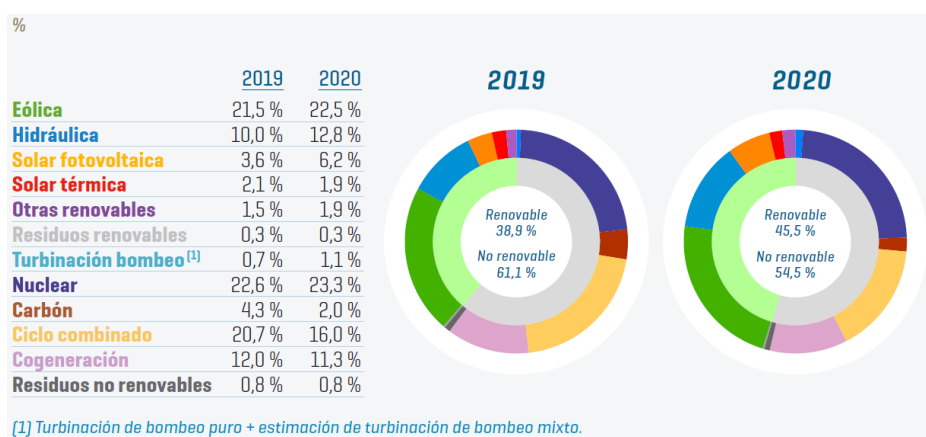


Figura 1.6 Estructura de la generación peninsular en el 2019 y 2020

Fuente: <https://www.ree.es/es>

Además, en 2020 la potencia peninsular renovable instalada se aumentó en 4,7GW adicionales, alcanzando una potencia total instalada de energía renovable de 59,1GW, respresentando un 56% de la potencia peninsular total instalada [3].

Asimismo, en 2020 las emisiones de CO₂ asociadas a la producción eléctrica nacional registraron un mínimo histórico, con un 27,8% menos respecto al año anterior y un 67,5% menos de las correspondientes a 2007 [3].

Situación energética en Canarias

En Canarias, aunque a priori puede parecer que la integración de las renovables es materia sencilla fruto de las condiciones climáticas favorables para ello, lo cierto es que el sistema eléctrico de este territorio presenta determinadas características que lo dificultan.

Siendo así, actualmente la transición energética en Canarias se encuentra muy por detrás de aquella en el territorio peninsular. Muestra de ello es que en 2020 la generación eléctrica en el archipiélago canario a partir de renovables alcanzó un valor del 17,5% (que a su vez supuso un máximo histórico en el mix energético), mientras que en el territorio peninsular un 45,5% [4]. Siendo así, en 2020 el 82,5% de la generación eléctrica total en Canarias provino de la quema de combustibles fósiles, valor muy superior al correspondiente para la península, u otras regiones europeas.

Además, actualmente en Canarias no se dispone de gas natural, por lo que los combustibles quemados son fueloil y diésel, cuya emisión de GEI es mucho mayor que aquella para otros combustibles más limpios, como el propio gas natural, que es ampliamente usado en las centrales térmicas peninsulares.

Asimismo, en la actualidad Canarias dispone de once centrales térmicas. De todas ellas, únicamente dos cuentan con la tecnología de ciclo combinado, la Central Térmica de Granadilla (Tenerife) y la Central Térmica de Juan Grande (Gran Canaria), mientras que el resto son instalaciones convencionales.

Además, que la gran parte de las instalaciones de generación eléctrica funcionen a partir del consumo de combustibles fósiles implica que Canarias guarde una profunda dependencia energética hacia el exterior, siendo altamente vulnerable frente a variaciones en el precio de los combustibles.

El sistema eléctrico canario presenta el inconveniente de ser un sistema aislado (todas las islas se encuentran aisladas eléctricamente entre sí, a excepción de Lanzarote y Fuerteventura, que se encuentran interconectadas entre ellas), pequeño y débilmente mallado. Esto implica que el sistema sea menos estable y seguro que aquellos grandes sistemas interconectados donde es posible garantizar el suministro frente a picos de demanda o situaciones de falta de generación, como por ejemplo la escasez de viento para producir energía eólica en determinados momentos o por averías e indisponibilidades de elementos de red [5].

Un ejemplo de la vulnerabilidad del sistema eléctrico canario son los varios ceros energéticos ocurridos en Tenerife, o incluso en La Palma, una isla mucho más pequeña.

Además, aunque la generación de energía eléctrica a partir de fuentes renovables es reducida, se debe destacar que en ocasiones se producen vertidos de ella, pues se carece de infraestructuras de almaceamiento que hagan posible su aprovechamiento. Esto ha ocurrido en las islas con centrales de ciclo combinado, Tenerife y Gran Canaria, principalmente en ocasiones en las que hay mucho viento.

Cuando los ciclos combinados están en funcionamiento estos deben operar a una carga mínima, es decir, su producción no puede reducirse por debajo de un cierto límite, por lo que cuando hay exceso de potencia los molinos se desconectan, dejando de producir energía eólica, pues la red no puede soportar más energía, y en caso contrario colapsaría.

Una solución para no desperdiciar esta energía de fuente renovable se encuentra en el almacenamiento, de manera que en esos momentos de alta producción los molinos no tengan que desconectarse y esa energía sobrante pueda ser almacenada. Un proyecto que trabaja en esta línea es la central hidroeléctrica reversible Soria-Chira (Gran Canaria), que permitirá el almacenamiento de energía, haciendo posible un mayor aprovechamiento de las energías renovables en la isla de Gran Canaria.

Sin embargo, además del almacenamiento también existen otras propuestas, como la posibilidad de sustituir los ciclos combinados por varios grupos más pequeños, de modo que alcancen la generación necesaria en conjunto en función de la energía renovable disponible, permitiendo así una mayor penetración de las renovables.

En el caso de operar con grupos más pequeños, aunque es cierto que son menos eficientes y emiten más cantidad de CO₂, se estima que en el cómputo del año emitirían menos y serían más económicos que los ciclos combinados actuales, debido principalmente a la mayor penetración de renovables que estos permitirían.

Asimismo, recientemente Endesa ha propuesto modificar siete de las once centrales térmicas para que operen como plantas bi-combustible, es decir, que pasen de trabajar con fueloil a hacerlo con gas natural. Sin embargo, aunque es una propuesta que lograría reducir las emisiones de GEI, se considera insuficiente al no lograr una mejora en la penetración de las renovables.

Siendo así, la transición energética en Canarias avanza a un ritmo excesivamente lento, muy por debajo de aquel necesario para alcanzar los próximos objetivos marcados en clave energética y medioambiental. Por ello, se requiere de un mayor apoyo, tanto político como económico, que favorezca la penetración de las energías renovables en el sector eléctrico canario.

Ante esta situación, la hibridación de ciclos combinados con energías renovables, (como es la energía solar térmica) se comprende como una opción de gran interés, que a corto plazo supondría un importante impulso en la penetración de renovables en Canarias.

Las centrales de ciclo combinado son las centrales térmicas que presentan un mayor rendimiento térmico y menor emisión de contaminantes, por lo que son la mejor

opción con la que integrar una forma de generación renovable. De este modo, aprovechando el recurso solar, es posible reducir el consumo de combustibles fósiles, disminuyendo costes y emisión de contaminantes.

Además, se debe tener especialmente en cuenta que Canarias se trata de un sistema aislado, tal y como ha sido explicado anteriormente. Siendo así, en la hibridación fósil-solar, la presencia de una tecnología fósil es fundamental en este contexto, pues esta última permite asegurar el suministro ininterrumpido, primordial para satisfacer la demanda en un sistema aislado.

Asimismo, las restricciones del sistema aislado implican que los ciclos combinados no operen nunca a carga nominal en Canarias, motivo por el cual en el presente trabajo el aporte solar se ha diseñado para llevar el ciclo combinado hasta un valor determinado de carga parcial, en lugar de hasta el valor de carga nominal, pues es una situación que realmente nunca ocurre en el archipiélago canario.

Además, la carga del ciclo combinado ha sido regulada a partir de la inyección de combustible. Esto permite que tras implementar la hibridación se disponga de la capacidad de dar una potencia mayor aumentando la inyección de gas natural. Esta posibilidad es de gran interés en situaciones en las que la planta solar térmica no se encuentre operativa, bien sea porque el recurso solar no lo permite o porque existan fallos, siendo posible igualmente alcanzar en estas casuísticas el máximo de potencia en el ciclo combinado. Esta característica no es de gran interés para una planta que se encuentre en grandes sistemas interconectados, como puede ser el ejemplo de la península ibérica, pero en Canarias es fundamental.

Por otro lado, en Canarias durante los meses de verano se alcanzan temperaturas muy elevadas, que debido al comportamiento volumétrico de las turbinas de gas, implica una reducción de la eficiencia del ciclo combinado. A su vez, estas altas temperaturas suelen venir acompañadas por valores de radiación directa normal elevados, lo que convierte a la hibridación ISCC como una solución atractiva para aumentar la eficiencia y producción de los ciclos.

Por tanto, la hibridación fósil-solar permitiría producir electricidad de una manera más eficiente, aumentando la tasa de participación de las energías renovables en Canarias, a la vez que se garantizaría el suministro por la presencia fósil.

1.4 Objetivos

El objetivo final del presente Trabajo Fin de Grado es determinar la energía eléctrica adicional que es posible generar anualmente al realizar una hibridación solar-fósil sobre un ciclo combinado gas-vapor. A su vez, fruto de la hibridación, se obtiene el ahorro de combustible y emisiones de gases de efecto invernadero (Greenhouse Gases, GHG) para la planta.

Para alcanzar el objetivo principal, se han planteado los siguientes objetivos específicos:

- Aprender el uso general del software de simulación DWSIM.
- Estudiar un ciclo combinado gas-vapor mediante su modelado y simulación en DWSIM.
- Comprender el uso básico del software SAM (*System Advisor Model*).
- Estudiar una planta solar térmica de torre central empleando SAM, obteniendo los principales parámetros técnicos y energéticos.
- Estudiar el panorama energético actual en el marco internacional, nacional y del archipiélago canario.
- Recoger estudios acerca de las centrales térmicas de ciclo combinado, la tecnología de concentración solar y la hibridación solar-fósil.

1.5 Alcance

En el presente Trabajo Fin de Grado se realizan los siguientes estudios.

En primer lugar, se estudia energéticamente un ciclo combinado gas-vapor operando a diferentes grados de carga, donde esta última se regula únicamente a partir de la inyección de combustible. A continuación, se selecciona como punto de operación el ciclo combinado trabajando a un determinado grado de carga, y se estudia la incorporación de la planta solar térmica bajo esas condiciones de operación. En concreto, se plantea el empleo de la tecnología de torre central, y se toma como criterio de diseño para la planta optimizar la energía térmica anual producida por unidad de área ocupada.

Siendo así, queda fuera del alcance del presente Trabajo Fin de Grado cualquier tipo de análisis exergético y tecno-económico. Asimismo, tanto el ciclo combinado como la planta solar térmica han sido estudiados bajo unas determinadas condiciones de operación, de modo que no se plantean las distintas posibilidades que pudieran existir en condiciones distintas.

2 PANORAMA ENERGÉTICO ACTUAL

En el capítulo 1 *Introducción* (subapartado 1.3) ha sido explicado el panorama energético actual a escala mundial, así como a nivel europeo y nacional.

A continuación, se proceden a repasar las políticas que la Unión Europea ha tomado en materia energética durante los últimos años, aquellas que han permitido alcanzar una significativa participación actual de las energías renovables en el mix energético europeo.

2.1 Políticas energéticas de la Unión Europea

La Unión Europea encabeza la lucha contra el cambio climático a nivel mundial, con políticas y acuerdos tomados durante los últimos años que han logrado impulsar la ambición climática, así como cumplir los distintos compromisos internacionales.

Siendo así, los países miembros han fijado diferentes objetivos de emisión vinculantes con el fin de reducir las emisiones de gases de efecto invernadero, aplicando diferentes medidas entre las que se pueden destacar el impuesto en la emisión de CO₂, debiendo pagar los contaminadores en proporción a sus emisiones, exigir una cuota mínima de producción renovable o la financiación de la lucha contra el cambio climático colaborando con los países en desarrollo a reducir sus emisiones de GEI.

En el Consejo Europeo de marzo de 2007, con arreglo en el Protocolo de Kioto, los 27 miembros fijan el objetivo unilateral de reducir en 2020 un 20% de las emisiones respecto a las de 1990. En este acuerdo, el sector industrial y energético tendrían que reducir sus emisiones en un 21% a nivel europeo en 2020 respecto a las de 2005 y los sectores difusos, como el transporte, un 10% [6].

Asimismo, en 2017 la UE ya había cumplido este objetivo, con una reducción de emisiones cercana al 22% respecto a 1990, adelantándose 3 años a la fecha objetivo establecida inicialmente [6].

Siguiendo en esta línea, a finales de 2016 se acordó el Paquete de Energía Limpia, cuyos objetivos principales a alcanzar en el año 2030 fueron los siguientes [7]:

- Reducir las emisiones de GEI en un 40% con respecto a 1990
- Elevar la cuota de renovables hasta un 27%
- Mejorar en un 30% la eficiencia energética

A finales de 2020, la UE aumenta su ambición climática en relación con el Acuerdo de París y refrenda un objetivo vinculante de reducción de las emisiones de gases de efecto invernadero en un 55% para el año 2030, respecto a los valores de 1990 [2].

Como última gran meta marcada hasta el momento, la UE trabaja en la Hoja de Ruta de la Energía para 2050, donde se ha propuesto ser climáticamente neutra en el año 2050. Esto supone reducir radicalmente las emisiones de gases de efecto invernadero, hasta un 80-95% de las presentes en 1990, y compensar las emisiones restantes, logrando así un balance de emisiones netas cero.

Esta transición hacia la neutralidad climática prevé un cambio drástico en la política ambiental, priorizando la descarbonización y recogiendo cambios en el precio del CO₂, de la tecnología y las redes, con importantes inversiones en energía, transporte e industria, tanto públicas como privadas. Así mismo, con el acuerdo sobre el presupuesto de la UE para 2021-2027 y el fondo “Next Generation EU”, un 30% del gasto total deberá corresponder a proyectos relacionados con el clima [2].

Todos estos paquetes de medidas adoptadas por la UE en los últimos años, así como muchos otros que no han sido comentados, han permitido que la UE haya logrado cumplir los compromisos internacionales, reduciendo significativamente las emisiones de GEI, así como la dependencia aún existente hacia las importaciones de combustibles fósiles o aumentando la tasa de producción eléctrica a partir de energías renovables, como se comenta a continuación.

En el último informe sobre el estado de la Unión de la Energía, destaca que, por primera vez en la historia de la Unión Europea, en 2020, las energías renovables superaron a los combustibles fósiles como principal fuente de energía. Lo hicieron con una tasa de generación del 38%, frente a un 37% correspondiente para los combustibles fósiles [1].

En la Figura 2.5 se observa el estado de cumplimiento de los objetivos marcados en cada uno de los países europeos, donde se muestra que tanto España como el cómputo de los estados miembro de la Unión Europea han alcanzado el objetivo de producción renovable para 2020.

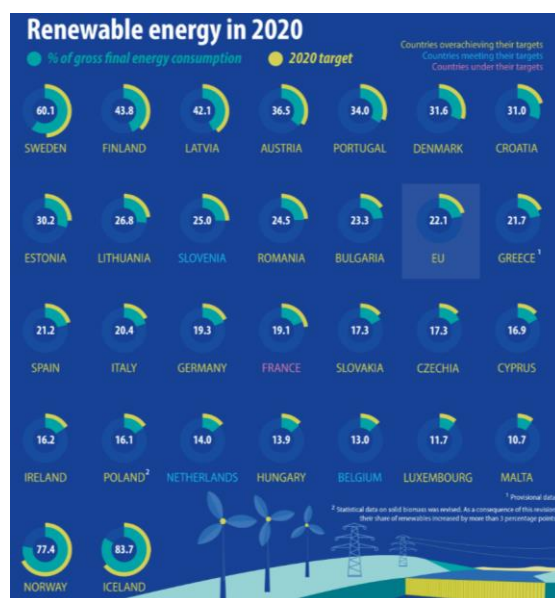


Figura 2.5 Energías renovables 2020 en Europa, por objetivos

Fuente: <https://ec.europa.eu/>

Además, en 2020 nueve estados miembro de la UE han eliminado el empleo de carbón y otros trece se han comprometido a hacerlo en un futuro. De igual modo, las subvenciones a los combustibles fósiles se redujeron ligeramente en 2020, debido al menor consumo energético en general, a la vez que aumentaron las correspondientes para las energías renovables y la eficiencia energética [1].

Asimismo, la emisión de gases de efecto invernadero en 2020 en la UE se redujo aproximadamente un 10% respecto a los valores de 2019, a la vez que un 31% respecto a los valores de 1990. Se trata de valores de reducción de emisiones sin precedentes, pero se debe notar la especial influencia que la pandemia de COVID-19 ha podido suponer sobre estos valores, debiendo analizarse cuidadosamente los datos posteriores a la COVID-19 [1].

De la mano de la reducción del consumo de combustibles fósiles, como se puede observar en la Figura 2.6, la emisión de GEI también ha disminuido en los últimos años.

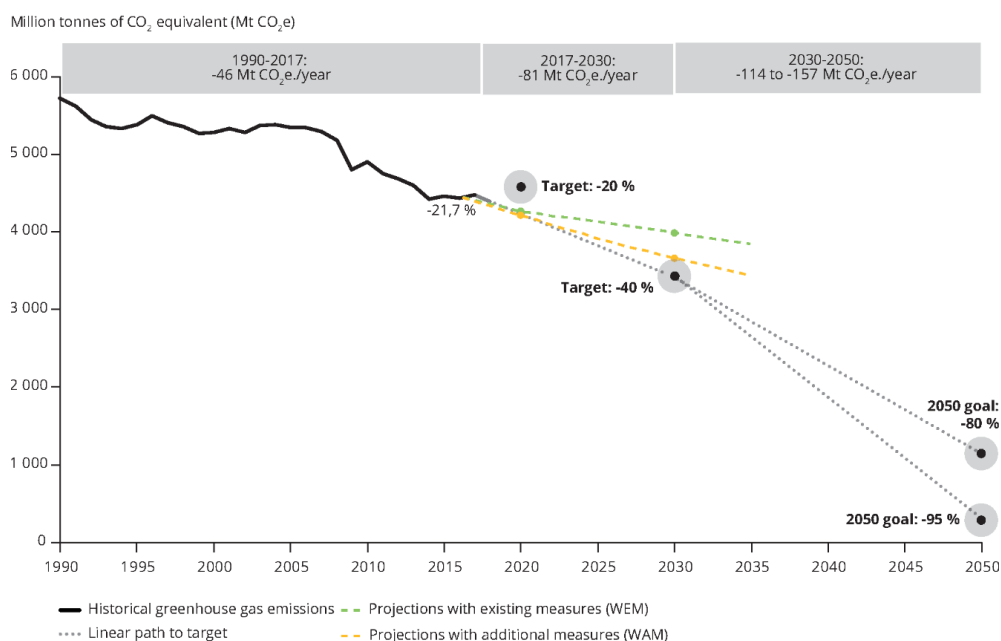


Figura 2.6 Evolución en la emisión de GEI en la UE

Fuente: <https://www.eea.europa.eu/>

Sin embargo, aunque son datos muy esperanzadores, son cifras que se encuentran por encima de la trayectoria adecuada para cumplir los fines marcados, por lo que aún hay que trabajar más duro para alcanzar los objetivos de reducción de emisiones netas en un 55% de aquí a 2030 y lograr la neutralidad climática antes de 2050.

Además, se debe tener en cuenta que los valores obtenidos en 2020 se encuentran en un contexto alterado por la COVID-19 y el aumento del precio de la energía en toda Europa, por lo que hay que seguir de cerca los valores de los próximos años. Asimismo, se debe destacar que el aumento que ha tenido lugar en el precio de la energía en Europa ha sido influenciado principalmente por la subida del precio del gas, lo que refleja la gran dependencia que Europa mantiene aún hacia las importaciones de energía.

2.2 Sector eléctrico en España

De la mano de las políticas europeas tomadas en los últimos años, el sector eléctrico español ha experimentado una importante transición, en la que las energías limpias han aumentado su participación en el mix energético, mientras que las convencionales han hecho lo contrario.

Siendo así, en la Figura 2.7 se puede observar el notable crecimiento de la producción renovable en la última década, donde la no renovable ha pasado de valores cercanos al 70% hasta de en torno al 55%.

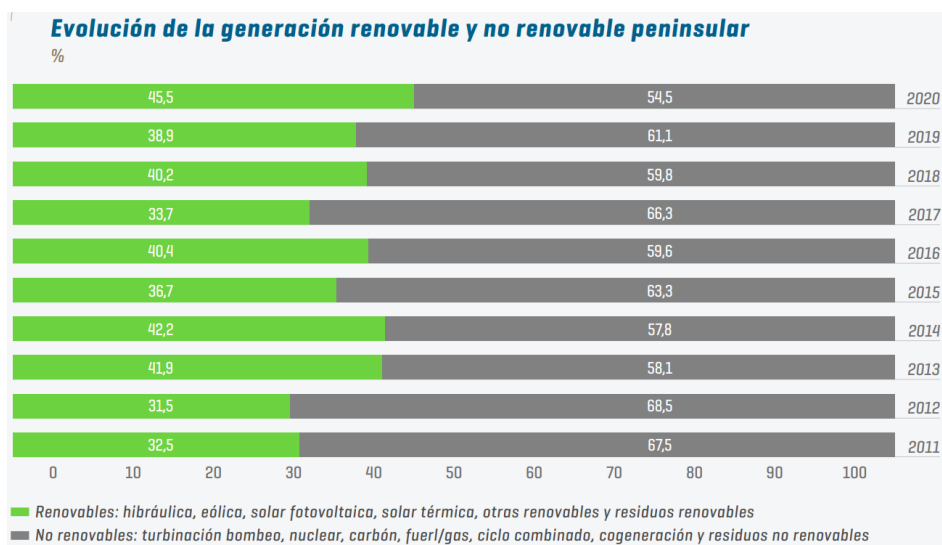


Figura 2.7 Evolución de la generación renovable y no renovable peninsular

Fuente: <https://www.ree.es/es>

Asimismo, a pesar de que en 2020 la demanda de energía eléctrica en España se redujo un 5,5% respecto al año anterior, debido principalmente a la COVID-19, la generación eléctrica peninsular a partir de renovables alcanzó un máximo histórico del 45,5% de la generación total. A su vez, la producción no renovable supuso un 54,5% del total peninsular, respecto a una cuota del 61,1% en 2019 [3].

Además, en 2020 se ha registrado un mínimo histórico de emisiones de CO₂ asociadas a la producción eléctrica nacional, con un 27,8% menos respecto al año anterior y un 67,5% menos de las correspondientes a 2007 [3].

Por otro lado, en 2020 la capacidad instalada del parque generador en España aumentó un 0,7%, alcanzando un total de 110.839 MW, de los cuales el 54% se corresponden a instalaciones de energía renovable [3].

En el sistema eléctrico peninsular, cuya demanda representa algo más del 94% de la demanda total del país, el parque generador de energía eléctrica aumentó un 0,9% en 2020, alcanzando el récord histórico con 105.638 MW de potencia instalada. Asimismo, la potencia renovable instalada aumentó en 4,7 GW adicionales, alcanzando una potencia instalada de energía renovable de 59,1 GW, lo que representa un 56% de la potencia peninsular total instalada [3].

Siendo así, como se muestra en la Figura 2.8, la mayor contribución al aumento de la potencia instalada de fuentes de generación renovables ha sido por parte de la eólica y la solar fotovoltaica. En 2020 la potencia eólica instalada se ha incrementado un 7,1%, la solar fotovoltaica un 34,1% y otras renovables un 4,7%, respecto a la correspondiente a 2019 [3].

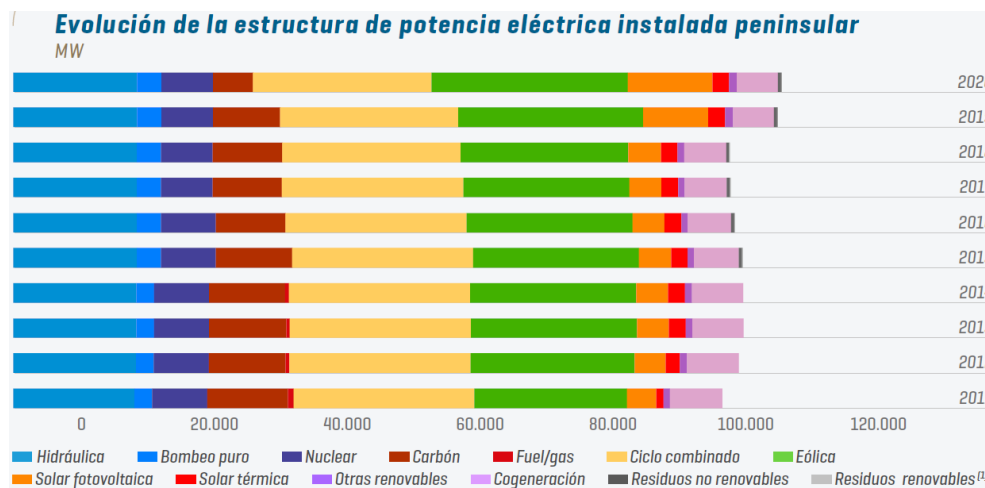


Figura 2.8 Evolución de la estructura de potencia eléctrica instalada peninsular

Fuente: <https://www.ree.es/es>

Además, en la Figura 2.8 se observa la importante reducción en la potencia instalada de carbón en los últimos años, debido al cierre de varias centrales repartidas por el territorio peninsular.

Siendo así, la firme apuesta por las energías limpias deja claro que el sistema eléctrico español, peninsular y no peninsular, avanza firmemente hacia la transición energética, hacia un modelo energético sostenible.

Además, a pesar de que en los últimos años la contribución renovable ha aumentado significativamente, se espera que en los próximos lo haga aún más y muestra de ello es el PNIEC.

2.2.1 Plan Nacional Integrado de Energía y Clima (PNIEC)

El Plan Nacional Integrado de Energía y Clima 2021-2030 de España, ya evaluado favorablemente por la Comisión Europea, es un documento que define el plan de trabajo estatal en materia energética para la próxima década.

Los PNIEC deben ser entregados por todos los Estados miembro de la UE, para que esta última planifique el cumplimiento de sus objetivos en materia de cambio climático, en coherencia con el Acuerdo de París. En esta sección se escribe respecto al PNIEC para España.

Asimismo, el PNIEC define objetivos y adopta medidas en las cinco dimensiones de la Unión de la Energía [8]:

- Descarbonización

- Eficiencia energética
- Seguridad energética
- Mercado interior de la energía y la investigación
- Innovación y competitividad

Con ello, se pretenden alcanzar los siguientes objetivos para 2030 [8]:

- Reducción de un 23% de emisiones de GEI respecto a 1990
- Incremento hasta un 42% de la energía renovable sobre el uso final de la energía
- Incremento hasta un 74% de la energía renovable en la generación eléctrica
- Mejora de la eficiencia energética en un 39,5%
- Reducción en un 15% de la dependencia energética del exterior

Además, para el año 2030 prevé una potencia total instalada en el sector eléctrico de 161GW, repartida del siguiente modo [9]:

- Energía eólica: 50GW
- Solar fotovoltaica: 39GW
- Ciclo combinado gas-vapor: 27GW
- Hidráulica: 16GW
- Bombeo: 9,5GW
- Solar termoeléctrica: 7GW
- Nuclear: 3GW
- Capacidades menores de otras tecnologías

Para lograr estos objetivos se plantean medidas como el impulso a la instalación de potencia de producción de origen renovable, cese total de las centrales de carbón, impulso de las tecnologías de almacenamiento o impulso del coche eléctrico, entre muchas otras medidas.

2.3 Sector eléctrico en Canarias

En Canarias, a pesar de ser un territorio que cuenta con unas condiciones climáticas favorables para la producción a partir de energías renovables, la transición energética se encuentra muy por detrás de aquella en el territorio peninsular.

Actualmente, como se muestra en la Figura 2.9, Canarias dispone de 11 centrales térmicas. De todas ellas, solo dos cuentan con ciclos combinados, la central térmica de Granadilla (Tenerife) y la central térmica de Juan Grande (Gran Canaria), mientras que el resto disponen únicamente de instalaciones convencionales.

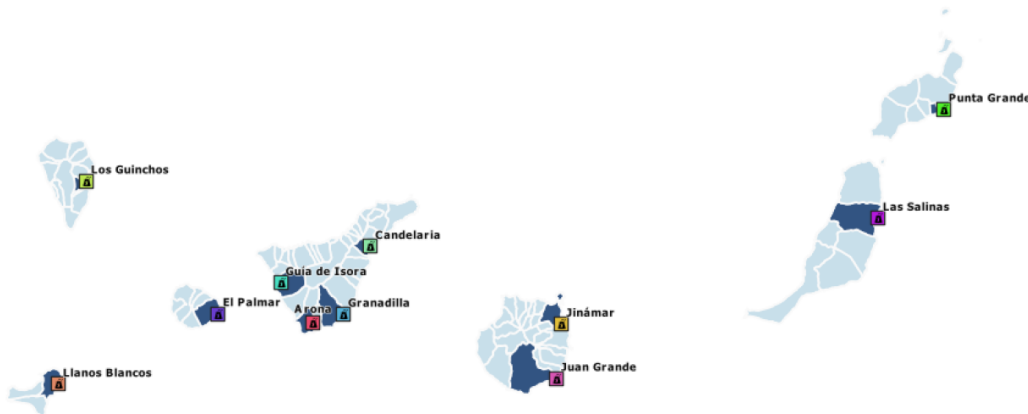


Figura 2.9 Centrales térmicas en Canarias

Fuente: <https://www.gobiernodecanarias.org>

Como se comentaba al principio del presente apartado, en Canarias la transición energética avanza más lentamente que en el resto del país. Muestra de ello es que la generación eléctrica a partir de renovables en territorio peninsular alcanzó un 45,5% de la generación total en 2020, mientras que en Canarias supuso únicamente un 17,5% [4]. Por tanto, en 2020 el 82,5% de la generación eléctrica total en Canarias provino de la quema de combustibles fósiles.

Además, actualmente en Canarias no se dispone de gas natural, por lo que los combustibles quemados son fueloil y diésel, cuya emisión de GEI es mucho mayor que aquella para combustibles más limpios, como el gas natural. Tal es así que en 2018 la Comisión Europea daba a conocer en un informe que las centrales de Juan Grande (Gran Canaria) y Granadilla (Tenerife), eran dos de las veinte centrales más contaminantes de toda España, habiendo emitido en ese año un total de 3,42 millones de toneladas de CO₂ [10].

Además, que la gran parte de las instalaciones de generación eléctrica funcionen a partir del consumo de combustibles fósiles implica que Canarias guarde una profunda dependencia energética hacia el exterior, siendo altamente vulnerable frente a variaciones en el precio de los combustibles.

Por otro lado, el sistema eléctrico canario presenta el inconveniente de ser un sistema aislado, cuyas características han sido explicadas en el capítulo 1 *Introducción* (subapartado 1.3)

Siendo así, la transición energética en Canarias avanza a un ritmo excesivamente lento, muy por debajo de aquel necesario para alcanzar los próximos objetivos marcados, entre los que destaca el acordado en la Ley de Cambio Climático, donde se señala que en 2050 el 100% de la electricidad generada en España debe provenir de fuentes de energía renovable.

En 2020, la generación de energía eléctrica en Canarias se redujo un 10,5% respecto al año anterior, llegando a producirse 7.946 GWh. Este notable descenso ha sido debido a la pandemia, que ha afectado especialmente a Canarias, así como a Baleares, debido a su gran dependencia del turismo. Asimismo, la generación a partir de combustibles fósiles se redujo un 11,7%, donde el ciclo combinado fue la única tecnología no renovable en producir más energía respecto al año anterior, posicionándose de nuevo como protagonista del mix energético, con una cuota máxima histórica del 41% [4].

Por otro lado, aunque en 2020 la energía renovable en Canarias se redujo un 4,3% respecto al año anterior, esta alcanzó un máximo histórico en el mix energético, con un peso del 17,5% [4].

Asimismo, la energía eólica es la tecnología renovable que encabeza la transición energética en Canarias, con una potencia instalada del 14,9% de la total en Canarias, alcanzando una participación máxima histórica en 2020 con una cuota del 13,8% [4].

En la Figura 2.10 se muestra la evolución de la estructura de generación de las Islas Canarias. En la misma se puede observar el crecimiento, aunque reducido, de la participación renovable, donde la eólica es la indiscutible dominante, seguida de lejos por la solar fotovoltaica.

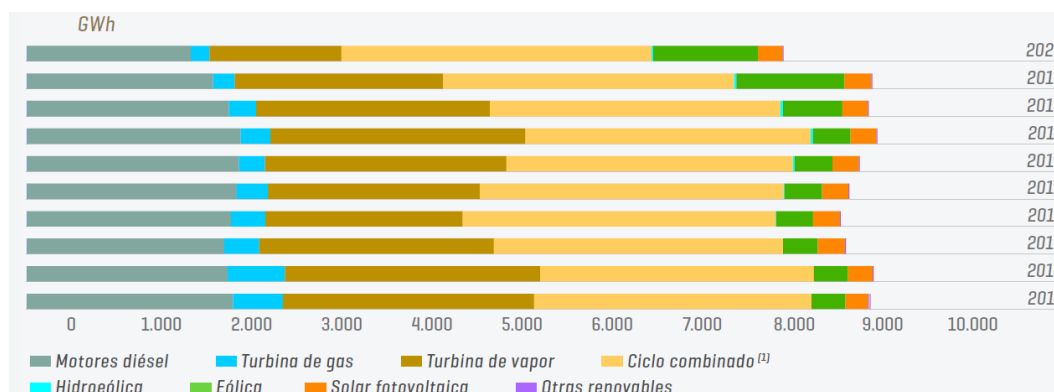


Figura 2.10 Evolución de la estructura de generación de las Islas Canarias

Fuente: <https://www.ree.es/es>

En 2020 la potencia eólica instalada en Canarias se incrementó un 10,6%, la fotovoltaica un 6,5% y la biomasa un 1,36%, no habiéndose producido ningún aumento de potencia instalada para el resto de las tecnologías renovables respecto al año anterior [4].

En términos de energía eléctrica producida, la producción a partir de eólica se redujo un 3,1% y la fotovoltaica un 3,7%, mientras que la biomasa experimentó un aumento del 39,8% [4].

Asimismo, en 2020 la producción de energía eléctrica a partir de eólica supuso un 77,1% de la generación renovable total, la fotovoltaica un 19,4% y la hidroeléctrica un 2,4% [4].

Por otro lado, en la Figura 2.11 se muestra la evolución de las emisiones de gases de efecto invernadero en Canarias.

Se observa que en los últimos diez años las emisiones se han reducido significativamente, aunque también se muestra que, a partir de 2014, cuando termina la crisis económica española, comienza a aumentar de nuevo la emisión de GEI. Igualmente, se observa que la gran parte de las emisiones se encuentran asociadas al procesado de la energía, como no podía ser de otro modo.

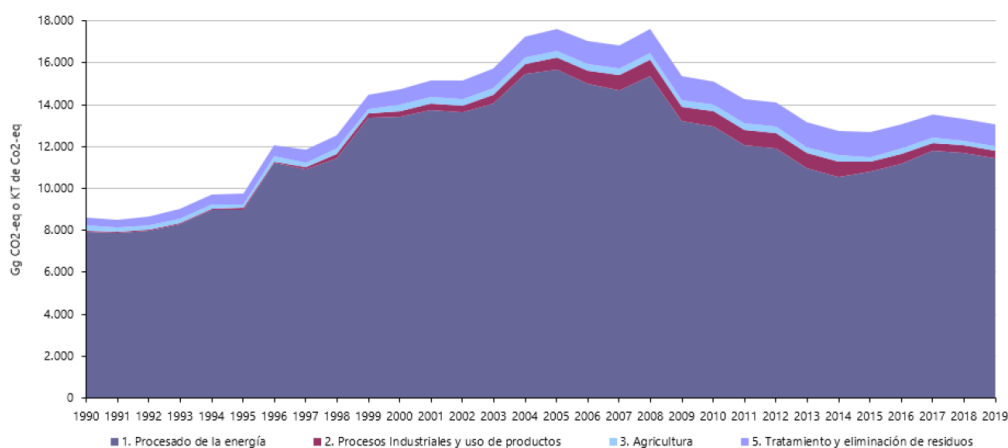


Figura 2.11 Evolución de las emisiones de gases de efecto invernadero en Canarias

Fuente: [4]

Asimismo, en la Figura 2.12 se muestra la evolución de la contribución de las emisiones de GEI de Canarias al conjunto de las emisiones de España. Se observa que en los últimos diez años esta contribución se ha visto aumentada, lo que refleja la situación que se ha ido comentando hasta ahora, la transición energética en Canarias avanza muy lentamente respecto a aquella en territorio peninsular.

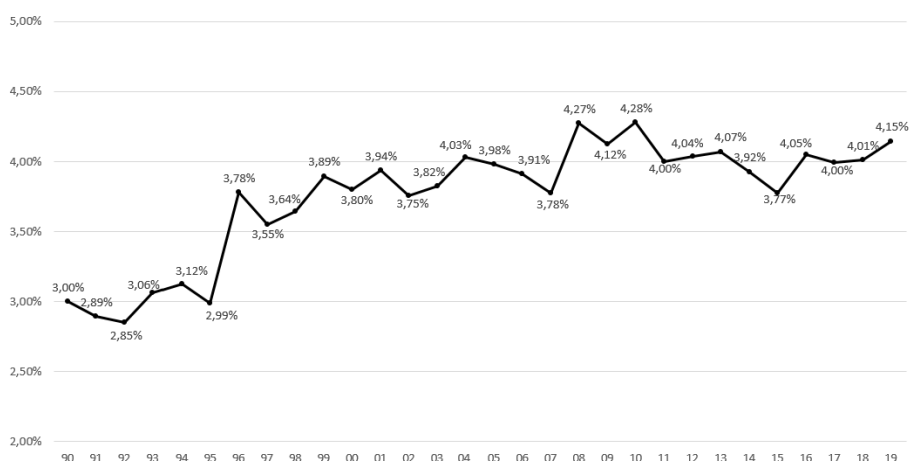


Figura 2.12 Evolución de la contribución de las emisiones de GEI de Canarias al conjunto de las emisiones de España.

Fuente: [4]

Por tanto, queda claro que el ritmo en el que se avanza hacia la transición energética en Canarias es insuficiente, siendo necesario un mayor apoyo, tanto político como económico, para impulsar la penetración de las energías renovables. En caso

contrario, no será posible alcanzar los próximos objetivos marcados por España y la Unión Europea en materia energética y medioambiental.

2.3.1 Histórico de penetración de renovables en Tenerife

Se puede utilizar una división menor sin numeración, que por tanto no figurará en el índice, que consiste simplemente en un título, sin sangría, en negrita, escrito en minúsculas salvo su primera letra que será mayúscula.

En 2020 la potencia eléctrica bruta total instalada en Canarias alcanzó un valor de 3.350,1MW, contando la isla de Tenerife con 1.417,3MW, siendo así la isla con mayor potencia instalada, con una tasa del 42,3% del total [4].

Como se observa en la Figura 2.13, Tenerife es la isla con mayor potencia eléctrica instalada, seguida muy de cerca por Gran Canaria. El elevado porcentaje para estas islas se debe a que son aquellas con mayor población, por lo que la demanda eléctrica también lo es.

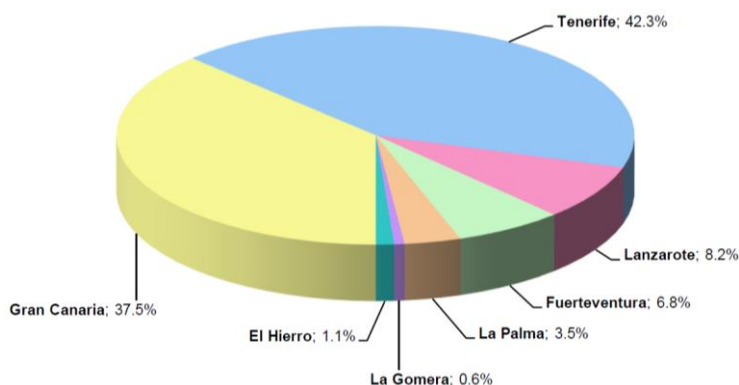


Figura 2.13 Distribución porcentual de la potencia eléctrica b.a. instalada en Canarias, 2020

Fuente: [4]

Por otro lado, dentro de la situación en la que se encuentra Canarias, la isla de Tenerife es aquella que cuenta con la mayor participación renovable en su mix energético, por detrás de El Hierro.

En la Figura 2.14 se muestra la potencia eléctrica de origen renovable instalada en cada isla en el año 2020, contando Tenerife con una cuota del 22,3% del total instalada en la isla [4].

También se observa que la energía renovable que encabeza la transición energética es la eólica, con una cuota del 61,19% en Tenerife.

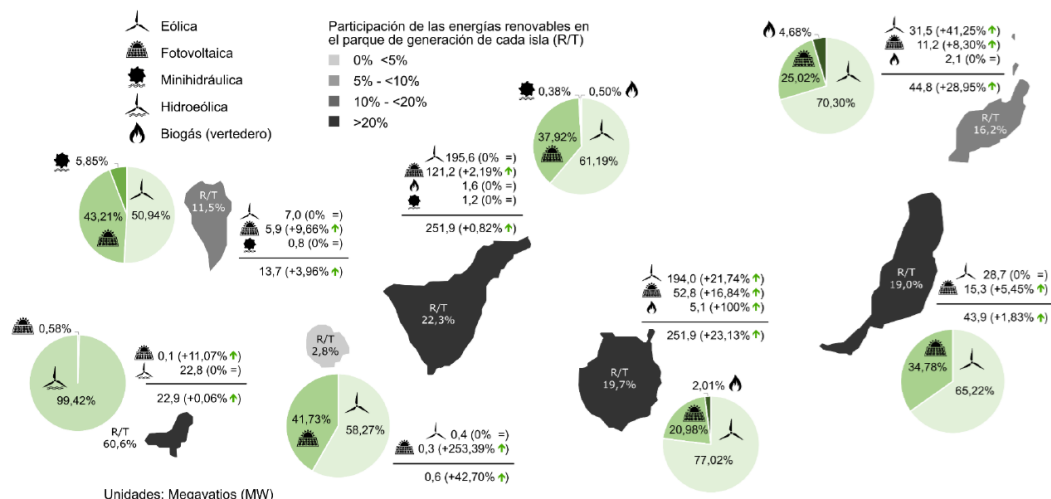


Figura 2.14 Potencia eléctrica de origen renovable instalada en Canarias, 2020

Fuente: [4]

La potencia eléctrica de origen renovable instalada en Canarias comenzó a crecer en 2004, produciéndose en 2008 y 2014 dos aumentos muy significativos.

En el año 2008 la potencia instalada se incrementó un 47,4% respecto al año anterior, teniendo como motivo fundamental la instalación de plantas fotovoltaicas en la isla de Tenerife.

Por su parte, en 2018 se produjo un incremento del 44,6%, debido a una instalación masiva de energía eólica en Tenerife, Gran Canaria, Lanzarote y Fuerteventura, llegándose a instalar 126,5MW en Tenerife [4].

Por otro lado, en 2020 la potencia eléctrica de origen renovable instalada en Tenerife supuso un 45,8% de la potencia renovable total instalada en Canarias, seguida por un 36,1% correspondiente para Gran Canaria.

En la Figura 2.15 se muestra la evolución de la potencia eléctrica instalada de origen renovable en Canarias desde 2004, observando el mayor crecimiento experimentado en Tenerife respecto al resto de islas.

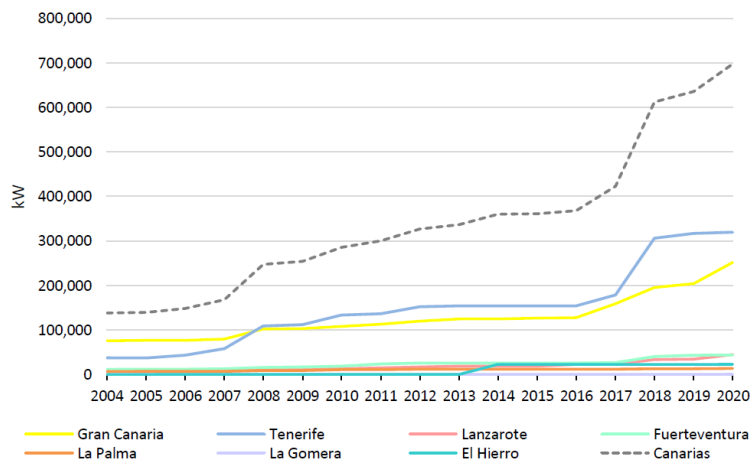


Figura 2.15 Evolución de la potencia eléctrica de origen renovable instalada en Canarias

Fuente: [4]

Asimismo, en la Figura 2.16 se observa la evolución de la potencia eléctrica de origen renovable con valores numéricos para la isla de Tenerife.

En primer lugar, se observa que desde 2004 la potencia instalada se ha multiplicado aproximadamente por nueve, alcanzando en 2020 un valor de 319,71MW por 37,18MW en 2004.

Por otro lado, como ha sido comentado anteriormente, se muestra el significativo aumento que tuvo lugar en el año 2008, alcanzando un valor de 108,69MW por los 58,56MW del año anterior. Es decir, en un plazo de un año la potencia eléctrica de origen renovable instalada en la isla fue prácticamente duplicada.

Asimismo, también se muestra el otro gran crecimiento anual experimentado hasta la fecha. Se observa que en 2018 la potencia eléctrica de origen renovable instalada alcanzó un valor de 306,31MW, por los 178,34MW del año anterior. Siendo así, en 2018 se aumentó la potencia instalada en aproximadamente 128MW.

A su vez, se puede observar que desde 2018 la potencia eléctrica de origen renovable instalada no ha experimentado aumentos significativos, habiéndose incrementado en tan solo 13,4MW durante los últimos dos años.

Año	Tenerife
2004	37.182
2005	37.177
2006	43.057
2007	58.561
2008	108.693
2009	112.492
2010	133.914
2011	136.804
2012	152.601
2013	154.365
2014	154.396
2015	154.435
2016	154.469
2017	178.342
2018	306.313
2019	317.119
2020	319.714

Figura 2.16 Evolución de la potencia eléctrica de origen renovable instalada en Tenerife, ud:kW

Fuente: [4]

En la Figura 2.17 se puede observar el porcentaje de inyección de energía eléctrica de origen renovable respecto a la energía puesta en red para cada isla. Asimismo, se tiene que Tenerife alcanza el valor máximo entre las islas, por detrás del Hierro, con un valor medio anual de 21,1%.

Mes	Gran Canaria	Tenerife	Lanzarote	Fuerteventura	La Palma	La Gomera	El Hierro	Canarias
Enero	7,7%	15,6%	5,0%	8,6%	7,6%	0,0%	24,4%	10,7%
Febrero	15,4%	21,2%	8,2%	9,8%	10,4%	0,0%	37,2%	16,4%
Marzo	17,9%	20,9%	10,3%	11,5%	11,4%	0,0%	46,9%	17,8%
Abril	15,6%	15,0%	10,1%	14,1%	7,8%	0,3%	27,8%	14,5%
Mayo	16,1%	19,4%	12,4%	16,6%	9,8%	0,0%	38,0%	16,9%
Junio	21,1%	25,7%	11,4%	16,4%	12,5%	0,2%	20,1%	21,4%
Julio	27,4%	29,8%	16,5%	18,3%	17,2%	0,1%	85,5%	26,6%
Agosto	28,8%	32,3%	16,0%	17,2%	14,2%	0,1%	80,7%	27,8%
Septiembre	17,8%	19,9%	8,5%	10,6%	7,8%	0,1%	46,1%	17,0%
Octubre	16,7%	23,0%	8,4%	11,6%	10,3%	0,5%	34,7%	17,9%
Noviembre	9,1%	15,3%	6,2%	7,8%	6,7%	0,4%	21,1%	11,2%
Diciembre	11,1%	14,4%	6,6%	9,8%	6,3%	0,2%	25,2%	11,8%
Total	17,1%	21,1%	9,9%	12,5%	10,2%	0,2%	41,8%	17,5%

Figura 2.17 Porcentaje de inyección de energía eléctrica de origen renovable respecto a la energía total puesta en red cada mes

Fuente: [4]

Por tanto, del presente apartado se concluye que la penetración de las renovables en la isla de Tenerife es positiva en comparación con aquella para el resto de las islas. Sin embargo, se conoce que el ritmo de la transición energética en Canarias no es favorable, por lo que todas las islas deben aumentar la participación renovable en el mix energético, incluido Tenerife.

Además, también se ha podido observar que en los últimos años el crecimiento de la tecnología renovable en Tenerife ha sido muy reducido, al igual que en el resto de las Islas Canarias.

2.3.2 Plan de Transición Energética de Canarias (PTECan)

Como ha sido explicado anteriormente, en la actualidad la mayor parte de la demanda energética en Canarias es atendida por combustibles fósiles, con las consecuencias medioambientales que ello supone. Tal es así que más de un 85% de las emisiones de gases de efecto invernadero (GEI) en el archipiélago son atribuidas al sector energético.

Por tanto, es claro que urge avanzar hacia la descarbonización del sector.

El Plan de Transición Energética de Canarias (PTECan) consiste en una herramienta de planificación energética para Canarias cuyo objetivo principal es “progresar hacia la total descarbonización de la economía de Canarias mediante la actuación en el sector energético, el cual es responsable del 88% de las emisiones de Gases de Efecto invernadero producidas en el archipiélago” [11].

Asimismo, se trata de un documento que ha sido desarrollado en coherencia con lo establecido en el Plan Nacional Integrado de Energía y Clima 2021-2030 (PNIEC) y en el Proyecto de Ley de Cambio Climático y Transición Energética de Canarias.

El PTECan presenta el objetivo fundamental de establecer un conjunto de acciones, con un marco de actuación en el sector energético, dirigidas a lograr los objetivos de reducción de GEI en las Islas Canarias. Asimismo, el primer objetivo temporal se encuentra fijado para 2030, cuando se pretende que el 60% de la demanda eléctrica en Canarias sea producida a partir de energías renovables [11].

Para ello, este plan fomenta la eficiencia energética, el uso de energías renovables y el mantenimiento de las condiciones de seguridad y garantía de suministro energético en cada una de las islas del archipiélago canario.

En particular, el PTECan ha elaborado ocho estrategias energéticas sectoriales [11]:

- Autoconsumo fotovoltaico
- Almacenamiento energético
- Vehículo eléctrico
- Generación gestionable
- Geotermia
- Energías renovables marinas
- Hidrógeno verde
- Gestión de la demanda y redes inteligentes

Estas ocho estrategias son aquellas con las que se pretende avanzar hacia la descarbonización del sector energético en Canarias, desarrollando un modelo energético sostenible, basado en las energías renovables y la eficiencia energética.

3 INTRODUCCIÓN AL CICLO COMBINADO

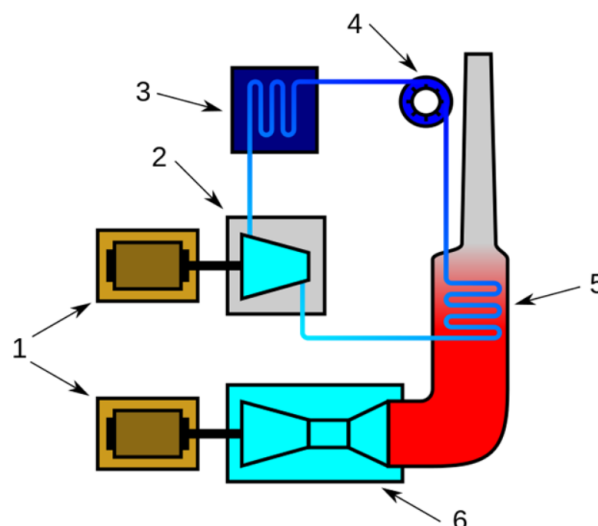
Una central térmica de ciclo combinado es aquella en la que la energía térmica del combustible es transformada en potencia eléctrica a partir del acoplamiento de dos ciclos termodinámicos individuales, uno que opera a altas temperaturas y otro que lo hace a medias-bajas.

El calor residual del proceso de producción de trabajo en el primer ciclo, que opera a altas temperaturas, es aprovechado en el segundo, que opera a bajas o medias temperaturas, para producir trabajo de nuevo.

En la práctica, los ciclos combinados que operan en las centrales térmicas acoplan el ciclo de gas con el ciclo de vapor. De este modo, de forma prácticamente universal, el término ciclo combinado se reserva al ciclo combinado gas-vapor.

Siendo así, en el primer ciclo se obtiene potencia mecánica a partir de la combustión de un gas, empleándose la energía térmica de los gases producto de la combustión de este sistema en generar potencia mecánica en el segundo ciclo. Ambos sistemas se unen en un equipo denominado caldera de recuperación, donde la alta temperatura de los gases residuales a la salida de la turbina de gas se aprovecha en producir vapor, que posteriormente será turbinado en el ciclo de vapor, produciéndose potencia mecánica de nuevo.

En la Figura 3.1 se muestra el esquema básico de funcionamiento de una central térmica de ciclo combinado.



1. Electric Generators, 2. Steam Turbine, 3. Condenser, 4. Water Feed Pump
5. Heat Recovery Steam Generators or Boiler, 6. Gas Turbine

Figura 3.1 Esquema básico de central térmica de ciclo combinado

Fuente: <https://www.mechanicalbooster.com/>

Los ciclos combinados se justifican debido a la complejidad tecnológica de lograr que un único ciclo termodinámico trabaje entre las temperaturas de los focos caliente y frío más comunes. Siendo así, se encuentra como solución el acoplamiento de dos ciclos, donde uno de estos se encuentra especializado en la producción de trabajo en rangos de alta temperatura (Brayton), y otro en temperaturas medias-bajas (Rankine).

La unión termodinámica de ambos ciclos permite obtener un rendimiento global mayor al rendimiento de cada uno de ellos por separado, es decir, es posible producir energía eléctrica con un menor consumo de energía primaria. Siendo así, los ciclos combinados son los sistemas de producción de potencia eléctrica a partir de combustible fósil con mayor rendimiento energético en la actualidad. Así mismo, el rendimiento del ciclo combinado es función del rendimiento individual de cada ciclo, así como del proceso de transferencia de calor entre ambos.

Una vez realizada una breve introducción a los ciclos combinados, con ánimo de entender su funcionamiento de la mejor manera posible, se requiere comprender de manera previa el funcionamiento individual de cada uno de los ciclos que lo componen. Adicionalmente, aunque no son de aplicación en el presente trabajo, se cree conveniente explicar de modo sintetizado las principales modificaciones empleadas comúnmente en la actualidad sobre cada uno de estos ciclos, con el objetivo de aportar una mayor visión de los mismos.

3.1 Ciclo de gas

El ciclo Brayton es el ciclo de potencia en el que se basa el motor turbina de gas. Su objetivo es el de generar potencia mediante gas, pudiendo operar como ciclo abierto o cerrado, con combustión interna o externa, respectivamente.

La gran mayoría de las turbinas de gas se basan en el ciclo abierto de Brayton, es decir, los gases se descargan directamente a la atmósfera y la combustión es interna. Así mismo, este es el modo de operación de la turbina de gas en un ciclo combinado. Se debe destacar que se trata de un ciclo mecánico, pues no es un ciclo cerrado, es decir, el ciclo no vuelve a su estado inicial.

En la Figura 3.2 se observa la configuración simple del ciclo Brayton abierto.

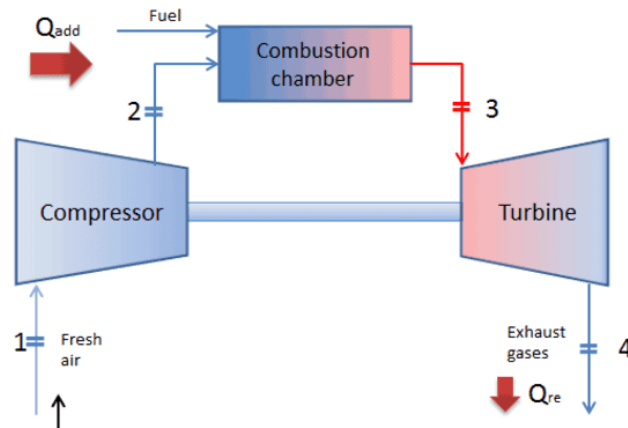


Figura 3.2 Configuración simple ciclo Brayton abierto

Fuente: <https://www.thermal-engineering.org/>

El aire entra al compresor en condiciones ambientales, donde experimenta un proceso de compresión, aumentando su presión y temperatura. A continuación, el aire comprimido entra en la cámara de combustión, donde reacciona con el combustible inyectado, normalmente gas natural, y tiene lugar el proceso de combustión. Los gases producto de la combustión, a alta temperatura (superiores a 1.000°C), atraviesan la turbina de gas, donde se expanden hasta una presión cercana a la atmosférica, produciendo potencia. La turbina se acopla a un alternador, de modo que la energía mecánica es transformada en eléctrica. Parte de la potencia desarrollada en la turbina es consumida por el compresor, mientras que el resto es la potencia neta desarrollada por el ciclo, transformada en energía eléctrica a partir del alternador. Por último, los gases se descargan a la atmósfera, encontrándose aún a alta temperatura (en torno a $500\text{-}600^{\circ}\text{C}$).

Esta elevada temperatura de los gases de escape a la salida de la turbina de gas motiva a un mejor aprovechamiento de los mismos. Siendo así, esta corriente es empleada en el ciclo combinado para generar vapor en la caldera de recuperación, que posteriormente es turbinado en el ciclo de vapor.

Según lo anterior, y atendiendo a la Figura Y, el ciclo Brayton abierto simple se compone de los siguientes procesos:

- 1-2: Compresión isoentrópica (compresor)
- 2-3: Combustión a presión constante (cámara de combustión)
- 3-4: Expansión isoentrópica (turbina de gas)

Los procesos anteriores son aquellos que tienen lugar en un ciclo ideal, sin irreversibilidades. Sin embargo, en la realidad siempre se tendrán presentes irreversibilidades, es decir, siempre tiene lugar una destrucción de exergía.

La exergía se puede definir como una propiedad termodinámica que determina el potencial de aprovechamiento de la energía para producir trabajo. Siendo así, la destrucción de exergía se puede comprender como una degradación de la calidad de la energía.

Por tanto, en un ciclo Brayton real la compresión y expansión no son a entropía constante, ni la combustión es isobárica. Atendiendo a esto, en un ciclo real el compresor va a consumir más potencia que en el caso isoentrópico, a la vez que la turbina desarrollará menor potencia. Por tanto, la potencia neta del ciclo será menor.

Generalmente, los compresores suelen presentar una eficiencia isoentrópica situada en torno al 89-91%, mientras que las turbinas en un 91-93%. Por otro lado, la pérdida de presión que tiene lugar en el proceso de combustión es reducida, soliendo encontrar en torno a valores del 5%.

Para observar las diferencias existentes entre el caso ideal y real, se recurre a una herramienta fundamental, el diagrama T-s.

Se debe destacar que realmente el diagrama T-s no se puede representar, pues se tienen dos gases diferentes, aire y gases producto de la combustión. De todos modos, se muestra a continuación el diagrama T-s correspondiente a un análisis aire-estándar para un ciclo Brayton abierto, pues es igualmente válido para comprender el efecto que introducen las irreversibilidades en el ciclo real.

El análisis aire-estándar se trata de una idealización empleada en ocasiones para el estudio de centrales térmicas de turbina de gas de tipo abierto. Este análisis realiza las siguientes suposiciones:

- El fluido de trabajo es únicamente aire
- El fluido de trabajo se comporta como gas ideal
- El aumento de temperatura que tendría lugar en el proceso de combustión se reproduce por una transferencia de calor desde una fuente externa.

En la Figura 3.3 se puede observar el diagrama T-s para el ciclo Brayton abierto, donde se debe destacar que el proceso representado en línea discontinua (4-1) no ocurre realmente en el ciclo Brayton abierto, sino que se trata de una representación del retorno del estado del aire que sale del motor a las condiciones ambientales de entrada, pudiendo considerarse así como un ciclo termodinámico.

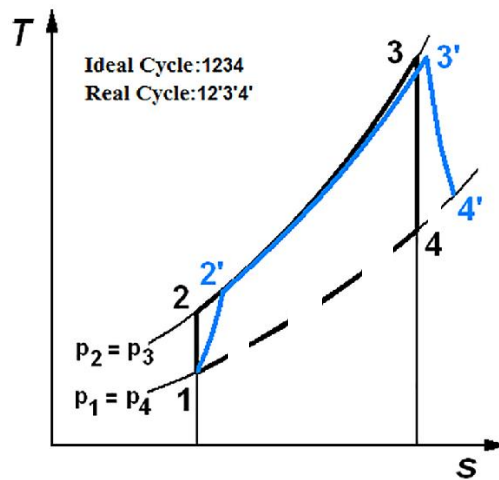


Figura 3.3 Diagrama T-s ciclo Brayton abierto

Fuente: <https://www.researchgate.net/>

Se observa que en el diagrama T-s del ciclo Brayton no se muestran las curvas de saturación, al contrario que en el correspondiente para el ciclo Rankine. Esto es así debido a que el estado del aire (análisis aire-estándar) será de vapor sobrecalentado, sin encontrarse en ningún momento cerca de la condensación, por lo que no es necesario la representación de las curvas.

Del diagrama T-s se puede observar cómo las irreversibilidades provocan un aumento de las temperaturas de salida del compresor ($T_{2'} > T_2$) y de la turbina de gas ($T_{4'} > T_4$). De igual modo, se puede notar la ligera caída de presión que tiene lugar en el proceso de combustión ($2'-3'$), al situarse el estado $3'$ en una isobara inferior.

Con consecuencia en lo anterior, se observa cómo la línea de unión de los estados 1-2' (compresión real) tiene mayor longitud que la de los estados 1-2 (compresión ideal), lo que significa que la potencia consumida por el compresor es mayor en el caso real respecto al ideal. De igual modo, se tiene que la línea de unión de los estados 3'-4' (expansión real) presenta menor longitud que la de los estados 3-4 (expansión ideal), lo que significa que la potencia desarrollada en la expansión en el caso real es menor que en el ideal. Siendo así, se cumple que la potencia neta desarrollada por el ciclo en el caso real será siempre menor que en el ideal.

Además de la configuración simple del ciclo Brayton, existen una serie de modificaciones cuyo objetivo es el de lograr una optimización del ciclo. A continuación, se procede a explicar brevemente cada una de ellas.

3.1.1 Recuperación

El ciclo Brayton con recuperación, también conocido como regeneración, tiene el objetivo de aumentar el rendimiento térmico del ciclo reduciendo el consumo de combustible.

Se debe destacar que esta modificación es únicamente aplicable en el caso de que la temperatura de los gases de escape a la salida de la turbina de gas sea mayor que la del aire a la salida del compresor ($T_4 > T_2$).

La recuperación consiste en aprovechar el estado de los gases de escape a la salida de la turbina, su alta temperatura, mediante la incorporación de un intercambiador de calor para aumentar la temperatura de entrada del aire a la cámara de combustión. Siendo así, el flujo de gases de escape a la salida de la turbina se circula hasta el intercambiador de calor, denominado recuperador, aumentando la temperatura del aire a la salida del compresor mediante la cesión de calor. De esta manera, es posible reducir el consumo de combustible en el ciclo.

Por otro lado, esta modificación también da lugar a una pequeña reducción de la potencia neta del ciclo, por ser menor el caudal que atraviesa la turbina de gas y por las pérdidas de carga que introduce el recuperador.

Sin embargo, aunque se experimenta una reducción de la potencia neta del ciclo, la disminución del consumo de combustible es mayor y, por tanto, el rendimiento térmico aumenta.

En la Figura 3.4 se representa el esquema del ciclo Brayton con recuperación.

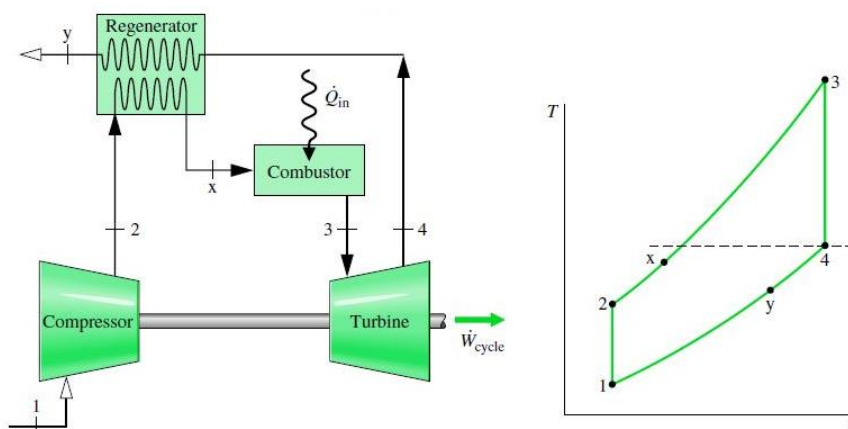


Figura 3.4 Ciclo Brayton con recuperación y diagrama T-s ideal

Fuente: <https://slideplayer.es/>

3.1.2 Interenfriamiento

El ciclo Brayton con interenfriamiento tiene el objetivo de aumentar el rendimiento térmico del ciclo reduciendo el trabajo consumido en la etapa de compresión.

Siendo así, esta modificación consiste en emplear la compresión en varias etapas, enfriando el fluido de trabajo entre ellas. El objetivo es el de emular, en cierto modo, un proceso de compresión isoterma.

En un proceso de compresión de dos etapas, como se puede observar en la Figura 3.5, inicialmente se comprime el gas en un primer compresor hasta una presión intermedia, seguidamente se enfría en el interenfriador y, por último, vuelve a ser comprimido en el segundo compresor. Como se puede observar, esta modificación presenta el inconveniente de la necesidad de disponer de dos compresores, aunque tendrán menor tamaño que el que tendría un único compresor operando en solitario.

Cuanto mayor sea el número de etapas de compresión con refrigeración intermedia, más se va a acercar el proceso de compresión al proceso isoterma.

Al enfriar el fluido de trabajo, se reduce su volumen específico promedio y, por tanto, la cantidad de trabajo en el fluido para alcanzar el aumento de presión requerido es menor. De esta manera, es posible reducir la potencia consumida en la etapa de compresión. Por otro lado, esta modificación provoca un aumento del consumo de combustible debido a la reducción de la temperatura del aire a la entrada de la cámara de combustión.

Siendo así, el trabajo neto del ciclo aumenta principalmente por el interenfriamiento, aunque también tiene influencia el aumento del caudal de combustible, pero su efecto es de segundo orden debido a los dosados habituales.

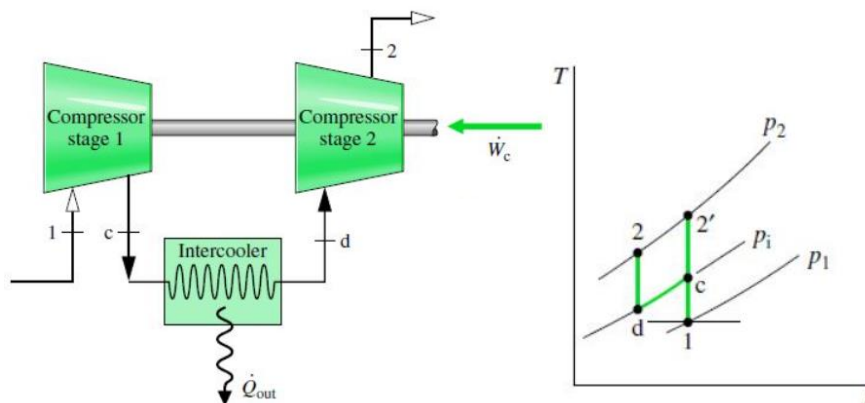


Figura 3.5 Ciclo Brayton con interenfriamiento y diagrama T-s ideal

Fuente: <https://slideplayer.es/>

Una opción interesante es la combinación de un interenfriamiento con recuperación, pues así la diferencia de temperatura entre la salida del compresor y la salida de la turbina será mayor, pudiéndose aumentar el potencial de recuperación.

3.1.3 Combustión secuencial

Denominada como post-combustión, recalentamiento o combustión secuencial, esta modificación tiene el objetivo de aumentar el rendimiento térmico del ciclo mediante el aumento del trabajo producido en la etapa de expansión.

Consiste en realizar una expansión múltiple a través de dos o más turbinas de gas, con recalentamientos intermedios mediante la instalación de cámaras de combustión intermedias, en las cuales se recalienta el gas. Se pueden instalar dos o más turbinas en serie, al igual que ocurría para los compresores en el interenfriamiento.

Esta combustión adicional del gas de escape de una primera turbina para ser luego expandido en una segunda da lugar a un aumento del trabajo neto del ciclo, sin embargo, también se produce un aumento en el consumo de combustible. Por tanto, podría ocurrir que el aumento de combustible fuera mayor que el de la potencia neta desarrollada, de modo que no se estaría aumentando el rendimiento térmico del ciclo, sino que se estaría reduciendo. Siendo así, la mejora de rendimiento térmico a la que pueda dar lugar esta modificación debe ser estudiada para cada caso en específico.

En la Figura 3.6 se observa el esquema del ciclo Brayton con combustión secuencial.

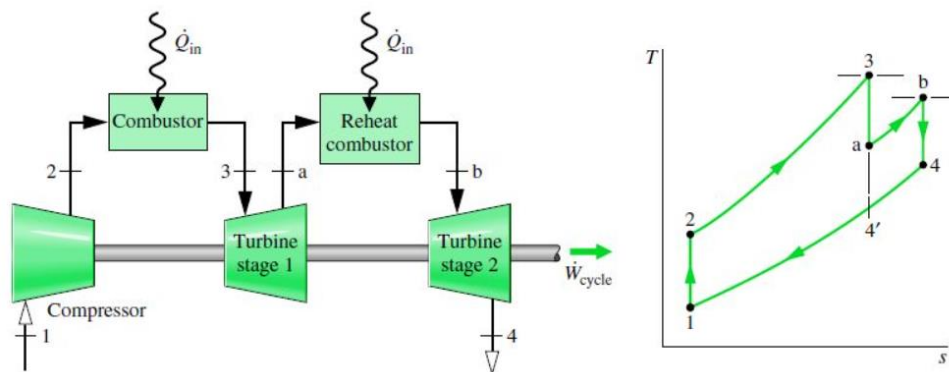


Figura 3.6 Ciclo Brayton con combustión secuencial y diagrama T-s ideal

Fuente: <https://slideplayer.es/>

Todas las modificaciones previamente comentadas pueden aplicarse en un mismo ciclo, tal y como se puede observar en la Figura 3.7. Es decir, la combustión secuencial y el enfriamiento intermedio son complementarios con la regeneración. De hecho, como se ha comentado con anterioridad, estas modificaciones no necesariamente aumentan el rendimiento térmico del ciclo por sí mismas. Sin embargo, al combinar el interenfriamiento y el recalentamiento con la regeneración, es posible lograr un aumento significativo del rendimiento térmico del ciclo, a la vez que la producción neta de trabajo también lo hará.

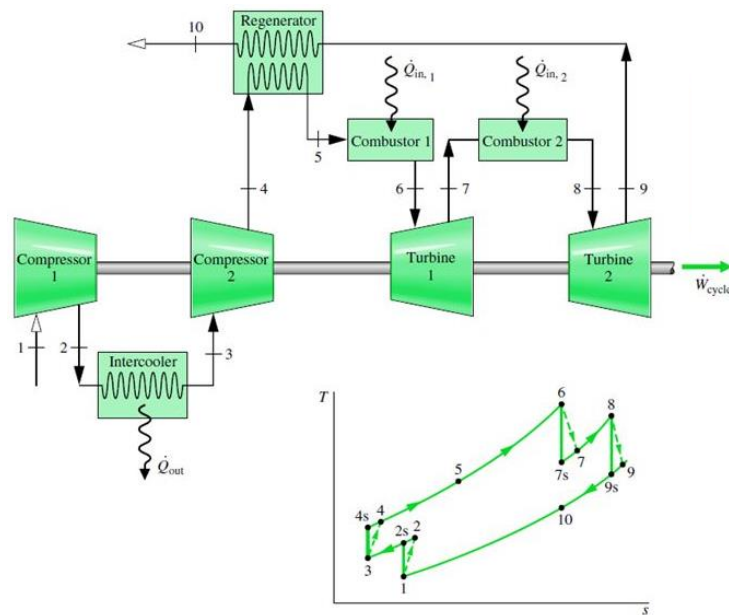


Figura 3.7 Ciclo Brayton con regeneración, recalentamiento e interenfriamiento y diagrama T-s

Fuente: <https://slideplayer.es/>

En el diagrama T-s se pueden observar en la parte inferior izquierda los dos procesos de compresión con el enfriamiento intermedio, a la vez que en la parte superior derecha los dos procesos de expansión con el recalentamiento intermedio. Del mismo modo, se observa cómo se reduce el trabajo de compresión del ciclo y aumenta el de expansión.

3.2 Ciclo de vapor

El ciclo de Rankine es el sustrato termodinámico en el que se asienta el funcionamiento de una central térmica de vapor, es decir, es el ciclo representativo de la turbina de vapor.

Existen ciclos de Rankine inverso y simple. En el presente documento se procede únicamente con la explicación del ciclo simple, pues es aquel seguido por la turbina de vapor.

El ciclo de Rankine es un ciclo termodinámico que tiene como objetivo la conversión de calor en trabajo, generando potencia eléctrica a partir de una fuente de calor. Siendo así, su funcionamiento se basa en evaporar y condensar sucesivamente el fluido de trabajo a lo largo del ciclo, transformando el calor recibido en la caldera en potencia mecánica en el eje de la turbina de vapor.

Generalmente, el fluido de trabajo es el agua, si bien es cierto que existen otro tipo de sustancias que pueden ser empleadas, como ocurre en el ciclo orgánico de Rankine (ORC), que emplea fluidos orgánicos.

Los equipos que conforman el ciclo Rankine básico son una bomba, “media” caldera, una turbina de vapor y “medio” condensador. Se ha empleado el término “medio” debido a que la parte de la caldera que realmente pertenece al ciclo de Rankine es aquella por la que circula el fluido de trabajo del ciclo, quedando la combustión fuera del mismo, de modo que el fluido de trabajo del ciclo recibe un aporte de calor de un subsistema externo. De manera análoga, la parte del condensador que realmente pertenece al ciclo es aquella por la que circula el fluido de trabajo de este último, de modo que la corriente del fluido de refrigeración no pertenece al ciclo.

En la Figura 3.8 se muestra el esquema del ciclo de Rankine simple, procediendo posteriormente con la explicación de los procesos que experimenta el fluido de trabajo.

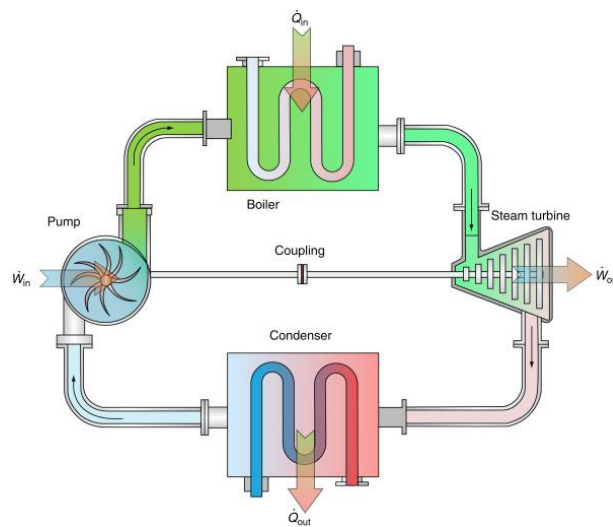


Figura 3.8 Esquema ciclo de Rankine simple

Fuente: <https://www.arhse.com/>

El agua, en fase líquida, sale de la bomba a alta presión (agua de alimentación a caldera) y entra en la caldera, donde se calienta y evapora gracias a una cesión de calor recibida de un proceso de combustión, externo al ciclo. A continuación, el vapor a alta temperatura y presión se expande a través de la turbina, produciendo trabajo mecánico en su eje. A la salida de la turbina el fluido de trabajo se encuentra en la isóbara inferior del ciclo, atravesando en fase vapor el condensador y cediendo calor al agua de refrigeración, flujo externo al ciclo. En este proceso, el vapor se condensa, volviéndose a encontrar el fluido de trabajo en fase líquida, mientras que la temperatura del agua del circuito de refrigeración aumenta. Típicamente, la corriente de agua de refrigeración será procedente de un río, lago o mar, por lo que la variación de temperatura de este flujo se encuentra regulada por normativa. Por último, el agua es bombeada, de modo que aumenta su presión hasta la isóbara superior, cerrando el ciclo.

Los cuatro procesos que forman parte del ciclo de Rankine simple son:

- 1-2: Expansión isoentrópica (turbina de vapor).
- 2-3: Enfriamiento isóbaro (condensador).
- 3-4: Compresión isoentrópica (compresor).
- 4-1: Calentamiento isóbaro (caldera).

Sin embargo, el ciclo ideal, internamente reversible, no existe en la realidad, por lo que siempre se tendrá una destrucción de exergía asociada a los procesos del ciclo. Siendo así, los procesos de transferencia de calor no serán a presión constante, y los de expansión y compresión no serán a entropía constante.

3.2.1 Sobrecalentamiento

Se debe destacar que en el ciclo de Rankine simple el calentamiento en la caldera tiene lugar hasta el estado de vapor saturado. Sin embargo, en la realidad siempre se ejecuta un calentamiento adicional, de modo que se logra que el fluido de trabajo a la entrada de la turbina se encuentre como vapor sobrecalentado. Esta nueva etapa respecto a la configuración simple tiene lugar en un sobrecalentador, adquiriendo el nombre de sobrecalentamiento. La combinación de caldera con sobrecalentador toma la denominación de generador de vapor.

El ciclo con sobrecalentamiento tiene una mayor temperatura media de absorción de calor que el ciclo simple, por lo que el rendimiento térmico aumenta. Del ciclo de Carnot, se conoce que es característica común de todos los ciclos termodinámicos que la eficiencia térmica tiende a aumentar a medida que lo hace la temperatura promedio a la que se absorbe energía por transferencia de calor.

En la Figura 3.9 se ilustra el diagrama T-s ideal para el ciclo de Rankine simple, y en línea discontinua, el efecto adicional que supondría introducir el sobrecalentamiento.

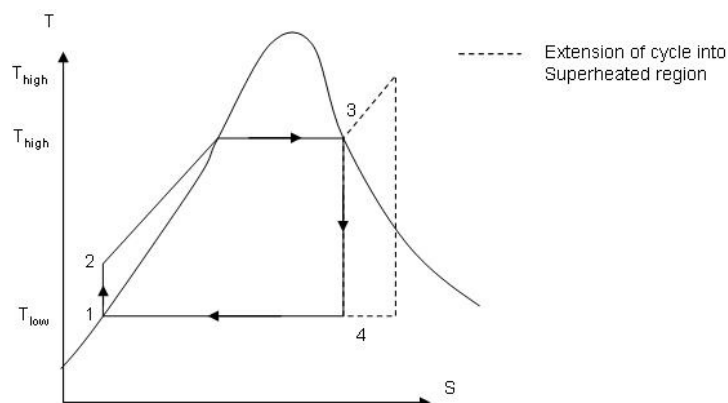


Figura 3.9 Diagrama T-s ideal para ciclo de Rankine simple

Fuente: <https://www.ucl.ac.uk/>

Al sobrecalentar, se puede observar que el fluido de trabajo a la entrada de la turbina se encontrará como vapor sobrecalentado, en lugar de saturado, habiéndose experimentado así un aumento en la temperatura y el volumen específico. A la vez, se observa que a la salida de la turbina se tendrá mezcla bifásica con un título de vapor mucho mayor que aquel para el caso sin sobrecalentar. Con suficiente sobrecalentamiento, es incluso posible obtener vapor sobrecalentado a la salida de la turbina.

Del mismo modo, del diagrama T-s se observa que la línea de unión de los estados 3 y 4, entrada y salida de la turbina, aumenta de longitud respecto a la configuración simple, lo que indica que el trabajo desarrollado en la expansión ha aumentado. Además, también aumenta el calor absorbido por el ciclo, representado por la línea discontinua oblicua, por lo que se necesitará un mayor aporte de calor en el calentamiento, es decir, un mayor consumo de combustible respecto al caso sin sobrecalentar. Sin embargo, el aumento de potencia neta desarrollada en el ciclo será mayor al aumento del calor absorbido, por lo que el rendimiento térmico aumentará.

Además, aumentar el título de vapor a la salida de la turbina es beneficioso para su operación, pues títulos bajos podrían dañar los álabes de la propia turbina al contener una cantidad de agua demasiado elevada, de manera que podría tener lugar el impacto de gotas de agua sobre las cuchillas, erosionándolas. Títulos superiores al 90% se consideran adecuados.

Siendo así, en la realidad el ciclo de Rankine siempre se emplea con sobrecalentamiento, y todas las modificaciones se hacen sobre esta configuración.

En la figura 3.10 se observa el ciclo de Rankine junto al diagrama T-s ideal representativo para la configuración con sobrecalentamiento.

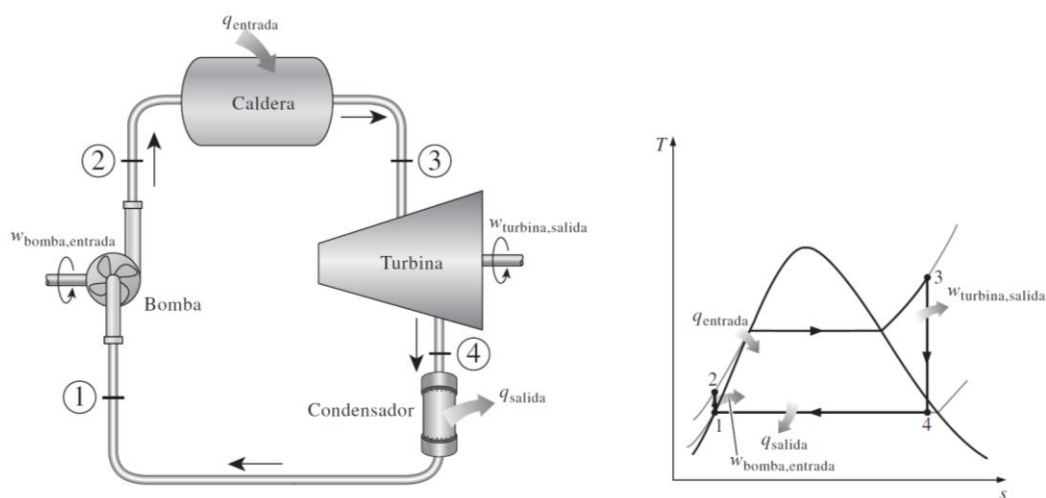


Figura 3.10 Ciclo de Rankine con sobrecalentamiento y diagrama T-s ideal

Fuente: [12]

En el diagrama T-s se puede observar el aumento de presión experimentado en la bomba a entropía constante (1-2). De igual modo se observan las tres fases del calentamiento en caldera (2-3), a presión constante. En primer lugar, el fluido se calienta hasta alcanzar la temperatura de saturación. A continuación, tras alcanzar esta temperatura, experimenta un cambio de fase a temperatura constante, pasando de líquido saturado a vapor saturado. Por último, el fluido experimenta el sobrecalentamiento, aumentando su temperatura y obteniéndose vapor sobrecalentado a la entrada de la turbina.

A continuación, se observa el proceso de expansión en la turbina (3-4), donde el fluido pasa de la isóbara superior del ciclo a la inferior, a entropía constante. Por último, cerrando el ciclo, se observa la cesión de calor a presión constante (4-1), pasando el fluido de nuevo a estado líquido.

Sin embargo, como se ha indicado con anterioridad, en los ciclos reales siempre se tendrán irreversibilidades asociadas a los mismos. Los procesos de transferencia de calor no tendrán lugar a presión constante, al igual que los procesos de expansión y compresión tendrán asociados irreversibilidades. Todo esto da lugar a que el rendimiento térmico del ciclo se vea mermado.

En la figura 3.11 se observan las diferencias existentes entre los ciclos ideal y real a partir de la comparación de los respectivos diagramas T-s.

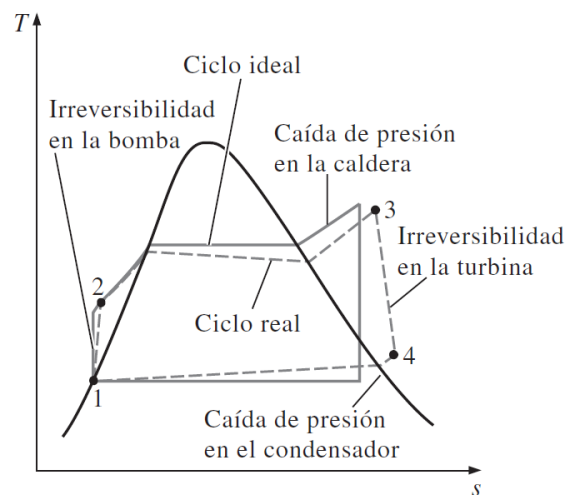


Figura 3.11 Diagrama T-s ideal vs real para ciclo de Rankine con sobrecalentamiento

Fuente: [12]

De la comparación del diagrama T-s, se observa de manera clara el efecto de las irreversibilidades. El consumo de la bomba es mayor, la expansión en la turbina es menor, produciendo menor trabajo, y en los procesos de transferencia de calor se experimentan pérdidas de presión.

A continuación, se analizan las distintas irreversibilidades presentes en el ciclo de Rankine.

En la turbina, las principales irreversibilidades que experimenta el fluido de trabajo se encuentran asociadas al proceso de expansión. Toda expansión real dará lugar a un incremento de entropía, reduciéndose el trabajo desarrollado en comparación con el proceso ideal. Así mismo, el efecto de las irreversibilidades en la turbina se cuantifica a partir de su eficiencia isoentrópica. Las irreversibilidades en este equipo presentan gran importancia, pues reducen considerablemente el trabajo neto desarrollado por la planta.

En la bomba, las principales irreversibilidades se encuentran asociadas al rozamiento que debe vencer el fluido a su paso por este equipo. Siendo así, en la realidad este proceso siempre conllevará un incremento de entropía, requiriéndose un mayor consumo energético que en el proceso ideal. Al igual que para la turbina, las irreversibilidades en este equipo se cuantifican a partir de su eficiencia isoentrópica. El trabajo de la bomba es bastante menor al de la turbina, por tanto, las irreversibilidades en este equipo no tienen un impacto demasiado significativo sobre el trabajo neto desarrollado por la planta.

Las irreversibilidades en la parte de caldera y condensador pertenecientes al ciclo son las asociadas a los efectos del rozamiento, experimentándose pérdidas de presión en el fluido. Las caídas de presión, por lo general, son muy reducidas. Además, se tienen las irreversibilidades asociadas a la transferencia de calor entre la parte de condensador interna y externa al ciclo, ocurriendo lo mismo para la caldera.

Las irreversibilidades de la bomba y turbina son internas, al igual que las ocurridas en la “media” caldera y “medio” condensador pertenecientes al ciclo, es decir, son experimentadas por el fluido de trabajo cuando circula a través del ciclo de Rankine. Sin embargo, la mayor fuente de irreversibilidades en una central térmica de combustible fósil son las asociadas a la combustión y la consiguiente transferencia de calor desde los productos de la combustión al fluido de trabajo del ciclo. Estas irreversibilidades son externas, pues se encuentran fuera del ciclo de Rankine.

Además de las irreversibilidades anteriores, se tienen otras que normalmente presentan menor importancia. Por ejemplo, en todos los equipos, al igual que en las tuberías que los conectan entre sí, siempre tendrá lugar una disipación de calor al ambiente. Sin embargo, este efecto es de segundo orden, y suele despreciarse a nivel de cálculo. Del mismo modo, los efectos del rozamiento en la caldera, condensador y tuberías provocan caídas de presión en el fluido de trabajo. Se suelen tener únicamente en cuenta las ocurridas en caldera y condensador, despreciándose a nivel de cálculo las asociadas a las tuberías. Yendo más allá, se tienen pérdidas incluso en los cojinetes dispuestos entre partes móviles debido a la fricción, el vapor que se fuga del ciclo o el aire que ingresa al condensador.

En la Figura 3.12 se muestra un esquema más detallado del ciclo de Rankine con sobrecalentamiento, en el que se pueden observar los distintos calentadores que componen el generador de vapor.

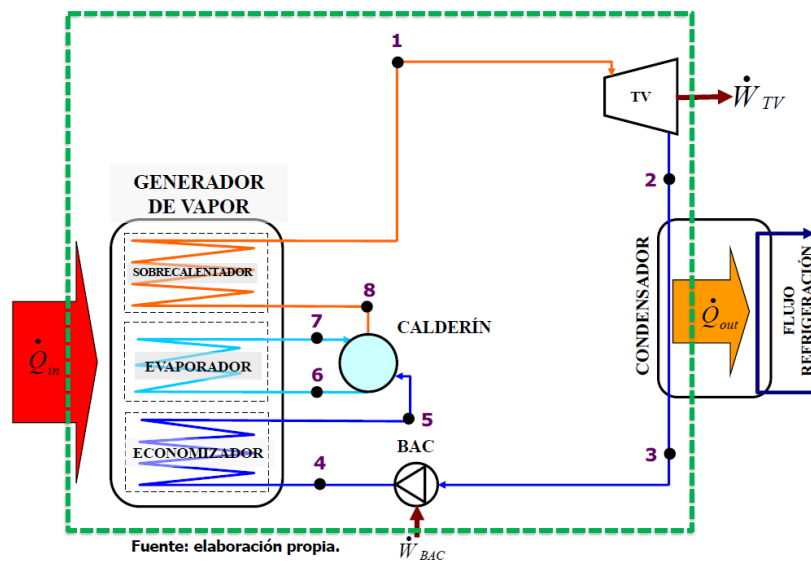


Figura 3.12 Ciclo de Rankine con sobrecalentamiento

Fuente: Motores Térmicos ULL

En el generador de vapor, a partir de un aporte de calor externo, se convierte el agua líquida procedente de la bomba en vapor para la turbina.

Se pueden observar los 3 componentes del generador de vapor. En primer lugar, el economizador, donde idealmente se calienta el fluido hasta líquido saturado. En el evaporador, idealmente se produce la evaporación del fluido desde líquido saturado hasta vapor saturado. Por último, en el sobrecalentador, se calienta el fluido de trabajo hasta el estado de vapor sobrecalentado, aumentando así su temperatura.

A parte de los 3 elementos anteriores, se observa la presencia del calderín. El calderín surge debido a que en un ciclo real es posible que a la salida del economizador se tenga líquido subenfriado, en lugar de saturado, y a la salida del evaporador, mezcla bifásica, en lugar de vapor saturado.

Siendo así, el calderín es un depósito cerrado que tiene 2 funciones, la de separador líquido-gas y como tanque de almacenamiento. De este modo, el calderín asegura que sus estados de salida sean siempre estados saturados, es decir, a la entrada del evaporador (6) se tenga líquido saturado y a la entrada del sobrecalentador (8) vapor saturado. Por tanto, el calderín se encontrará ocupado por un determinado nivel de líquido, y el resto será vapor, ambos en condiciones de saturación.

En la Figura 3.13 se muestra un esquema conceptual del calderín.

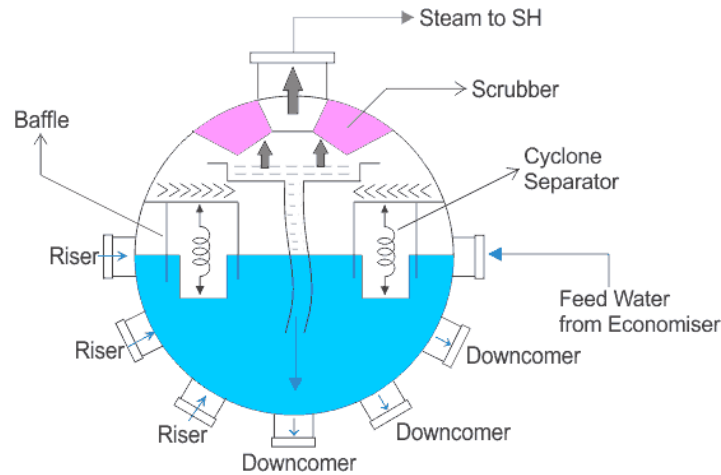


Figura 3.13 Esquema conceptual del calderín

Fuente: <https://www.electrical4u.com/>

Habitualmente, a la salida del evaporador (7) se tendrá una mezcla bifásica con título de vapor alto, es decir, no se llegará al estado de vapor saturado. En tal caso, cuando el fluido de trabajo circula hacia el sobrecalentador, la fracción de líquido saturado contenida en la mezcla bifásica quedará en el interior del calderín, avanzando hacia el sobrecalentador únicamente la fracción de vapor saturado, es decir, una pequeña parte del caudal total quedará dentro del depósito. Por tanto, el caudal del evaporador será mayor que el caudal del resto del ciclo.

Sobre el ciclo de Rankine con sobrecalentamiento existen varias modificaciones. Algunas de ellas presentan el objetivo de aumentar el rendimiento térmico directamente, mientras que otras buscan una mejora operativa del ciclo.

3.2.2 Sobrecalentamiento con recalentamiento

Aumentar la presión de trabajo en la caldera logra incrementar el rendimiento térmico del ciclo de Rankine, sin embargo, también provoca un aumento del contenido de humedad del vapor a niveles inaceptables. Siendo así, el empleo de elevadas presiones en la caldera da lugar al alcance de títulos de vapor excesivamente reducidos a la salida de la turbina, lo que anteriormente se ha comentado que supone un riesgo para los propios álabes de esta. La erosión de la turbina tendría efectos técnicos (materiales) a la vez que energéticos, pues el rendimiento de la turbina se vería reducido, afectando energéticamente a todo el ciclo.

Siendo así, el recalentamiento surge como solución para poder aprovechar el aumento del rendimiento térmico logrado por presiones más altas en la caldera, sin tener que afrontar el problema de humedad excesiva en las etapas finales de la expansión.

El objetivo principal del recalentamiento es aumentar el título de vapor a la salida de la turbina, es decir, reducir el contenido de humedad del vapor en las etapas finales

de la expansión. Por tanto, el objetivo principal de esta modificación es lograr una mejora operativa.

También se podría considerar como solución el aumentar directamente la temperatura de sobrecalentamiento del vapor antes de entrar a la turbina. Esta solución sería excelente, pues también se estaría aumentando la temperatura promedio de absorción de calor del ciclo, lo que incrementaría el rendimiento térmico del mismo. Sin embargo, se alcanzarían temperaturas demasiado elevadas, que supondrían un importante riesgo para la resistencia metalúrgica de los materiales. Por tanto, no se trata de una opción viable.

El recalentamiento consiste en dividir la expansión en dos etapas, con un recalentamiento del vapor entre ellas. El vapor se expande en la primera etapa de la turbina hasta una presión intermedia (entre la del generador de vapor y la del condensador), recalentándose posteriormente en un nuevo intercambiador de calor dispuesto en el generador de vapor, denominado recalentador. Tras el recalentamiento, el vapor se expande en la segunda etapa de la turbina hasta la presión del condensador.

En la Figura 3.14 se muestra el esquema del ciclo de Rankine sobrecalentado con recalentamiento.

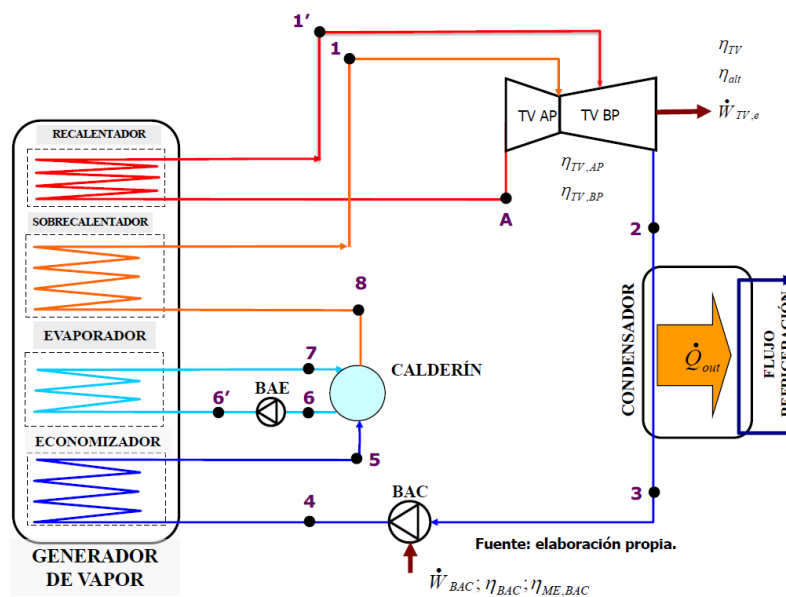


Figura 3.14 Ciclo de Rankine sobrecalentado con recalentamiento

Fuente: Motores Térmicos ULL

Se debe destacar que la temperatura de entrada al cuerpo de baja presión no tiene por qué coincidir con la de entrada al cuerpo de alta presión, aunque sí suele ocurrir así.

Además, el recalentamiento supone la introducción de otros efectos:

- Aumento del calor absorbido por el ciclo. La incorporación de un nuevo intercambiador de calor, el recalentador, supone una nueva adición de calor.
- Aumento del trabajo neto del ciclo. Si se representara el diagrama T-s se observaría que el área encerrada por el ciclo crece.
- Aumento de la cesión de calor. Debido al aumento del título de vapor a la salida de la turbina, la entalpía de este estado también lo hace, aumentando el calor cedido. Este efecto puede implicar la necesidad de emplear un condensador de mayor tamaño.
- Aumento de las pérdidas de carga. Añadir el recalentador supone la introducción de nuevas pérdidas de carga, que tendrá que compensarlas la bomba de condensado, aumentando así el consumo de bombeo. El consumo del ciclo aumenta ligeramente.

Con esta modificación se asegura el aumento de la potencia neta del ciclo, pero también es seguro el aumento del calor absorbido. Por tanto, dependiendo de las condiciones de operación particulares a cada ciclo, el rendimiento térmico aumentará o no. Dependerá principalmente de la presión de recalentamiento.

3.2.3 Sobrecalentamiento con regeneración

El objetivo principal de la regeneración es aumentar el rendimiento térmico del ciclo, siendo un método comúnmente empleado en las centrales eléctricas de vapor modernas.

Su propósito es aumentar la temperatura del agua de alimentación a la entrada del economizador. Siendo así, la temperatura media de absorción de calor del ciclo aumenta, y con ello su rendimiento térmico.

La regeneración consiste en realizar una extracción (sangrado) del vapor de la turbina y enviarlo hasta un intercambiador de calor, denominado regenerador, donde el vapor cede calor al agua de alimentación antes de entrar al generador de vapor, de modo que aumenta la temperatura de esta última corriente. De esta manera, el calor absorbido por el ciclo se reduce, es decir, se logra un ahorro en el consumo de combustible, o en aquella fuente energética a partir de la cual tenga lugar la cesión de calor en el generador de vapor.

Por otro lado, esta modificación también implica una reducción del calor cedido por el ciclo y de la potencia producida en la turbina, pues la segunda etapa de la expansión contará con un caudal de vapor menor, debido a la extracción previamente realizada.

Al realizar el sangrado en la turbina de vapor, la expansión tiene lugar en dos etapas, una de alta presión y otra de baja. Siendo así, existe un valor de presión de extracción que optimiza el rendimiento térmico del ciclo, pues a medida que se aumenta la presión de extracción, se reduce el calor total absorbido por el ciclo, pero también lo hace la potencia neta desarrollada. Por tanto, en la práctica se eligen las condiciones de operación óptimas, para que la reducción del calor absorbido compense la disminución del trabajo neto producido, de modo que el rendimiento térmico aumente.

El regenerador o calentador de agua de alimentación puede ser abierto o cerrado, en función de si la transferencia de calor tiene lugar a partir de la mezcla de ambos flujos o no, respectivamente.

Un calentador abierto es una cámara de mezclado en la que tiene lugar la mezcla del vapor extraído de la turbina con el agua de alimentación condensada. La mezcla sale del calentador a una temperatura intermedia a la de las dos corrientes de entrada, como líquido saturado a la presión del calentador. Los flujos máxicos de las corrientes de entrada se ajustan para que la mezcla a la salida se encuentre como líquido saturado.

Como se observa en la Figura 3.15, a la salida del condensador el agua de alimentación es bombeada hasta la presión de extracción, para poder ser introducida a continuación en el calentador abierto. A la salida de este último, la mezcla pasa por una segunda bomba que eleva su presión a la del generador de vapor.

Asimismo, el calentador abierto ha evolucionado dando lugar al calentador desaireador o desgasificador. El desgasificador, además de realizar las funciones de calentador abierto, permite eliminar el oxígeno y los gases incondensables presentes en el agua de alimentación. Para ello, se presuriza el calentador a una presión superior a la atmosférica, o se emplea un eyector o bomba de vacío en caso de encontrarse a una presión inferior. De esta manera, es posible proteger al generador de vapor de la corrosión.

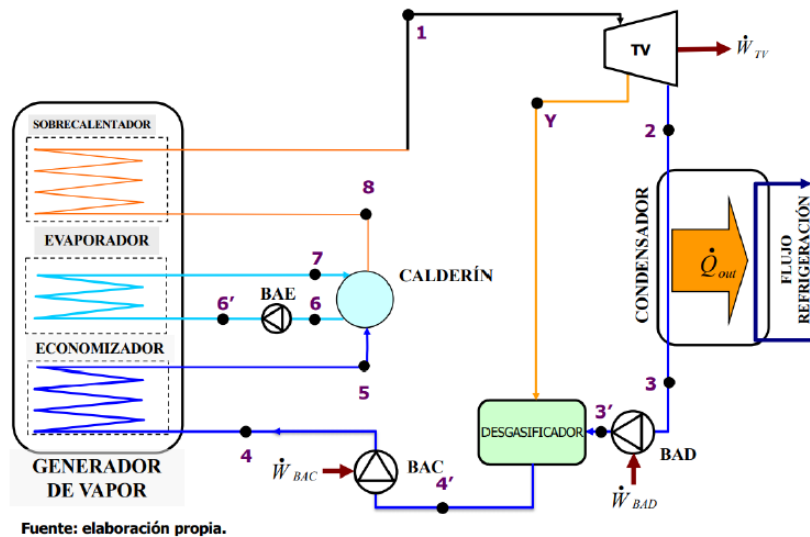


Figura 3.15 Ciclo de Rankine sobrecalentado con regeneración abierta

Fuente: Motores Térmicos ULL

Por otro lado, en el calentador cerrado los flujos caliente y frío discurren por circuitos independientes entre sí, es decir, la transferencia de calor tiene lugar sin que las dos corrientes se mezclen. Por tanto, al no tener lugar la mezcla, las corrientes pueden encontrarse a distintas presiones.

Son intercambiadores de calor del tipo carcasa y tubos, donde el agua de alimentación circula por los tubos y el vapor extraído por la carcasa, condensando y cediendo calor al agua de alimentación.

Idealmente, el agua de alimentación se calienta hasta la temperatura de salida del vapor extraído, que en condiciones ideales sale del regenerador como líquido saturado a la presión de extracción. Sin embargo, en las centrales eléctricas reales, el agua de alimentación a la salida del regenerador se encontrará a menor temperatura que la de salida del vapor extraído, para garantizar así una transferencia de calor efectiva.

En la Figura 3.16 se muestra el esquema del ciclo de Rankine sobrecalentado con regeneración cerrada.

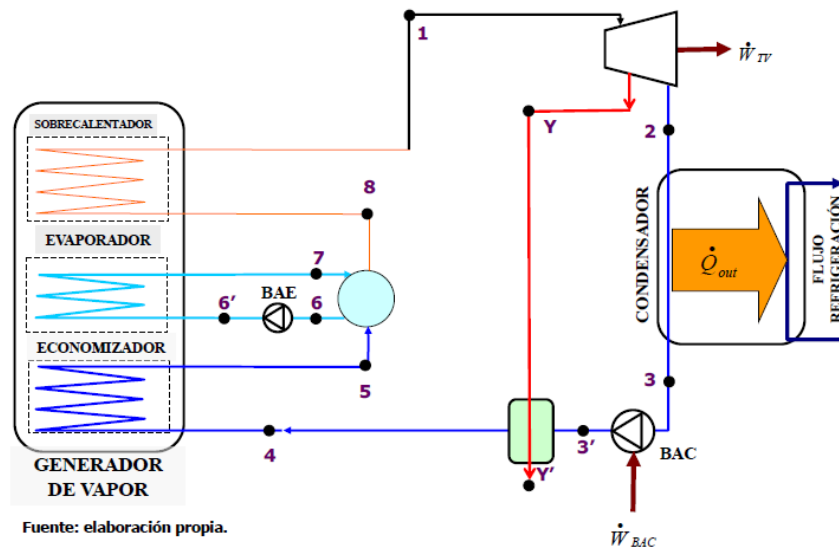


Figura 3.16 Ciclo de Rankine sobrecalentado con regeneración cerrada

Fuente: Motores Térmicos ULL

Tras la cesión de calor en el regenerador, el vapor condensado puede ser bombeado hacia la línea del agua de alimentación, enviado al condensador, o incluso a otro regenerador que opere a una presión inferior. Se habla de drenaje hacia el condensador o de drenaje hacia la línea de alta presión, si el condensado es enviado hacia el condensador o bombeado hacia la línea de alta presión, respectivamente.

En la Figura 3.17 se muestra la configuración con drenaje hacia el condensador, mientras que en la Figura Y la configuración con drenaje hacia la línea de alta presión.

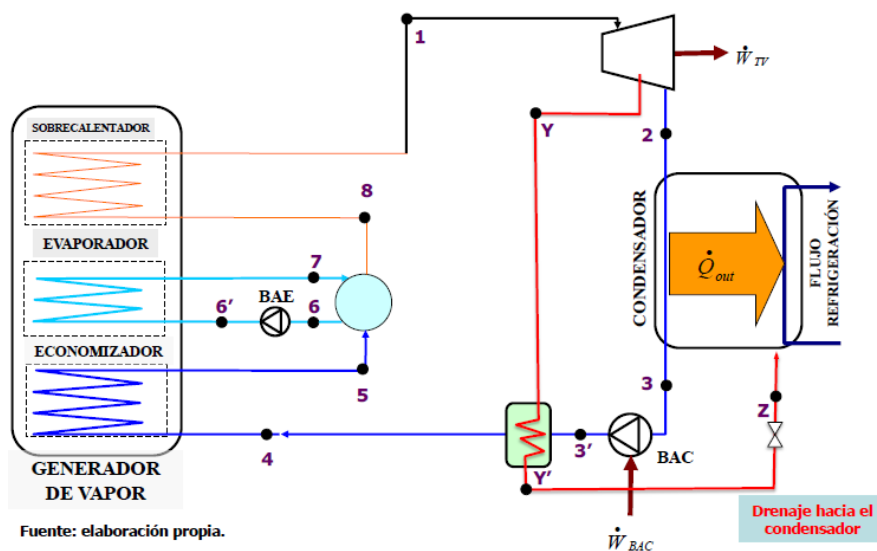


Figura 3.17 Ciclo de Rankine sobrecalentado con drenaje hacia condensador

Fuente: Motores Térmicos ULL

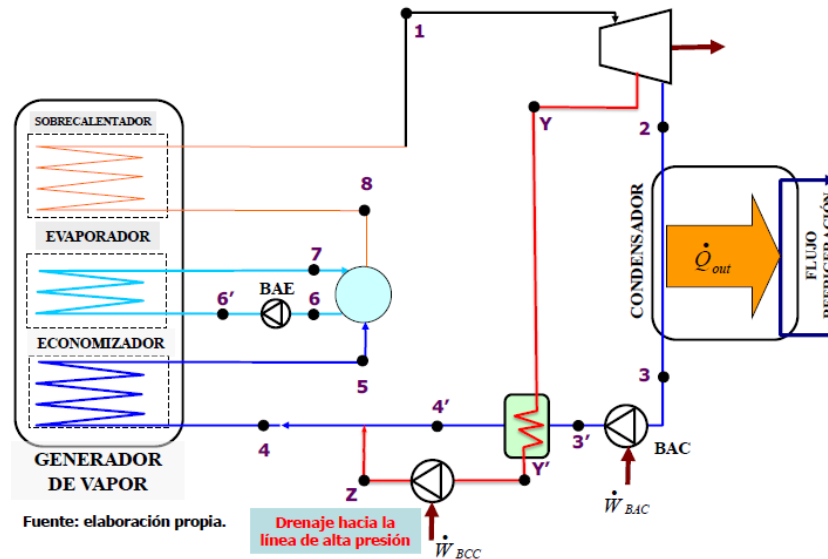


Figura 3.18 Ciclo de Rankine sobrecalentado con drenaje hacia línea de alta presión

Fuente: Motores Térmicos ULL

En la Figura 3.17 y Figura 3.18 se observa el empleo de una válvula y una bomba tras el intercambio de calor, respectivamente. La función de estos dos equipos es la de ajustar la presión de salida del condensado a la necesaria para enviarlo hacia el condensador o la línea de alta presión.

Las principales ventajas de los regeneradores abiertos son sus buenas características para la transferencia de calor, su precio económico, y que llevan el agua de alimentación al estado de saturación. Como inconveniente se puede señalar que cada calentador abierto necesita de una bomba para su operación.

Por otro lado, los calentadores cerrados son más caros debido a su mayor complejidad, y la transferencia de calor es menos efectiva, pues los flujos no entran en contacto directo. Sin embargo, para los calentadores cerrados no se requiere una bomba independiente para cada uno de ellos, pues el vapor extraído y el agua de alimentación pueden estar a presiones distintas al circular en circuitos diferentes.

El rendimiento térmico del ciclo puede aumentarse agregando varios regeneradores a presiones adecuadamente elegidas, si bien es cierto que el número óptimo de los mismos tendrá que determinarse para cada central en función de consideraciones económicas, principalmente. El rendimiento térmico aportado por cada regenerador adicional tendrá que justificar los sobrecostos económicos que suponga su incorporación. En la actualidad existen grandes centrales que operan incluso con ocho regeneradores.

En las centrales térmicas que operan con múltiples calentadores, normalmente uno de ellos será un desgasificador, de modo que sea posible evacuar el oxígeno y otros gases disueltos, como se ha comentado con anterioridad.

Una vez desarrollados los aspectos fundamentales de los ciclos de gas y vapor, se procede a continuación con una explicación más detallada del ciclo combinado gas-vapor.

3.3 Ciclo combinado

Una vez introducido el ciclo combinado gas-vapor y explicado individualmente cada uno de los ciclos que lo componen, se procede con una explicación más detallada del ciclo combinado.

3.3.1 Ventajas e inconvenientes

Si bien es cierto que el principal atractivo de las centrales térmicas de ciclo combinado es su elevado rendimiento térmico, estas presentan además otra serie de ventajas respecto a los sistemas tradicionales, que son explicadas a continuación.

- Mayor flexibilidad

Las centrales térmicas de ciclo combinado pueden operar a plena carga o a cargas parciales, de modo que pueden adaptarse a la demanda eléctrica, evitando así excedentes de producción.

Esta característica presenta gran importancia de cara a la producción de energía eléctrica a partir de fuentes renovables, como la eólica o la solar. Actualmente la producción eléctrica a partir de renovables tiene prioridad sobre las otras fuentes, pero las energías renovables presentan un carácter intermitente que depende de las condiciones cambiantes de las fuentes primarias, por lo que el ciclo combinado supone un respaldo idóneo y fundamental para satisfacer la demanda energética en todo momento.

- Mayor eficiencia

Como se ha comentado con anterioridad, el ciclo combinado permite aumentar el rendimiento térmico de las centrales térmicas, es decir, posibilita una mayor producción de energía eléctrica con un menor consumo de energía primaria. Reducir el consumo de energía primaria implica un ahorro energético significativo y, por tanto, económico.

Además, al consumirse menor cantidad de combustible, se reducen las emisiones ligadas a la combustión, que actualmente se encuentran altamente penalizadas por las diferentes normativas y regulaciones europeas.

En la actualidad, las centrales de ciclo combinado pueden alcanzar rendimientos de entorno al 50-60%, frente al 40% de las turbinas de gas de ciclo abierto, por ejemplo [13].

- Menor emisión de contaminantes

La gran mayoría de las centrales térmicas de ciclo combinado emplean gas natural como fuente primaria. El gas natural es el combustible fósil con menor impacto medioambiental, de modo que es mucho más limpio que aquellos empleados en las centrales térmicas convencionales, como el carbón, el diésel y demás derivados del petróleo.

Siendo así, las centrales de ciclo combinado cuentan con unas emisiones de SO_2 y NO_x insignificantes, a la vez que reducen las emisiones de CO_2 notablemente, siendo un 40-50% menores a las del carbón y un 25-30% menores a las del fuel-oil [14].

En la Figura 3.19 se muestra una comparativa de los contaminantes emitidos por el gas natural, el petróleo y el carbón, donde se observa la menor emisión por parte gas natural frente a los otros combustibles fósiles.

Contaminantes (libras/Mbtu)	Gas Natural	Petróleo	Carbón
Dióxido de carbono (CO_2)	117.000	164.000	208.000
Monóxido de carbono (CO)	40	33	208
Óxidos de nitrógeno (NO_x)	92	448	457
Dióxido de azufre (SO_2)	1	1.122	2.591
Otras partículas	7	84	2.744
Mercurio	0,000	0,007	0,016

Figura 3.19 Comparativa de emisiones de los principales combustibles fósiles

Fuente: <https://www.iea.org/>

Asimismo, también se debe tener en cuenta que el suministro de gas natural en Europa tiene lugar principalmente a partir de gaseoductos, de modo que se reduce el impacto ambiental asociado a la circulación de trenes o camiones de aprovisionamiento de combustibles como el carbón o el diésel a las centrales térmicas convencionales.

- Menor consumo de agua de refrigeración

Las centrales térmicas de ciclo combinado requieren un tercio del agua de refrigeración necesaria en las centrales térmicas convencionales para efectuar la condensación del vapor.

- Rapidez de construcción

La construcción de una central térmica de ciclo combinado puede materializarse en un plazo estimado de 24 meses, en contraposición con las centrales térmicas convencionales, cuya duración es típicamente superior a los 36 meses. Esto se debe a que las centrales de ciclo combinado requieren de una infraestructura menor y que se compone de distintos módulos que se van montando gradualmente.

Además, el montaje se realiza de tal modo que es posible comenzar a producir energía antes de finalizar la construcción completa de la central de ciclo combinado. En primer lugar, se instala el módulo de la turbina de gas (0,5-1 años), con su chimenea independiente, comenzando a producir y vender energía eléctrica. A continuación, se prosigue con el montaje del módulo de la turbina de vapor (1-1,5 años).

Por todo esto, el coste de instalación es menor respecto al de las centrales térmicas convencionales.

Además, estas requieren menor superficie por MW instalado que una central térmica convencional, de modo que se reduce el impacto visual y se facilita la aceptación social.

En la Figura 3.20 se muestra una comparativa de los principales parámetros de operación para una central térmica de turbina de gas y un ciclo combinado con tres niveles de presión, operando ambos con la misma turbina de gas y bajo las mismas condiciones. Destaca principalmente el aumento de potencia neta y eficiencia eléctrica obtenidos para la planta de ciclo combinado respecto a la de turbina de gas.

Plant type	simple cycle	simple cycle	combined cycle ^a	combined cycle ^a
Source	GTW	GT PRO	GTW	GT PRO
Gas turbine	GE 9FB	GE 9FB	GE 9FB	GE 9FB
Net plant output (MW)	not reported	285.9	412.9	434.4
GT gross power (MW)	279.2	287.4	266.7	286.3
ST gross power (MW)	-	-	151.7	154.3
Electrical efficiency ^b (%)	37.9	38.1	58.0	57.5
Pressure ratio (-)	18.3	18.2	not reported	18.2
Air mass flow (kg/s)	655	642	not reported	642
Exhaust T (°C)	629	640	not reported	643

^atriple-pressure reheat steam cycle, ^bgross for simple cycle; net for combined cycle

Figura 3.20 Comparativa entre central térmica de turbina de gas y central térmica de ciclo combinado

Fuente: [15]

Sin embargo, a pesar de presentar numerosas ventajas respecto a las centrales térmicas convencionales, los ciclos combinados siguen manteniendo la problemática del uso de combustibles fósiles, con todas las repercusiones medioambientales asociadas ya conocidas, además de dependencia hacia los países comercializadores del gas natural. Es por ello por lo que se debe trabajar hacia la reducción del consumo de combustibles fósiles, y es aquí donde entra en juego tecnologías como la hibridación.

Por otro lado, la principal limitación que presentan estas centrales son los esfuerzos térmicos sucedidos cuando operan de forma intermitente o tiene lugar el ciclado. Los transitorios de arranque y parada provocan fatiga termomecánica en los metales base, afectando significativamente a la vida útil de los equipos.

Para entender la índole de este fenómeno, se debe comprender que cada arranque equivale a veinte horas de operación en régimen continuo y cada parada de emergencia equivale a diez arranques, es decir, a unas doscientas horas de funcionamiento en continuo.

3.3.2 Caldera de recuperación

En la Figura 3.21 se muestra un esquema de un ciclo combinado simple, donde se pueden observar sus principales elementos constitutivos.

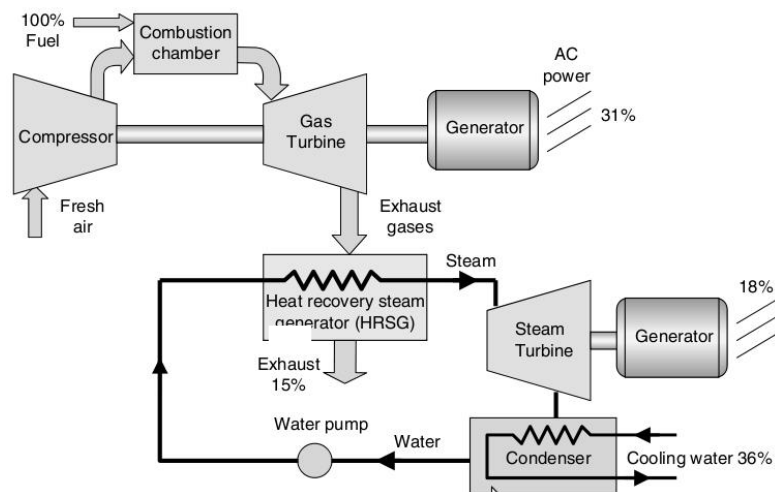


Figura 3.21 Ciclo combinado simple

Fuente: <https://wordpress.com/es/>

Todos estos elementos ya han sido explicados con anterioridad, en el análisis de cada uno de los ciclos individualmente. Sin embargo, cabe dedicar especial atención al elemento de unión de ambos ciclos, el generador de vapor por recuperación de calor (HRSG).

En la Figura 3.22 se muestra un esquema conceptual de una caldera de recuperación con un único nivel de presión.

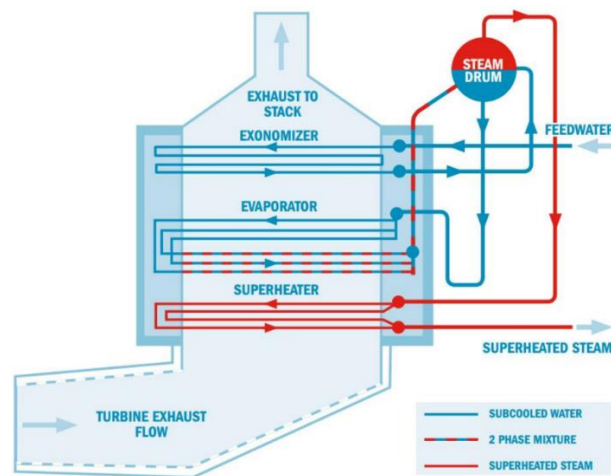


Figura 3.22 HRSG con un único nivel de presión

Fuente: <https://www.semanticscholar.org/>

Se pueden observar los distintos elementos que componen el generador de vapor. Estos son el economizador, evaporador, sobrecalentador y calderín, cuyo funcionamiento ya ha sido explicado en el análisis del ciclo de vapor.

Tal y como se ha explicado anteriormente, el generador de vapor tiene la función de recuperar la energía calorífica contenida en los gases de escape de la turbina de gas para producir vapor a unas condiciones determinadas, empleado como alimentación del ciclo de vapor. Esencialmente, consiste en un intercambiador de calor de flujo cruzado en el que el agua del ciclo de vapor entra como líquido subenfriado y sale como vapor sobrecalentado gracias a la alta temperatura de los gases de escape del ciclo de gas, de entorno a los 600 grados.

Las principales diferencias entre la caldera de recuperación y las calderas convencionales de combustión son:

- La temperatura de los gases en la caldera de recuperación es relativamente baja, por lo que la transmisión de calor tiene lugar principalmente por convección. En contraposición, en las calderas convencionales de combustión la transmisión de calor tiene lugar fundamentalmente por radiación, debido a las altas temperaturas propias a la combustión.
- El diseño de la caldera de recuperación es función de las características específicas de la turbina de gas a la que se acople.
- La velocidad de paso de los gases es limitada debido a la necesidad de mantener unas pérdidas de carga bajas. Por ello, el coeficiente de transmisión

de calor es reducido, siendo necesario disponer de grandes superficies de calentamiento.

- Debido a la estrecha diferencia de temperatura existente entre los gases de escape y el agua-vapor a calentar, además del bajo coeficiente de transferencia de calor, se disponen aletas en economizador y evaporador con ánimo de potenciar la transferencia de calor.

Las calderas de recuperación de calor para un ciclo combinado pueden clasificarse en calderas con o sin postcombustión.

Las calderas sin postcombustión son la configuración más común y consisten básicamente en un intercambiador de calor en el que la transferencia de calor tiene lugar principalmente por convección.

En las calderas con postcombustión se instala un quemador, o varios, en el conducto de los gases a la entrada de la caldera de recuperación, de modo que es posible aprovechar el exceso de oxígeno contenido en los gases de escape del ciclo de gas y aumentar la temperatura de estos a partir de una combustión suplementaria, sin sobrepasar las temperaturas admisibles de los materiales de la caldera.

Alcanzando temperaturas para los gases de escape en torno a los 800°C, la postcombustión permite aumentar la producción de vapor, y con ello, la generación de electricidad. De igual modo, también se suelen incorporar atemperadores de agua pulverizada para regular la temperatura del vapor y evitar así posibles incidentes.

A este quemador de poscombustión se le puede suministrar el mismo combustible que el empleado en la cámara de combustión de la turbina de gas u otro distinto. En caso de requerirse mayor cantidad de oxígeno para garantizar una combustión segura, es posible enriquecer en oxígeno a los gases previamente.

A efectos termodinámicos, la postcombustión se diferencia del caso sin ella en que no todo el calor se aporta en la parte de alta temperatura del ciclo.

A pesar de lo anterior, el desarrollo acaecido durante los últimos años en la turbina de gas ha permitido que actualmente se obtengan elevadas temperaturas en los gases de escape, sin necesidad de realizar una combustión suplementaria. Por ello, y sumado al incremento de costes que supone la poscombustión, debido a la necesidad de incorporar elementos adicionales como quemadores o atemperadores, además del mayor consumo de combustible y producción de emisiones, actualmente la postcombustión no es empleada en las centrales térmicas.

A su vez, las calderas de recuperación pueden clasificarse en horizontales o verticales, según sea su configuración geométrica.

Por otro lado, además de las calderas de recuperación tradicionales (HRSG), también existen las calderas de un solo paso (OTSG). Estas últimas se diferencian de las primeras en que el fluido entra como líquido subenfriado y sale como vapor saturado en una sola etapa. Asimismo, eliminan el calderín y lo sustituyen por un separador de vapor, sin sufrir modificaciones las etapas de economizador y sobrecalentador.

Las transformaciones termodinámicas experimentadas por el fluido a su paso por la caldera son las mismas que en el HRSG.

Siendo así, las ventajas que introduce la caldera de recuperación de un solo paso son únicamente operativas, evitando fallos por fatiga en el calderín y mejorando la flexibilidad en operación, así como menores costes de mantenimiento debido a la presencia de menor cantidad de componentes al sustituir al calderín, sin requerimiento de sistemas de purga o limpieza con productos químicos. Además, con una selección adecuada de materiales, es posible su funcionamiento en seco, es decir, los gases de escape del ciclo de gas pueden atravesar la caldera de recuperación sin que fluya agua dentro de los tubos, eliminando la necesidad de una chimenea de derivación y un sistema desviador de gases, que sí sería necesario en una caldera de recuperación tradicional para que la turbina de gas pudiera continuar operando ante la no circulación de agua-vapor.

En la figura 3.23 se compara la configuración que adopta cada modalidad de caldera, pudiéndose observar las diferencias constructivas existentes que han sido explicadas.

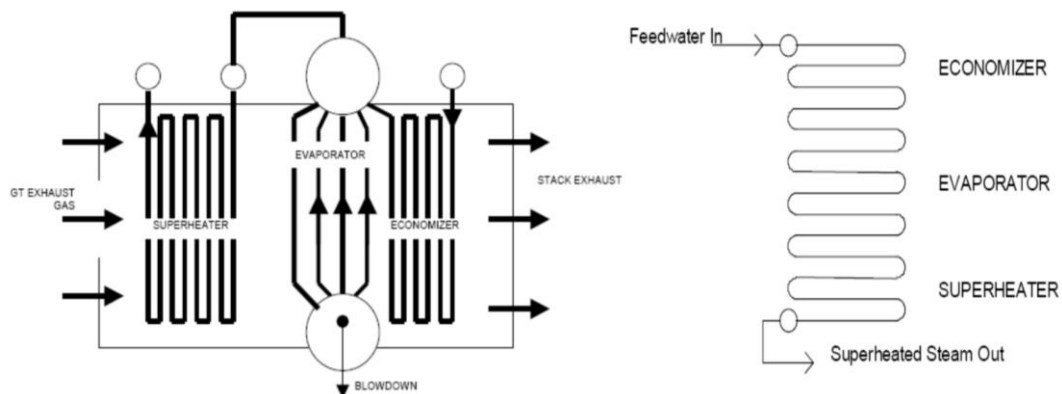


Figura 3.23 HRSG (izq.) vs OTSG (dcha.)

Fuente: <https://www.aecon.com/>

En algunas plantas de ciclo combinado se combinan calderas de recuperación tradicionales con calderas de recuperación de un solo paso. Por ejemplo, en un ciclo combinado de tres niveles de presión se puede generar vapor en los dos primeros niveles según una caldera de recuperación tradicional y el vapor de alta presión según una caldera de un solo paso.

3.3.2.1 Parámetros de diseño

En el diseño de una caldera de recuperación existen dos parámetros fundamentales, el pinch point y el approach point.

El pinch point se define como la diferencia de temperatura existente entre los gases a la salida del evaporador y el agua a la entrada del mismo. Cuanto menor sea el valor de este parámetro, mayor será el rendimiento del ciclo, pues la producción de vapor será mayor al mejorar la transferencia de calor por reducirse las pérdidas exergéticas. Sin embargo, también será necesario aumentar la superficie de intercambio de calor, por lo que el coste aumentará. Por tanto, se debe alcanzar un equilibrio de compromiso. El valor óptimo de Pinch-Point suele encontrarse en torno a los 5-8°C, siendo ligeramente mayor para el evaporador de baja presión en ciclos combinados de más de un nivel de presión.

El approach point se define como la diferencia de temperatura entre el agua a la salida del economizador y la temperatura de saturación de este mismo punto a la presión de trabajo. Este parámetro tiene la función de asegurar que únicamente entre líquido subenfriado al calderín antes del evaporador, es decir, asegurar que no tenga lugar la saturación del líquido en este punto. Cuanto menor sea el valor de este parámetro, mayor será el rendimiento térmico del ciclo, pues el choque térmico en el calderín será menor, reduciéndose las pérdidas exergéticas. Sin embargo, menor será el margen de seguridad para no alcanzar la saturación. Siendo así, el valor óptimo para el approach point suele encontrarse en torno a los 5-8°C.

Además del pinch point y approach, existen un tercero parámetro de gran importancia, denominado como “diferencia terminal de temperaturas”. Este parámetro se define como la diferencia de temperatura existente entre los gases de escape a la entrada de la caldera de recuperación y el vapor de agua sobrecalentado a su salida. Asimismo, se trata de un parámetro con una influencia significativa en el ciclo, tanto en el rendimiento como en su coste.

En la Figura 3.24 se muestra el diagrama de temperaturas correspondiente a una caldera de recuperación de un único nivel de presión, pudiendo identificar los parámetros que han sido comentados.

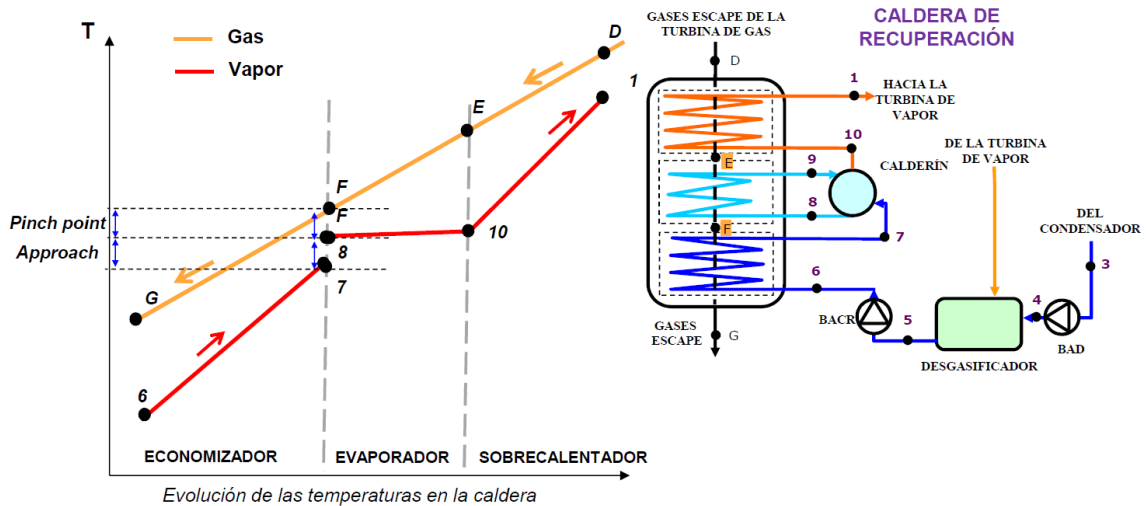


Figura 3.24 Diagrama de temperatura para caldera de recuperación de un único nivel de presión

Fuente: Motores Térmicos ULL

3.3.3 Niveles de presión

A continuación, se tratan los diferentes niveles de presión bajo los que puede operar una central térmica de ciclo combinado, haciendo especial énfasis en el ciclo combinado con dos niveles de presión, objeto de este estudio.

Las primeras plantas de ciclo combinado contaban con un único nivel de presión. Sin embargo, con ánimo de aumentar el rendimiento térmico del ciclo, es posible trabajar con varios niveles de presión en caldera, logrando un mayor aprovechamiento de la energía térmica contenida en los gases de escape. Siendo así, actualmente hay plantas de ciclo combinado con uno, dos o tres niveles de presión.

Al incrementar los niveles de presión en caldera, es posible reducir la diferencia media de temperatura entre las corrientes de los fluidos frío y caliente, disminuyendo las pérdidas exergéticas y obteniendo una temperatura menor para los gases de escape a la salida de la caldera de recuperación, muestra del mayor aprovechamiento logrado.

Como se ha visto anteriormente, en un ciclo combinado con un único nivel de presión, la caldera de recuperación trabaja a una única presión y se compone de un intercambiador de cada tipo (economizador, evaporador y sobrecalentador) y de un calderín.

Siendo así, en una central térmica de ciclo combinado de un único nivel de presión se tienen únicamente dos presiones de trabajo para el agua-vapor. Estas son, la presión de entrada del vapor a la turbina, presión de alta, a la cual opera la caldera de recuperación, y la presión de salida de la turbina, presión de baja.

En un ciclo combinado con dos niveles de presión, la expansión en turbina se divide en dos etapas y la caldera de recuperación se encuentra formada por dos intercambiadores de calor de cada tipo y dos calderines, de modo que cada nivel de presión en caldera alimenta a una etapa distinta de la turbina de vapor.

En estas centrales se tienen tres valores de presión diferentes, la presión de alta, presión a la que opera el nivel de alta presión en caldera, presión de baja, presión a la que opera el nivel de baja presión en caldera, y la presión de condensación, que es realmente la presión más baja del ciclo.

Análogamente, el ciclo combinado con tres niveles de presión incorpora un nivel más de presión en caldera respecto al de dos niveles. Siendo así, la caldera de recuperación se compone de tres intercambiadores de calor de cada tipo y la expansión tendrá lugar en tres etapas, alta, media y baja presión.

Independientemente de los niveles de presión bajo los que opere la central de ciclo combinado, la operación del ciclo de gas no varía, pues su única influencia en el ciclo de vapor es la temperatura de los gases de escape. Es decir, las modificaciones sujetas al incremento del nivel de presión son de aplicación en el ciclo de vapor, operando el ciclo de gas siempre de igual modo.

Siendo así, en un ciclo combinado con dos niveles de presión la operación del ciclo de vapor varía respecto a la correspondiente a un único nivel. Al trabajar con dos niveles de presión en caldera, una pequeña fracción del caudal de vapor generado en el primer nivel de presión se envía a la turbina de baja, mientras que el resto del caudal en caldera circula por el segundo nivel de presión, incorporándose a su salida a la turbina de alta. El nivel de baja presión permite aprovechar el calor sensible de los gases de combustión a baja temperatura. En la primera etapa de la turbina (alta presión) solo se expande una parte del caudal de vapor, mientras que en la segunda etapa de la turbina (baja presión) se expande todo el caudal de vapor.

Posteriormente, en la sección correspondiente, se explicará con detalle la operación de la planta de ciclo combinado estudiada en el presente documento, que opera con dos niveles de presión.

En la Figura 3.25 se muestra el esquema de una caldera de recuperación con dos niveles de presión.

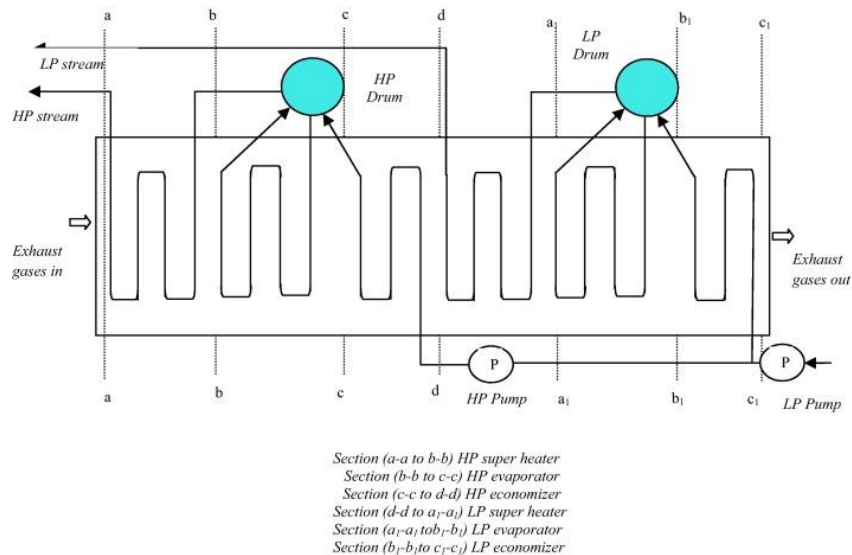


Figura 3.25 HRSG con dos niveles de presión

Fuente: [16]

Adicionalmente, en muchas plantas de ciclo combinado el vapor expandido en la primera etapa de la turbina (alta presión) es recalentado a su salida para aumentar la temperatura de la corriente. Además del recalentamiento, también es habitual el empleo de un desgasificador, cuya función ha sido explicada en apartados anteriores.

En la Figura 3.26 se compara la evolución de temperaturas en caldera que tiene lugar con uno y dos niveles de presión, siendo posible observar la mejora lograda en la transferencia de calor con dos niveles de presión.

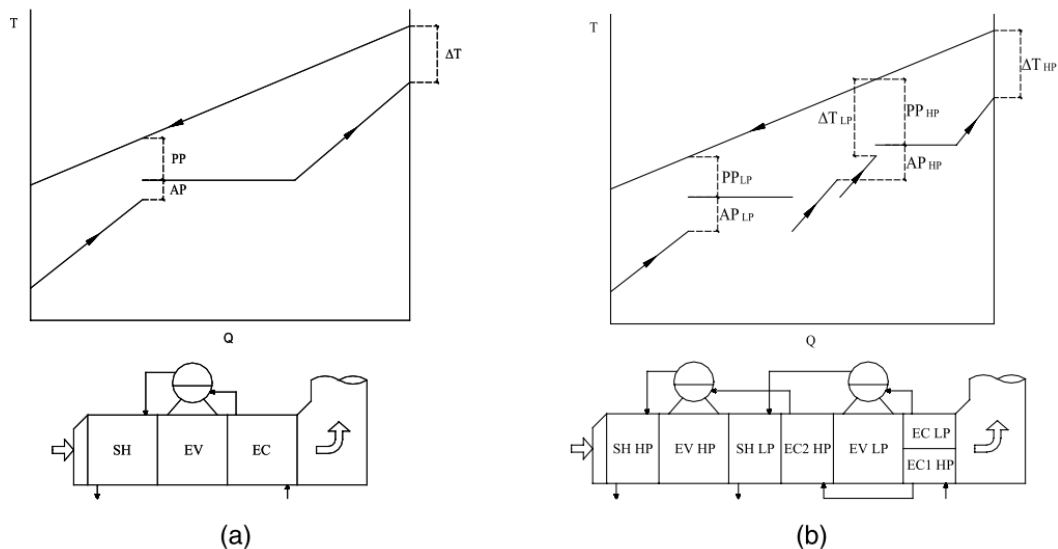


Figura 3.26 Evolución de temperaturas en HRSG con uno (izq.) y dos (dcha.) niveles de presión

Fuente: [17]

En la Figura 3.26 se observa que en el caso de dos niveles de presión el área comprendida entre la línea que representa el enfriamiento de los gases y la propia al calentamiento del agua-vapor se ha reducido respecto al caso con un único nivel de presión, de forma que la diferencia media de temperaturas ha disminuido.

Por otro lado, cabe señalar el incremento de costes asociado al implementar nuevos niveles de presión, debido a los nuevos equipos que deben ser introducidos en la planta (economizadores, evaporadores...) y a la mayor complejidad de la caldera de recuperación.

Para las eléctricas, el ciclo combinado con dos niveles de presión suele ser la mejor alternativa de inversión, pues son los más rentables en lo referido a potencia y rendimiento resultantes frente a la inversión económica necesaria.

El rendimiento térmico alcanzado en plantas de ciclo combinado con dos niveles de presión suele encontrarse en torno al 59% y las pérdidas en caldera se reducen en torno a un 4% respecto a las presentes en un único nivel de presión [18].

En la Figura 3.27 se muestra una comparativa entre ciclos combinados de uno, dos y tres niveles de presión en caldera, operando todos ellos bajo las mismas condiciones de trabajo.

SP HRSG		DP HRSG		TP HRSG	
HP Steam	83.5 kg/s	HP Steam	83.5 kg/s	HP Steam	83.5 kg/s
Pressure	200 bar	Pressure	200 bar	Pressure	200 bar
Temperature	525°C	Temperature	525°C	Temperature	525°C
		LP Steam	16.7 kg/s	IP Steam	17 kg/s
		Pressure	8.5 bar	Pressure	12 bar
		Temperature	230°C	Temperature	239°C
				LP Steam	15 kg/s
				Pressure	2 bar
				Temperature	165°C
Net output:		Net output:		Net output:	
Gas cycle	236 MW	Gas cycle	236 MW	Gas cycle	236 MW
Steam cycle	125 MW	Steam cycle	140 MW	Steam cycle	147 MW
Combined cycle	361 MW	Combined cycle	376 MW	Combined cycle	383 MW
Energy efficiency	55 %	Energy efficiency	57.2 %	Energy efficiency	58.3 %

Figura 3.27 Comparativa ciclos combinados con uno, dos y tres niveles de presión en caldera

Fuente: [19]

Se observa que al incrementar los niveles de presión en caldera también lo hace la potencia neta desarrollada por la planta, así como el rendimiento térmico. De igual modo, se tiene que el incremento de rendimiento logrado con dos niveles de presión respecto a un único nivel es el doble al logrado con tres niveles de presión respecto a dos niveles. Esto puede dar idea de lo comentado anteriormente, las centrales de dos niveles de presión suelen ser más rentables que las de tres niveles de presión, por lo que muchas compañías deciden operar con dos niveles de presión antes que con tres.

3.3.4 Configuraciones

Como se ha visto anteriormente, se puede considerar que una central térmica de ciclo combinado se compone de cuatro elementos principales. Estos son las turbinas de gas, las turbinas de vapor, las calderas de recuperación de calor y los generadores.

En función del número de equipos empleados y de su combinación, se tienen diferentes configuraciones de centrales de ciclo combinado.

En una central térmica de ciclo combinado gas-vapor es relativamente común el empleo de varias turbinas de gas alimentando a una única turbina de vapor. Por otro lado, según la disposición relativa de los ejes de la turbina de gas y de la turbina de vapor, se habla de configuración mono eje o multieje, según estos se encuentren alineados o no, respectivamente.

En configuraciones mono eje, el generador puede ubicarse en el extremo del eje o entre la turbina de gas y la de vapor. En el primer caso se facilita el mantenimiento, mientras que el segundo permite producir energía con la operación única de la turbina de gas, en caso de que la turbina de vapor no se encuentre operativa.

La configuración más sencilla es la 1x1 multieje, mostrada en la Figura 3.28. Se compone de una turbina de gas y una de vapor, cada una con su propio generador. Por tanto, son unidades independientes entre sí.

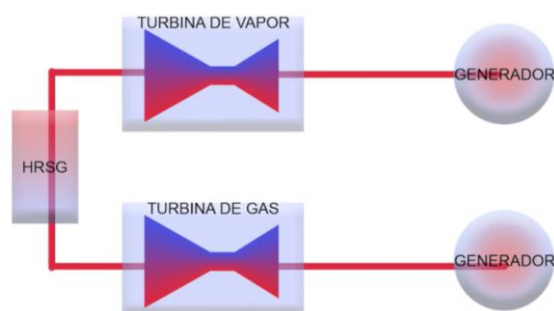


Figura 3.28 Configuración 1x1 multieje

Fuente: <http://www.renovetec.com/>

Un ejemplo de ciclo combinado con la configuración 1x1 multieje es la CTCC TermoemCali, en Colombia.

Una configuración muy similar a la anterior es la 1x1 mono eje, diferenciándose de la configuración 1x1 multieje en que las turbinas de vapor y de gas se encuentran conectadas al mismo eje, de modo que comparten generador. Es la configuración más barata y ha dado buenos resultados. Se puede observar esta configuración en la Figura 3.29.

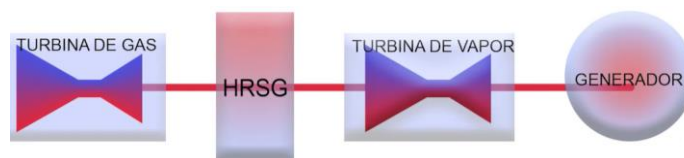


Figura 3.29 Configuración 1x1 mono-eje

Fuente: <http://www.renovetec.com/>

Un ejemplo de ciclo combinado con esta configuración es la CTCC de Castejón, en Navarra.

La configuración 1x1 mono-eje posee una variante que trata de reproducir el esquema anterior, repitiéndolo n veces. Siendo así, se pueden encontrar centrales 2x1x1 mono-eje, 3x1x1 mono-eje etc.

Un ejemplo es la CTCC de San Roque, en Cádiz, que presenta una configuración 2x1x1 mono-eje, o la GDF Suez, en Murcia, con una configuración 3x1x1 mono-eje.

La configuración más extendida, empleada en más del 70% de las centrales, es la 2x1, mostrada en la Figura 3.30.

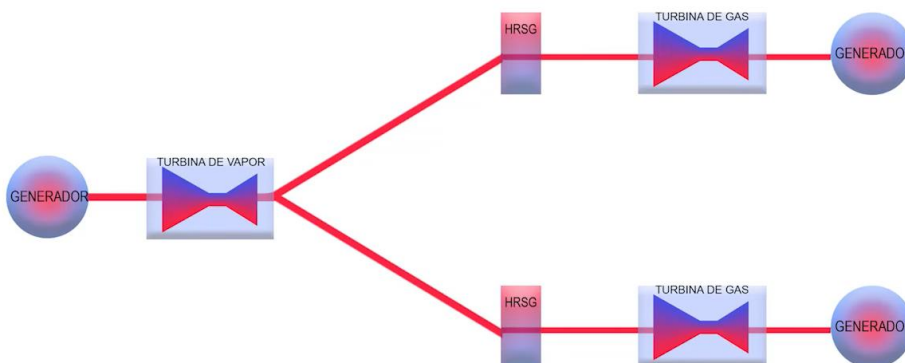


Figura 3.30 Configuración 2x1

Fuente: <http://www.renovetec.com/>

Como se observa, esta configuración cuenta con dos turbinas de gas, cada una de ellas conectada a un generador y la salida de los gases de escape a un HRSG. El vapor generado en cada una de las calderas de recuperación se une y alimenta a una única turbina de vapor, conectada a su propio generador.

La principal ventaja de esta configuración es su gran flexibilidad de operación, permitiendo operar con una turbina de gas y una turbina de vapor y arrancar rápidamente la segunda turbina de gas. Además, presenta otras ventajas como un menor coste de inversión que aquel para dos mono-ejes de igual potencia, mejor rendimiento a cargas parciales, fácil acceso para el mantenimiento de los generadores o posibilidad de empleo de alternadores refrigerados por aire, al ser estos de menor potencia.

Por otro lado, la configuración 2x1 presenta el inconveniente de que una posible avería de la turbina de vapor dejaría fuera de servicio a todo el ciclo combinado, a menos que se disponga de un bypass de gases en las turbinas de gas, permitiendo así que estas continúen operando.

Además, se debe tener en cuenta que en caso de que el grupo se encuentre operando con una de las calderas de recuperación fuera de servicio, existe la posibilidad de que se produzcan retornos de vapor desde el colector común de vapor a la caldera que está fuera de servicio. Esto podría provocar daños en los tubos y demás materiales no aleados de las calderas. Para evitar este incidente, se requiere de una alta calidad de las válvulas de retención y cierre.

Algunos ejemplos de centrales que operan con la configuración 2x1 son la CTCC Termocolón, en Panamá, la CTCC Puente Mayorga (grupos I y II), en Cádiz, la CTCC Besós (grupos V y VI), en Barcelona, o la CTCC de Granadilla (grupo II), en Tenerife.

Adicionalmente, se tienen distintas variantes de la última comentada, como la 3x1, 4x1, etc.

Además de todas las anteriores, existen centrales con configuraciones extremadamente complejas, como es la 10x4x1, empleada en la CTCC PP10, en Arabia Saudí. Se compone de diez conjuntos, donde cada uno de estos está formado por cuatro turbinas de gas que atacan a una única turbina de vapor.

3.3.5 Estado del arte en España

En la primera década del S.XXI las centrales térmicas de ciclo combinado tuvieron un amplio desarrollo en España, llegando a posicionarse en un corto periodo de tiempo como la tecnología con mayor potencia instalada del país.

La primera central térmica de ciclo combinado en España fue la de San Roque, en Cádiz, inaugurada en 2002. Siendo así, en el año 2013 llegaron a existir un total de 67 grupos repartidos por todo el territorio nacional, con una potencia instalada de 27.206 MW, habiéndose invertido alrededor de 15.000 millones de euros [20].

Los principales motivos de la gran apuesta que tuvo lugar por esta tecnología fueron los siguientes:

- Necesidad de mayor producción de energía frente a la mayor demanda de la población.
- Mayor eficiencia que las centrales térmicas convencionales, alcanzando valores de entorno al 60%, respecto al 40% de las convencionales.

- Tecnología térmica menos contaminante, con importante reducción de emisiones de CO₂.
- Alta disponibilidad de gas natural en España, así como bajo precio.
- Gran flexibilidad en la operación.
- Rapidez de ejecución.
- Buena aceptación social.

Sin embargo, la flamante economía española de la primera década del S.XXI se truncó en septiembre de 2.008, comenzando una crisis económica nacional que perduraría hasta 2.014. Debido a esto, el consumo de energía eléctrica por la población se vio mermado, pasando a ser innecesarias gran parte de las plantas previamente construidas. Siendo así, en el año 2.008 estas centrales contaban con una generación de 91.000 GWh, pasando a 25.000 GWh en 2013 [20].

En la Figura 3.31 se observa la clara tendencia descendente en la producción de energía eléctrica a partir de ciclo combinado, así como la menor demanda de electricidad por la población que tuvo lugar durante la crisis económica española.

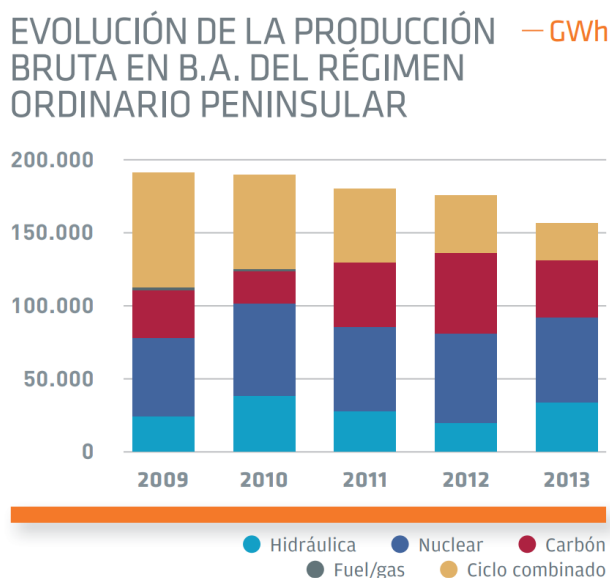


Figura 3.31 Evolución de la producción bruta del régimen ordinario peninsular

Fuente: <https://www.ree.es/es>

Así pues, muchas de las centrales de ciclo combinado estuvieron durante largos periodos de tiempo sin generar electricidad, de modo que varias compañías eléctricas se vieron obligadas a la hibernación (cierre temporal) o incluso al cierre y

desmantelamiento de las centrales, como fue el caso del grupo III del ciclo combinado de Castellón, entre muchos otros [21].

Además, a la crisis económica se sumó la entrada de las renovables, la imposición de elevados impuestos a las centrales emisoras de gases contaminantes por parte de la Unión Europea y la prioridad para producir electricidad a las fuentes de energía renovable o a las nucleares.

Siendo así, en la última década las centrales térmicas de ciclo combinado han pasado a ocupar un papel secundario cuanto menos, empleándose como centrales de respaldo para garantizar el suministro cuando las de producción a partir de energía renovable no lo permitan.

Tal es así, que en el gráfico mostrado en la Figura 3.32 se puede observar cómo actualmente la producción de energía eléctrica a partir de ciclo combinado se encuentra en valores inferiores a la correspondiente para la nuclear o la eólica, seguida muy de cerca por la hidráulica, mientras que en la primera década del S.XXI la producción a partir de ciclo combinado era indiscutiblemente dominante respecto al resto de tecnologías.

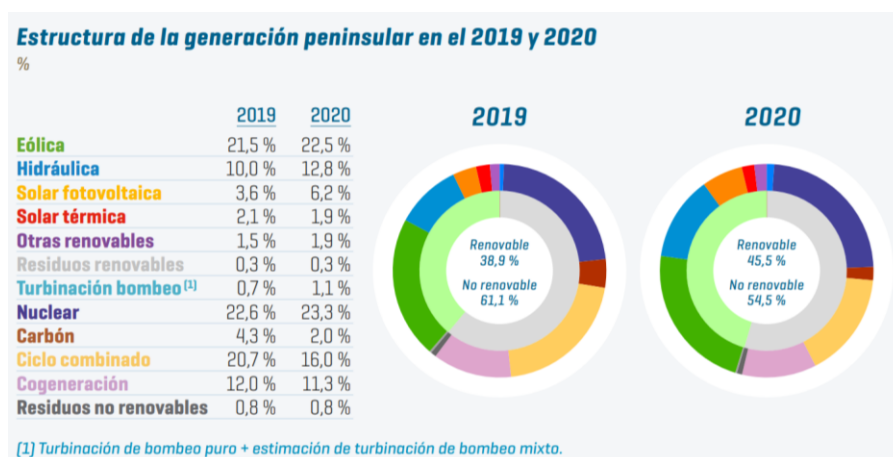


Figura 3.32 Estructura de la generación peninsular en 2019 y 2020

Fuente: <https://www.ree.es/es>

Por tanto, actualmente la producción anual de las centrales térmicas de ciclo combinado es reducida, pero son imprescindibles para satisfacer la demanda en momentos pico o cuando los fenómenos atmosféricos no son los ideales para la producción por renovables. Sin embargo, aunque presentan gran flexibilidad en su respuesta, esta operación intermitente es perjudicial para los materiales, provocándoles un elevado estrés térmico y desgaste a los componentes del sistema.

La situación actual de las centrales térmicas de ciclo combinado se puede comprender a la perfección a partir del coeficiente de utilización. Este parámetro se

define como la energía producida en un periodo de tiempo respecto a la que podría producirse en ese mismo periodo si se trabajara en operación nominal.

En la Figura 3.33 se muestra el factor de utilización de estas plantas en la última década.

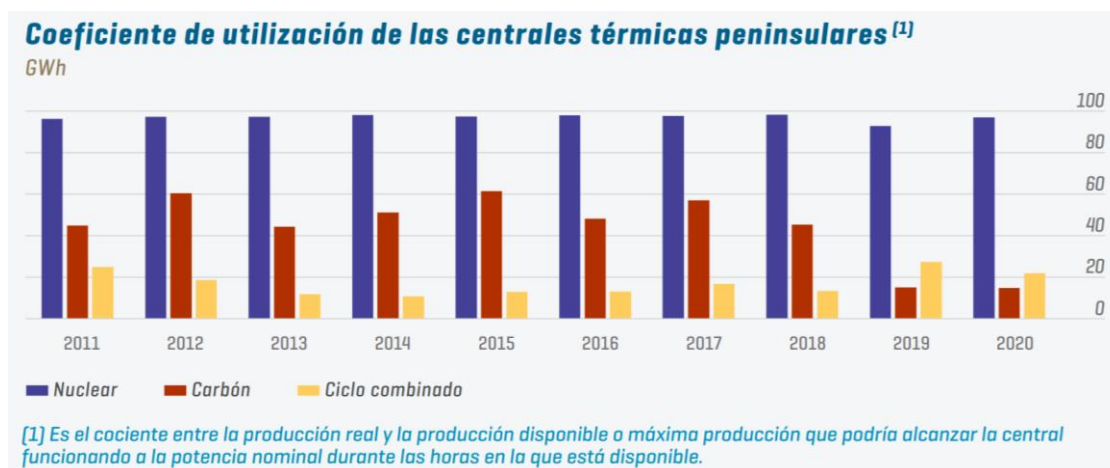


Figura 3.33 Coeficiente de utilización de las centrales térmicas peninsulares

Fuente: <https://www.ree.es/es>

A pesar de que el coeficiente de utilización de las centrales térmicas de ciclo combinado peninsulares ha aumentado respecto a los valores de los años finales a la crisis económica, se observa que se encuentra en valores de entorno al 20%, los cuales son muy reducidos teniendo en cuenta que en los primeros años de puesta en marcha se situaba en torno a valores del 50%, para los que realmente fueron diseñadas.

Con todo lo anterior, además de que actualmente nos encontramos en una época en la que se están alcanzando máximos históricos en el precio de la electricidad, se aproxima una nueva crisis económica, la Unión Europea prepara una mayor apuesta por las energías renovables ante el bloqueo hacia Rusia o la relación política entre España y Argelia se ha deteriorado preocupantemente, las previsiones de futuro no son nada alentadoras para las centrales térmicas de ciclo combinado.

Sin embargo, estas centrales seguirán siendo necesarias para satisfacer la demanda de la población, al menos hasta que las renovables sean capaces de hacerlo por sí solas.

Además, siguiendo en esta línea, la producción de energía eléctrica por ciclo combinado presenta especial importancia en los meses de verano, cuando el hueco térmico que dejan las renovables se suele incrementar.

Asimismo, se observa en la Figura 3.34 cómo en junio de 2021 los ciclos combinados han sido la mayor fuente del mix eléctrico en el país, con una producción en este mes de 3.751 GWh, equivalente a una cuota de generación del 18,8% [22].

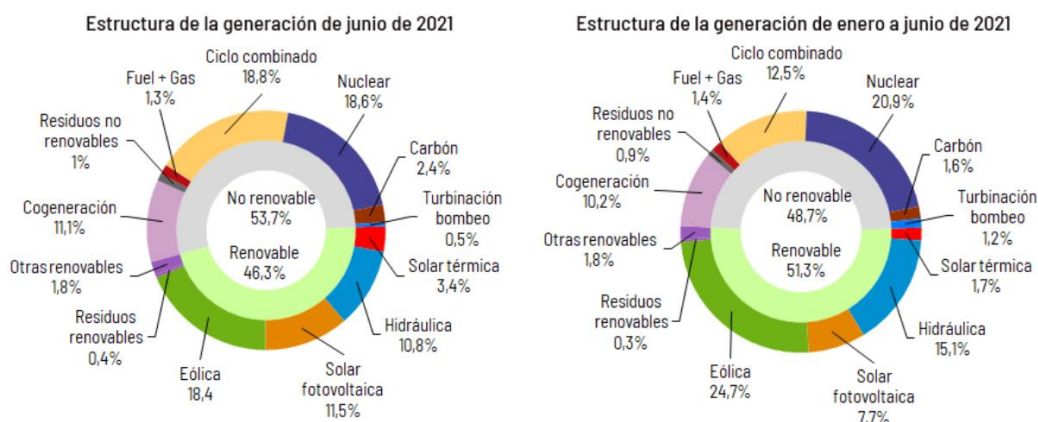


Figura 3.34 Estructura de la generación de junio de 2021

Fuente: <https://www.ree.es/es>

Actualmente, el territorio peninsular cuenta con 51 ciclos combinados gas-vapor, con una potencia bruta de 25.340 MW y una capacidad total instalada de 101.828 MW [23].

3.3.5.1 Situación en Canarias

La situación actual de los ciclos combinados en Canarias difiere de la presente en el territorio peninsular, en el sentido de que sigue siendo la tecnología de producción eléctrica dominante, generando entorno a un 40% de la producción total [4]. A priori, teniendo en cuenta las horas de sol y viento presentes en Canarias, se trata de un dato, que cuanto menos, llama la atención.

Además, en los meses de verano, el aumento de la demanda como consecuencia de la llegada de miles de turistas incrementa más aún el protagonismo de los ciclos combinados.

En las Islas Canarias se tienen dos centrales térmicas de ciclo combinado, una en Tenerife y otra en Gran Canaria, islas con mayor población y, por tanto, mayor demanda eléctrica. En la Figura 3.35 se observan sus ubicaciones.

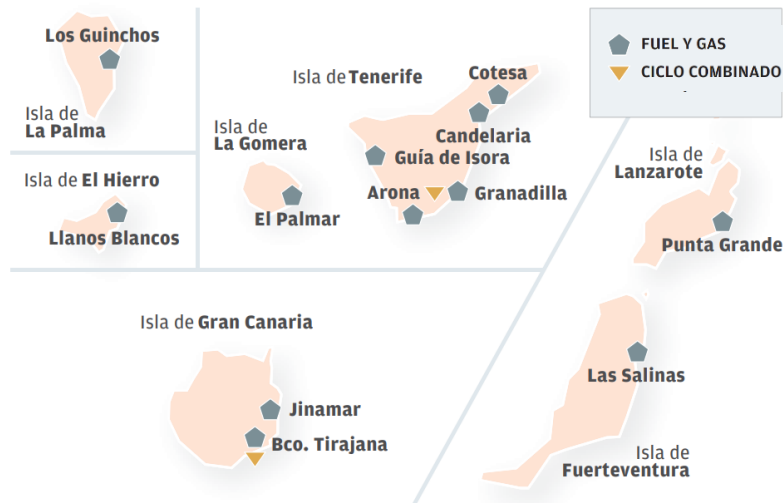


Figura 3.35 Centrales eléctricas en las Islas Canarias

Fuente: <https://www.ree.es/es>

La Central térmica de Barranco de Tirajana, en la isla de Gran Canaria, consta de 2 grupos de vapor, 2 turbinas de gas y 2 ciclos combinados, estos últimos con una potencia de 226 MW y 236 MW [25]. Por su parte, la central térmica de Granadilla, en la isla de Tenerife, cuenta con 2 grupos de vapor, 2 motores diésel, 2 turbinas de gas y 2 ciclos combinados, estos últimos con una potencia de 226 MW y 236 MW [24].

Tal es el dominio del ciclo combinado en las Islas Canarias, que en el año 2020, a pesar de que la producción de energía eléctrica en Canarias se redujo un 10,5% respecto al año anterior, los ciclos combinados generaron un 6,6% más de energía eléctrica que en el año anterior, siendo un año más la tecnología protagonista del mix energético, con un peso del 41% [25].

En la Figura 3.36, se muestra la estructura tecnológica del parque de generación en Canarias en el año 2020, donde se puede observar la importancia del ciclo combinado en las islas de Gran Canaria y Tenerife, así como en el propio cómputo general de Canarias, tal y como se ha comentado con anterioridad.

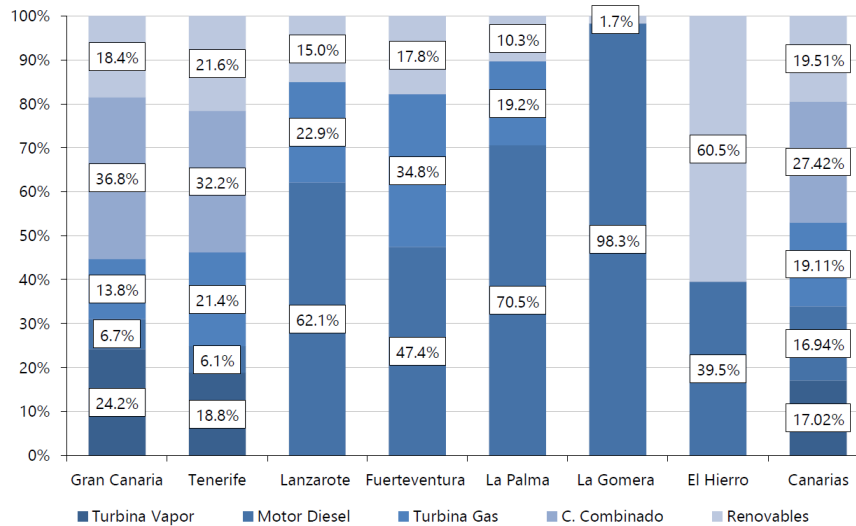


Figura 3.36 Estructura tecnológica del parque de generación en Canarias, año 2020

Fuente: <https://www.gobiernodecanarias.org/>

Sin embargo, aunque el ciclo combinado es la tecnología de producción eléctrica dominante en Canarias, el factor de utilización se encuentra en valores demasiado bajos, tal y como ocurre en el territorio peninsular.

4 ENERGÍA SOLAR

Las energías renovables son aquellas que se obtienen a partir de fuentes naturales inagotables, como el sol, el viento o el agua. Además, se caracterizan por no emitir gases de efecto invernadero ni ningún otro tipo de emisiones contaminantes.

Asimismo, las energías renovables son empleadas principalmente para generar electricidad de un modo eficiente y sostenible.

Existen varios tipos de energías renovables, como la energía solar, la eólica, hidroeléctrica, biomasa, biogás, energía del mar (undimotriz o mareomotriz) o energía geotérmica.

La energía solar, de interés en este trabajo, es aquella que se obtiene a partir de la radiación electromagnética proveniente del sol.

Existen dos tipos de energía solar:

- Energía solar fotovoltaica
- Energía solar térmica o termoeléctrica

Se diferencian entre sí en que la energía solar fotovoltaica se basa en producir electricidad directamente a partir de la radiación solar, mientras que la energía solar térmica emplea la radiación solar para producir calor.

Actualmente la energía solar fotovoltaica se encuentra más extendida que la solar térmica, pues en los últimos años países como China o India han apostado fuertemente por la producción de paneles fotovoltaicos, mejorando su eficiencia y coste.

4.1 Energía solar térmica

Como se ha comentado anteriormente, la energía solar térmica o termosolar emplea la radiación directa del sol para generar calor. Esto se consigue concentrando la radiación solar en superficies reflectoras, como espejos.

Asimismo, existen sistemas de baja, media y alta concentración. Los sistemas de baja concentración son aquellos empleados para uso doméstico, como puede ser el caso de la producción de agua caliente sanitaria (ACS), pudiendo ser empleado también en otras actividades como la desalación. Por otro lado, los sistemas de media y alta concentración son aquellos para uso industrial, en los que el calor generado se emplea en calentar un fluido de transferencia de calor (*HTF*, *Heat*

Transfer Fluid) a alta temperatura, que posteriormente se usará en la producción de energía eléctrica a través de ciclos termodinámicos.

La principal ventaja de esta tecnología son las elevadas temperaturas que permite alcanzar (de hasta 1.000°C en el receptor), así como la posibilidad de almacenar la energía térmica sobrante para poder ser utilizado cuando sea necesario.

Por otro lado, la principal desventaja de la solar térmica respecto a la solar fotovoltaica es que la primera no produce energía en caso de no haber radiación solar directa, es decir, en días nubosos en los que la radiación es difusa, la solar térmica no produce, mientras que la solar fotovoltaica sí. Además, también hay que añadir el inconveniente de que se requieren grandes superficies de terreno en las que instalar los espejos con los que captar la radiación solar.

Por tanto, la solar térmica se trata de una tecnología que interesa instalar principalmente en regiones del planeta en las que la radiación directa normal (*DNI, Direct Normal Irradiation*) es máxima, como en Australia, Sudáfrica, Oriente Medio, España o regiones de Estados Unidos, entre otras.

Asimismo, se debe destacar que en 2020 España se convirtió en el país del mundo con mayor capacidad de energía solar térmica instalada, con 2,3GW, superando a Estados Unidos con 1,8GW y Marruecos con 540MW [26].

En la Figura 4.1 se muestra el mapa de radiación directa normal (DNI) para España, donde se observa que en Canarias se dispone de los niveles más altos del país, lo cual hace de este territorio un lugar idóneo para la instalación de energía solar térmica. Sin embargo, en Canarias se cuenta con un gran inconveniente que dificulta la instalación de esta tecnología, que es el reducido espacio del que se dispone, así como de la orografía presente, por ello que la península sea un lugar con unas condiciones más adecuadas para la instalación de energía solar térmica, aunque la radiación directa normal sea inferior a la presente en Canarias.

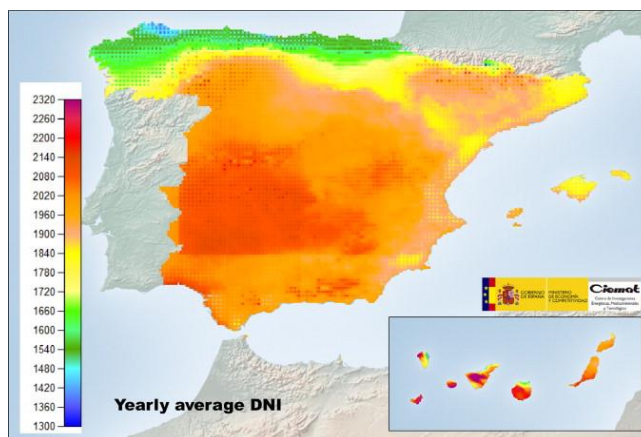


Figura 4.1 Radiación directa normal (DNI) en España

Fuente: [26]

4.2 Tecnologías de concentración solar

Actualmente existen cuatro tecnologías CSP (Concentrated Solar Power), como se observa en la Figura 4.2.

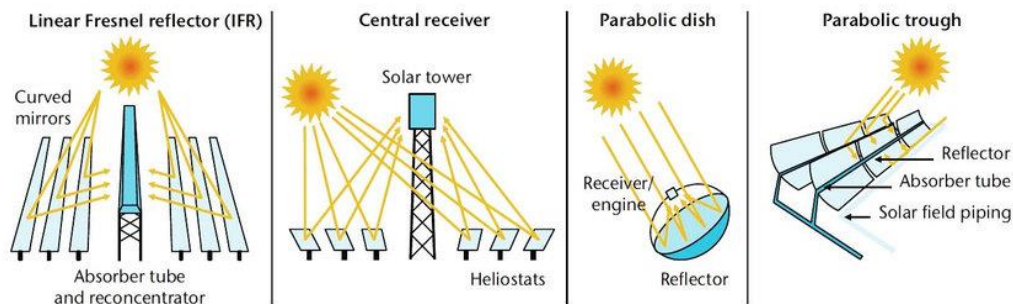


Figura 4.2 Tecnologías CSP (*Concentrated Solar Power*)

Fuente: <https://www.solarpaces.org/>

A continuación, se resumen las principales características de cada una de ellas.

4.2.1 Reflector Lineal de Fresnel (*Linear Fresnel reflector*)

Esta es la tecnología más simple de todas.

Se basa en un conjunto de espejos planos que se colocan inclinados en paralelo formando largas filas, de modo que reflejan la radiación incidente en un tubo absorbente ubicado a gran altura en el centro, que es el encargado de transformar la radiación solar en energía térmica. En el interior del tubo absorbente circula el fluido de transferencia de calor, siendo típicamente agua o aceite sintético. Los espejos suelen encontrarse colocados a un metro de altura del suelo, mientras que el tubo absorbente a unos ocho metros. Además de estos dos elementos, por encima del tubo absorbente se dispone de un espejo secundario cilíndrico que tiene la misión de captar la radiación que se desvió inicialmente sin llegar al tubo absorbente.

En la Figura 4.3 se muestra una imagen de una instalación Fresnel lineal en la que se pueden observar los distintos elementos que la componen.



Figura 4.3 Tecnología Fresnel lineal

Fuente: <https://solarimpulse.com/>

Como se observa, los colectores son lineales, por lo que el sistema de seguimiento es a un solo eje, siendo más económico y sencillo que un sistema de seguimiento de dos ejes. Sin embargo, las temperaturas alcanzables son menores respecto a estos últimos.

El Fresnel lineal es bastante similar al cilindro-parabólico, teniendo en cuenta que al emplear espejos planos es un sistema menos eficiente, aunque también más económico y sencillo de implantar.

Además, también presentan la ventaja frente al cilindro-parabólico de que las líneas de espejo se pueden disponer muy cerca entre sí, por lo que es posible un mayor aprovechamiento del espacio.

4.2.2 Torre central (*Central receiver*)

La tecnología de torre o receptor central se basa en un campo de espejos (heliostatos) dispuestos en torno a la torre, que captan la radiación solar y la reflejan en el receptor, ubicado en lo alto de la torre central.

En el receptor se concentra la radiación reflejada por los heliostatos, transformándose en calor y calentando el fluido de transferencia de calor en este punto. A su vez, este fluido es el encargado de transportar la energía térmica hasta el bloque de potencia, donde la energía térmica es transformada en eléctrica (central solar termoeléctrica).

El fluido de transferencia de calor puede ser agua, aire o sales fundidas. Las últimas centrales construidas emplean sales fundidas debido a que estas permiten alcanzar temperaturas muy elevadas (se suele operar con temperaturas de entorno a los 570°C), además de que poseen propiedades adecuadas para su almacenamiento en tanques, permitiendo así poder ser empleadas cuando sea requerido.

Asimismo, los heliostatos cuentan con seguimiento a dos ejes, de modo que cada uno de ellos se dispone de manera que permita reflejar mayor radiación solar hacia el receptor. De igual modo, cuando no se requiere producir o almacenar más energía térmica, estos receptores se desenfocan, de modo que llega menos radiación solar al receptor.

Estas centrales presentan un elevado factor de concentración (200-1.000) pudiendo alcanzar temperaturas superiores a los 1.000°C para el fluido de trabajo, aunque no se lleva a cabo debido a limitaciones de los materiales.

Además, las centrales de torre se caracterizan por requerir grandes superficies, mayores a las correspondientes para las otras tecnologías, por lo que suelen instalarse en grandes extensiones como desiertos.

En la Figura Y se muestra Gemasolar (Sevilla), primera planta de energía termosolar de torre con almacenamiento térmico de sales fundidas instalada en España. Se inauguró en 2011 y cuenta con una potencia eléctrica nominal de 19,9MW. Asimismo, dispone de 2.500 heliostatos y una superficie total ocupada de 185 hectáreas.



Figura 4.4 Tecnología Receptor central, Gemasolar

Fuente: <https://solarimpulse.com/>

4.2.3 Disco parabólico (*Parabolic dish*)

El disco parabólico, también denominado disco Stirling, consiste en un disco formado por espejos que reflejan la radiación solar en el foco de la parábola, a corta distancia. En este punto, donde se concentra la radiación, el receptor calienta un fluido que alimenta un motor de ciclo Stirling, donde la fuente caliente es el fluido y la fría el ambiente.



Figura 4.5 Disco parabólico

Fuente: <https://www.mepits.com/>

Debido a la curvatura del disco, así como a la cercanía del receptor, es el sistema que presenta un mayor factor de concentración (1.000-4.000), pudiendo alcanzar temperaturas muy elevadas, superiores a los 1.000°C. Sin embargo, las temperaturas de operación suelen encontrarse entre los 650-800°C. Asimismo, es el sistema con mayor eficiencia de todos, alcanzando valores incluso superiores al 40% para el motor Stirling.

Otra de las ventajas es su plena libertad de movimiento, debido a que no tienen tuberías interconectadas ni otros sistemas auxiliares, pudiendo orientarse de la forma más conveniente.

Además, presenta otras ventajas respecto al resto de sistemas como son su simplicidad, elevado grado de automatización o ausencia de fluidos circulantes.

Como desventaja se puede indicar que no permite el almacenamiento energético, pues es un sistema que genera electricidad directamente.

Por otro lado, cabe destacar que, con el reciente desarrollo de pequeñas turbinas de gas, el disco parabólico se está comenzando a usar en ciclos Brayton.

4.2.4 Colector cilindro-parabólico (*Parabolic trough*)

El colector cilindro parabólico (CCP) consiste en reflector cilindro-parabólico que refleja y concentra la radiación solar en un tubo absorbedor ubicado en la línea central de la parábola. En este tubo la radiación solar calienta el fluido de transferencia de calor que circula por su interior, avanzando este último hasta un intercambiador de calor donde produce vapor de un ciclo de Rankine.

Asimismo, este sistema dispone de seguimiento a un eje y cuenta con un factor de concentración comprendido entre 30 y 80.



Figura 4.6 Colector cilindro parabólico

Fuente: <https://www.modelon.com/>

El tubo absorbedor se conforma por dos tubos concéntricos, uno metálico interior por el que circula el fluido de transferencia de calor y otro exterior de vidrio. Siendo así, la radiación solar atraviesa el tubo exterior de vidrio, hasta alcanzar el tubo interior metálico. Este último tubo se calienta y, por convección, el fluido de trabajo aumenta su temperatura. Asimismo, en ocasiones se dispone una cámara de aire entre ambos para minimizar las pérdidas.

El fluido de transferencia de calor empleado varía según la temperatura de operación. Para temperaturas moderadas (<200°C) se emplea agua desmineralizada o etilenglicol, mientras que para temperatura altas (200°C-450°C) aceites sintéticos.

4.3 Tecnología de torre central

De todas las tecnologías de concentración solar que han sido explicadas anteriormente, se considera que la tecnología de receptor central es aquella que presenta un mayor potencial de introducción en el sector eléctrico de cara al futuro.

Las principales razones son las siguientes:

- Es la tecnología que logra alcanzar mayores temperaturas, permitiendo consecuentemente mejorar la eficiencia de los ciclos termodinámicos a los que se acopla y, con ello, reducir los costos de electricidad.
- Gracias al almacenamiento térmico, permite generar electricidad con factores de capacidad anual altos.
- Fácil acoplamiento en la hibridación de plantas fósiles.

En conclusión, es una tecnología que cuenta con un gran potencial de reducción de costes y mejoras en la eficiencia, que está llamada a liderar el sector de las tecnologías de concentración solar. Sin embargo, también se deben destacar ciertas

desventajas como son la necesidad de una gran superficie disponible, costes de construcción e instalación elevados y complejidad técnica.

4.3.1 Componentes del sistema

A continuación, se proceden a explicar los principales subsistemas que componen al sistema de torre central.

4.3.1.1 Heliostatos

Junto a la torre, los heliostatos son los componentes de mayor importancia en la instalación. Como se ha comentado anteriormente, son los elementos encargados de captar la radiación solar directa y reflejarla hacia el receptor solar.

Un heliostato se compone esencialmente por un conjunto de espejos, un sistema de seguimiento, un sistema de control, la estructura y la cimentación.

Los espejos son el elemento reflectante del heliostato y generalmente son fabricados en vidrio, con una capa superior reflectante de plata o aluminio. Pueden ser de diversas formas y tamaños, y se requiere que el acabado superficial sea óptimo. Por lo general, cada heliostato cuenta con una superficie de espejos de en torno a 100-150m².

El sistema de seguimiento solar se compone de dos motores que se mueven en dos ejes, con dos grados de libertad (eje de elevación y azimut), permitiendo orientar el heliostato según sea necesario en cada momento.

El sistema de control se encarga de orientar los heliostatos a partir del sistema de seguimiento, calculando en cada momento la posición del sol y de cada heliostato.

Por otro lado, la estructura del heliostato se encarga de soportar los espejos, y se compone por celosías fijadas a un eje horizontal que se acopla al sistema de seguimiento.

Por último, la cimentación permite anclar el heliostato al terreno, así como soportar su peso.



Figura 4.7 Cuerpo de heliostato

Fuente: <https://www.energias-renovables.com/>

Por otro lado, debe señalarse que el desempeño de los heliostatos vendrá determinado principalmente por su eficiencia óptica y por la disposición del campo.

La eficiencia óptica del heliostato es función de parámetros como la reflectividad del espejo, el efecto coseno, el efecto sombra o la atenuación.

La distribución del campo solar puede realizarse de dos formas, mediante la configuración “Campo norte” o “Campo circular”. En la configuración “Campo norte” todos los heliostatos se disponen en el norte de la torre, mientras que en la configuración “Campo circular” se disponen alrededor de la torre, quedando esta última desplazada hacia el sur del campo. Se debe señalar que la configuración “Campo norte” permite una construcción del receptor más sencilla, pues únicamente recibe radiación por una de las caras.

Para elegir una configuración u otra se debe atender principalmente a la ubicación de la planta y a los costes económicos. Cuanto más lejos se encuentre la planta del ecuador, mayor será la eficiencia óptica anual para un campo norte, pero hay que tener en cuenta que este campo da lugar a torres de mayor altura para una misma potencia térmica en el receptor, aumentando exponencialmente el coste de la planta.

4.3.1.2 Torre y receptor central

La torre es el elemento estructural encargado de soportar en lo alto al receptor central, cuyo objetivo es captar la radiación solar y convertirla en energía térmica.

Según el tamaño y disposición del campo de heliostatos, es decir, según la potencia térmica en el receptor, las torres pueden alcanzar alturas comprendidas entre los 50 y 250m.

Los receptores son intercambiadores de calor en los que la radiación solar que ha sido reflejada por los heliostatos se convierte en energía térmica en el fluido de

transferencia de calor. Son elementos que deben soportar elevadas temperaturas y gradientes, por lo que son fabricados en materiales cerámicos o con aleaciones metálicas.

Asimismo, el receptor es un elemento crítico en la eficiencia del sistema, por lo que su optimización es fundamental, buscando reducir las pérdidas térmicas y emplear materiales que permitan trabajar con las temperaturas más altas posibles.

Aunque todos los receptores tienen la misma función, existen distintos tipos, como los receptores de cavidad, los externos o los volumétricos, cada uno con sus particularidades.

4.3.1.3 Fluido de transferencia de calor (HTF, Heat Transfer Fluid)

La elección del fluido de transferencia de calor es un factor de importancia, pues determinará el rango de temperaturas de trabajo, así como los materiales a emplear y el almacenamiento térmico a usar.

Los principales fluidos de transferencia de calor empleados son el agua, el aire, las sales fundidas y el sodio líquido.

Agua

Al emplear agua como fluido de trabajo, se genera directamente vapor sobrecalentado en el receptor, que es circulado posteriormente hasta el bloque de potencia.

Las principales ventajas de este sistema es que el fluido de trabajo no es peligroso, se elimina el intercambiador de calor para ceder calor al bloque de potencia o la operación es más sencilla que aquella con sales fundidas, para las que se deben tener en cuenta factores como las temperaturas máximas de trabajo o problemas de congelación.

Sus principales desventajas son que el receptor es más complejo y menos económico, debido a las altas presiones y temperaturas que se alcanzan, además de que no cuentan con un sistema de almacenamiento térmico completamente desarrollado.

Aire

En este sistema el aire a presión atmosférica se calienta en un receptor volumétrico, alcanzando temperaturas superiores a los 700°C.

Las principales ventajas de este sistema son que el fluido de trabajo no presenta peligrosidad, no cuenta con temperaturas máximas de trabajo ni problemas de congelación, y permite reducir las pérdidas por radiación en el receptor, alcanzándose valores de eficiencia en torno al 75% en él.

Una vez el aire es calentado en el receptor, este puede ser empleado de dos formas. Una de ellas es llevarlo hasta un intercambiador de calor y producir vapor en un ciclo de Rankine. La otra opción es presurizarlo e introducirlo en una turbina de gas, siguiendo un ciclo Brayton.

Sales fundidas

En este sistema las sales fundidas son calentadas en el receptor, siendo conducidas posteriormente hasta el tanque de almacenamiento térmico caliente. Desde aquí, circulan hasta un intercambiador de calor en el que ceden calor al bloque de potencia, generando vapor que se expande en una turbina y produce energía eléctrica. Finalmente, una vez han cedido el calor, las sales circulan hasta el tanque de almacenamiento térmico frío, y desde aquí de nuevo hacia el receptor.

El sistema con sales fundidas es el más empleado, debido principalmente a las propiedades termodinámicas que estas presentan, elevados valores de conductividad térmica, calor específico y punto de fusión.

La alta conductividad térmica permite el empleo de intercambiadores de calor compactos, el elevado calor específico transportar gran cantidad de calor por kilogramo de fluido, y el punto de fusión elevado almacenar calor a una alta temperatura en un espacio reducido, permitiendo alcanzar elevadas temperaturas y presiones en el vapor calentado, logrando así altos rendimientos en el bloque de potencia.

Asimismo, el tipo de sal fundida más comúnmente empleada es la denominada “*Solar Salt*”, que se compone de un 60% de nitrato de sodio y un 40% de nitrato potásico.

Por otro lado, el principal inconveniente de las sales fundidas se encuentra en el elevado punto de fusión. A la vez que esto supone una ventaja, también es un inconveniente, pues implica un elevado riesgo de congelación. Por ello, se requiere que las conducciones se mantengan siempre calientes, y esto se consigue mediante la disposición de resistencias eléctricas alrededor de los tubos.

Sodio líquido

El sistema con sodio líquido es esencialmente igual al correspondiente para las sales fundidas, es decir, el circuito seguido por el sodio líquido es el mismo que ha sido explicado anteriormente para las sales fundidas.

Este último se diferencia de las sales en que presenta mayor conductividad, pudiendo reducirse el área del receptor, y con ello su coste. Por otro lado, se trata de un fluido más caro y de elevado riesgo al presentar una alta reacción con el agua, que podría provocar explosiones.

4.3.1.4 Almacenamiento térmico

Al hacer uso de un sistema de almacenamiento, es posible almacenar la energía térmica contenida en el fluido de transferencia de calor en aquellos momentos en los que la producción solar es mayor a la demanda, siendo empleada en periodos posteriores en los que sí sea necesaria.

Esto se consigue a partir del almacenamiento del calor sensible de las sales fundidas, empleando dos tanques de almacenamiento térmico. Se dispone de un tanque caliente, en el que se almacenan las sales fundidas calientes que salen del receptor, y de un tanque frío, en el que se almacenan las sales frías una vez han cedido el calor al bloque de potencia.

Por tanto, la capacidad de almacenamiento se define como el tiempo que el sistema de almacenamiento es capaz de satisfacer el funcionamiento del ciclo de potencia a plena carga de manera autónoma.

En caso de emplear almacenamiento térmico, aparece un factor de importancia denominado múltiplo solar (*Solar Multiple, SM*). Este factor representa la relación entre la potencia térmica recibida en el receptor y la potencia térmica demandada por el ciclo de potencia. Por tanto, es un parámetro que muestra, en cierto modo, el sobredimensionado que se consigue con el almacenamiento.

Asimismo, atendiendo a la definición de este parámetro, cuanto mayor sea su valor, más energía será posible almacenar y, por tanto, durante más horas será posible suministrar energía, eso sí, siempre y cuando las horas de almacenamiento térmico sean adecuadas. Por ello, existe una relación óptima entre múltiplo solar y capacidad de almacenamiento térmico. El múltiplo solar suele encontrarse entre valores de 1,2 y 1,8.

Por tanto, emplear almacenamiento térmico trae consigo numerosas ventajas, como un mayor factor de utilización de la planta, elevada eficiencia energética, reducir las paradas y arranques en el sistema de generación, o permitir generar electricidad de un modo más predecible.

Por otro lado, el almacenamiento térmico supone un mayor coste inicial y complejidad tecnológica que debe ser tenido en cuenta.

Además de todos los subsistemas anteriormente comentados, quedaría un último, el bloque de potencia, que es el encargado de transformar la energía térmica en eléctrica.

Los ciclos termodinámicos más comúnmente empleados son el ciclo de Rankine, el ciclo Brayton y el Ciclo Combinado, que son explicados en el capítulo 3 *Introducción al Ciclo Combinado*.

En la Figura Y se muestra el esquema de funcionamiento de una central solar termoeléctrica, que emplea la tecnología de receptor central.

Básicamente el funcionamiento es el siguiente.

Los heliostatos captan la radiación solar, reflejándola hacia el receptor central, ubicado en lo alto de la torre para poder captar la radiación de todo el campo de heliostatos. En la torre, la sal fundida (fluido de transferencia de calor) es calentada a partir de la energía concentrada en el receptor central, siendo posteriormente enviada hacia el depósito caliente de almacenamiento térmico, desde donde circula hacia el intercambiador de calor. La sal fundida caliente entra en el intercambiador de calor, cede calor al ciclo de potencia, y sale fría. Desde aquí, se envía hacia el depósito frío de almacenamiento, saliendo a continuación hacia el receptor central, volviéndose a calentar, y comenzando de nuevo el recorrido.

En el presente trabajo sólo se analizará la parte térmica de la planta (planta solar térmica), es decir, se llegará hasta el punto 5 que se observa en la Figura 4.8. En ese punto, la transferencia de calor será hacia el ciclo combinado de estudio.

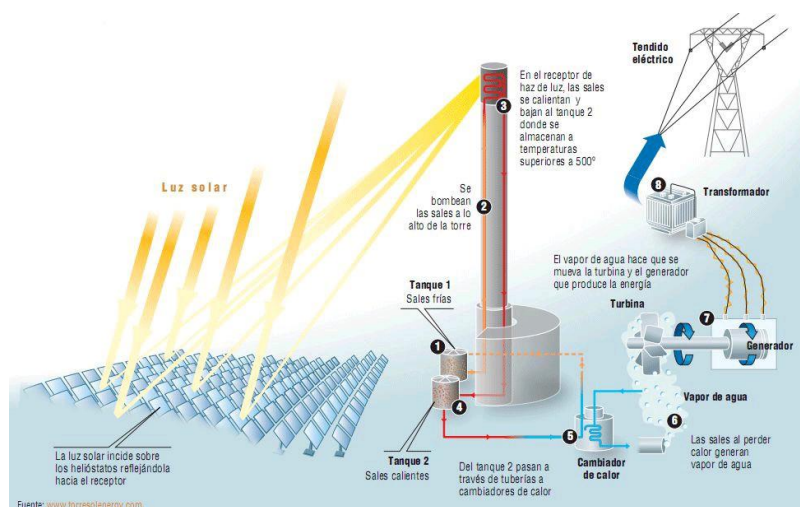


Figura 4.8 Central de torre central

Fuente: <http://torresolenergy.com/>

5 HIBRIDACIÓN

La hibridación consiste en combinar una tecnología de producción de energía eléctrica con otro sistema de generación ya existente, de modo que se produzca electricidad de una manera más eficiente.

Asimismo, en el presente trabajo se trata la hibridación de una central fósil con tecnología solar. En particular, una central de ciclo combinado con una planta solar térmica de torre central.

La hibridación de una central termosolar con una de ciclo combinado acoge la denominación de central ISCC (*Integrated Solar Combined Cycle*).

Por otro lado, varios estudios plantean la posibilidad de implementar la tecnología de captura y almacenamiento de carbono (CCS) en las centrales ISCC, de modo que podrían ser eliminadas gran parte de las emisiones de CO₂.

5.1 Hibridación ISCC (Integrated Solar Combined Cycle)

Como ha sido comentado anteriormente, la hibridación ISCC consiste en integrar una planta solar térmica en un ciclo combinado.

Las centrales de ciclo combinado son las centrales térmicas que presentan un mayor rendimiento térmico y menor emisión de contaminantes. Por tanto, son la mejor opción con la que integrar una forma de generación de energía renovable, como la energía solar de concentración. Otra posible forma de verlo es que sería más adecuado hibridar centrales convencionales con mayor contaminación que los ciclos combinados, pues el efecto de la hibridación sería mayor. Sin embargo, se cree que estas centrales de alta contaminación deben ser apartadas del sistema con la mayor brevedad posible, por lo que no deben ser incluidas en proyectos futuros que velan por un desarrollo sostenible.

Además, la hibridación de las energías renovables con ciclos combinados es favorable para la integración de las mismas, gracias a que los costes de inversión son reducidos, a la vez que conjuntamente dan lugar a un sistema de producción eléctrica que asegura el suministro ininterrumpido. Tal es así que una central ISCC supone la forma más económica de producir energía a partir de concentración solar, debido principalmente a que ambos sistemas comparten algunos componentes, como es el caso de la turbina de vapor, que en el caso de las centrales íntegramente solares supondría un sobrecoste.

Por tanto, este tipo de hibridación supone una serie de ventajas para ambos sistemas, tanto para el ciclo combinado como para la planta solar térmica. Además de las anteriores, se pueden indicar las siguientes:

- La tecnología de concentración solar (CSP) puede ser introducida en una central de ciclo combinado existente sin necesidad de realizar grandes modificaciones.
- No se requiere almacenamiento térmico, aunque presenta grandes ventajas, como ha sido indicado en el capítulo 4 *Energía solar* (subapartado 4.3.1.4).
- Permite reducir el consumo de combustible de la planta de ciclo combinado, reduciendo costes y emisiones de CO₂.

Asimismo, las centrales ISCC suponen una solución óptima en regiones en las que se alcanzan temperaturas elevadas durante largos periodos de tiempo. El rendimiento de los ciclos combinados se ve reducido por las altas temperaturas (directamente la turbina de gas), a la vez que estas temperaturas suelen venir acompañadas de elevados índices de radiación directa normal, ideal para la producción a partir de la tecnología solar.

Las centrales ISCC pueden diseñarse de varias formas, según la tecnología de concentración solar empleada, el punto en el que realizar la hibridación y el modo de operación de la planta.

La planta híbrida puede diseñarse según dos modos de operación:

- *Power Boosting*: el objetivo es incrementar la potencia producida por la central.
- *Fuel Saving*: el objetivo es reducir la cantidad de combustible consumido, a la vez que la potencia producida por la central se mantiene constante.

Por tanto, las principales consecuencias de la hibridación del ciclo combinado son el aumento de la potencia neta producida por el ciclo y el ahorro de combustible.

Por otro lado, es de gran importancia conocer el punto de la instalación óptimo en el cual integrar el vapor generado en la tecnología solar, con el objetivo de lograr la mayor eficiencia posible. Esto dependerá de la tecnología solar utilizada, es decir, de la temperatura máxima que alcanza el fluido de transferencia de calor del sistema solar.

En una central solar de torre, debido a las altas temperaturas alcanzables, se suele generar vapor sobrecalentado de alta presión a temperaturas superiores a los 550°C,

por tanto el punto óptimo de inyección es la línea de vapor de alta presión a la salida del sobrecalentador, donde la temperatura del vapor es máxima.

por lo que diversos estudios indican que el punto óptimo de inyección es en la línea del vapor de alta presión a la salida del sobrecalentador de alta.

Por tanto, según la tecnología solar empleada, debido a que las temperaturas de trabajo varían, el punto óptimo de inyección será uno u otro. Sin embargo, lo que sí se encuentra estandarizado es que se realiza en el ciclo de vapor, y en particular, en la caldera de recuperación.

En la Figura 5.1 se muestra el esquema de funcionamiento de una central híbrida ISCC que emplea colectores cilindro-parabólicos. Se observa que a la salida del economizador de alta se extrae una fracción del caudal, que es enviada hacia un intercambiador de calor en el que aumenta su temperatura por la cesión de calor del fluido de transferencia de calor del sistema solar (sales fundidas en el ejemplo), inyectándose posteriormente a la entrada del sobrecalentador de alta.

Asimismo, se atiende que la inyección se ha realizado en un punto de la caldera de recuperación distinto a lo indicado para un sistema que emplea la tecnología de receptor central. Como se ha comentado anteriormente, esto es debido a que las temperaturas alcanzadas por el fluido de transferencia de calor para la tecnología CCP son menores a las correspondientes para la tecnología de receptor central.

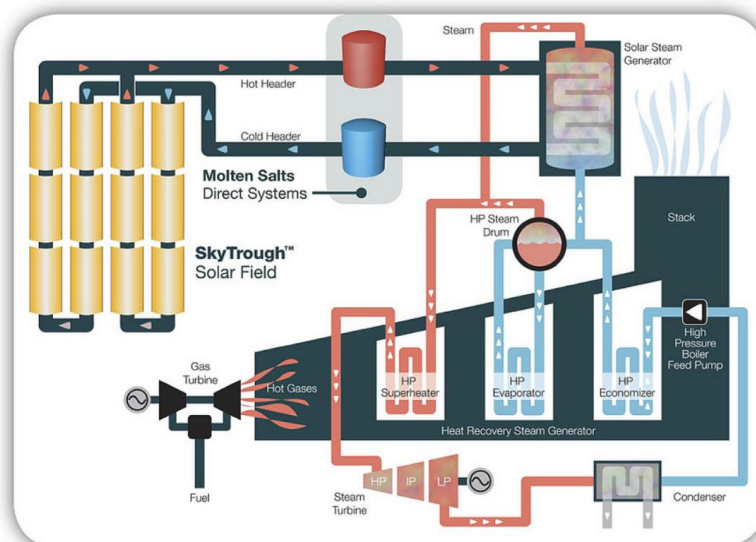


Figura 5.1 Hibridación ISCC con colectores cilindro-parabólicos

Fuente: <http://www.enerstar.es/>

5.1.1 Plantas ISCC existentes

La hibridación ISCC es una tecnología relativamente nueva, con una capacidad total instalada a nivel mundial de en torno a los 200MW (contribución solar), donde la primera planta comenzó a operar en 2010 [27].

En la Figura 5.2 se pueden observar las plantas ISCC existentes y su estatus actual.

Project name	Location	Technology	Total output (MWe)	Solar contribution (MWe)	Status
Agua Prieta II	Mexico	Parabolic trough	478	14	Under construction
Ain Beni Mathar	Morocco	Parabolic trough	470	30	Operational
Archimede	Italy	Parabolic trough	765	5	Operational
ISCC Duba 1	Saudi Arabia	Parabolic trough	600	43	Under construction
ISCC Hassi R'mel	Algeria	Parabolic trough	150	20	Operational
ISCC Kuraymat	Egypt	Parabolic trough	140	20	Operational
Martin	US	Parabolic trough	1150	75	Operational
Palmdale	US	Parabolic trough	570	50	Under development
Victorville 2	US	Parabolic trough	563	50	Under development
Ningxia	China	Parabolic trough	92.5	92.5	Under development

Figura 5.2 Plantas ISCC en el mundo

Fuente: [27]

Se observa que existen cinco plantas operativas, dos en construcción y tres en desarrollo.

Además, se debe destacar que en todas las plantas existentes la integración del sistema solar tiene lugar en el ciclo de vapor (*Integration in bottoming cycle*), aunque la integración en el ciclo de gas (*Integration in topping cycle*) se encuentra en estudio y promete alcanzar mayores valores de eficiencia, debido a las mayores temperaturas y presiones de trabajo [27].

6 CENTRAL TÉRMICA DE GRANADILLA: CC II

El Ciclo Combinado II de la Central térmica de Granadilla fue inaugurado en 2011, convirtiéndose en el segundo ciclo combinado gas-vapor de la central de Granadilla.

Según el Anuario energético de Canarias 2020, la turbina de vapor cuenta con una potencia neta de 76,20MW, mientras que cada una de las turbinas de gas con 75MW [4].

Este ciclo combinado se compone de dos turbinas de gas gemelas que alimentan a una única turbina de vapor. Se conectan entre sí mediante la configuración 2x1 multieje, contando cada turbina de gas con su propia caldera de recuperación (*HRSG*). Las características de la configuración 2x1 multieje son explicadas en el capítulo 3 *Introducción al ciclo combinado* (subapartado 3.3.4).

Asimismo, se opera con dos niveles de presión en caldera, por lo que la expansión se divide en dos etapas, una de alta presión y otra de baja. En el capítulo 3 *Introducción al ciclo combinado* (subapartado 3.3.3) se explica detalladamente la configuración y operación de un ciclo combinado con dos niveles de presión.

El ciclo combinado II de la central térmica de Granadilla opera con gasóleo, aunque también podría hacerlo con gas natural, y se espera que así sea en el futuro.

Actualmente no se dispone de gas natural en Canarias, un combustible mucho más limpio que el gasóleo, mientras que en la península es el más empleado en las centrales térmicas de producción eléctrica.

Las turbinas de gas empleadas son el modelo “6F.03”, mientras que la turbina de vapor es el modelo “STF-A200”, ambas de la corporación “*General Electric*”.

En la Figura 6.1 y Figura 6.2 se muestran las especificaciones técnicas para cada uno de estos modelos, valores correspondientes para frecuencias de 50Hz y 60Hz.

	6F.03
Net output (MW)	88
Net heat rate (Btu/kWh, LHV)	9277
Net heat rate (kJ/kWh, LHV)	9788
Net efficiency (% , LHV)	36.8%
Ramp Rate (MW/minute)	22
Startup Time (RR Hot, Minutes)	13

Figura 6.1 Especificaciones técnicas turbina de gas 6F.03

Fuente: <https://www.ge.com/>

STF-A200 (MT)	
Main Steam	140 bar (2,030 psig) 565 °C (1,050 °F)
Output	≤ 250 MW
Efficiency	≤ 41%
Maximum Backpressure	≤ 700 mbar (20.7 in. Hg)

Figura 6.2 Especificaciones técnicas turbina de vapor STF-A200

Fuente: <https://www.ge.com/>

Por otro lado, el ciclo combinado emplea agua de mar en circuito abierto para la condensación del vapor de baja presión. Asimismo, el agua empleada como fluido de trabajo en el ciclo de vapor es obtenida por desalación, a partir de 4 desaladoras de las que se dispone en las instalaciones de la central, y de un proceso posterior de desmineralización con el que se alcanzan los requerimientos para que el agua pueda ser introducida en el circuito de vapor.

De la configuración del ciclo combinado real, mostrada en la Figura 6.3, se debe destacar la función de ciertos equipos auxiliares empleados en el HRSG.

En primer lugar, en el nivel de baja presión de la caldera de recuperación se dispone de un sistema de recirculación, a partir del cual se logra controlar la temperatura de salida de los gases de escape. Para ello, a la salida del economizador de baja presión se realiza una extracción de caudal, que es bombeado por la bomba de recirculación y se inyecta de nuevo a la entrada del economizador de baja. De esta manera se consigue que la temperatura del agua a la entrada del economizador sea mayor y, por tanto, la energía cedida por los gases de escape en el economizador de baja sea menor, saliendo estos últimos a una mayor temperatura.

La temperatura de salida de los gases de escape no debe ser demasiado reducida, pues en caso contrario podría tener lugar la condensación de ácidos que dañarían a la caldera de recuperación. Siendo así, se consideran adecuados valores de en torno a los 100°C.

Por otro lado, en el nivel de alta presión se dispone de un atemperador, cuya función es reducir la temperatura del vapor de entrada a turbina cuando sea necesario. Para ello, se realiza una pequeña extracción del caudal de agua a la salida de la bomba de alta presión, que es enviado hacia el atemperador. Una vez en este equipo, el agua es pulverizada sobre el vapor de alta, reduciendo así su temperatura.

Con este equipo se puede regular ligeramente el alcance de temperaturas demasiado elevadas para la turbina de vapor.

En el presente caso de estudio no se ha modelado el atemperador, es decir, la extracción de agua hacia este equipo es nula. Siendo así, el sobrecalentador de alta presión se conforma por un único cuerpo, en lugar de encontrarse dividido en dos secciones.

En la Figura 6.3 se adjunta un esquema del Ciclo Combinado II de la central térmica de Granadilla. En el mismo se ha prescindido del atemperador, pues al no ser empleado en el presente trabajo se cree preferible no representarlo y evitar así posibles confusiones.

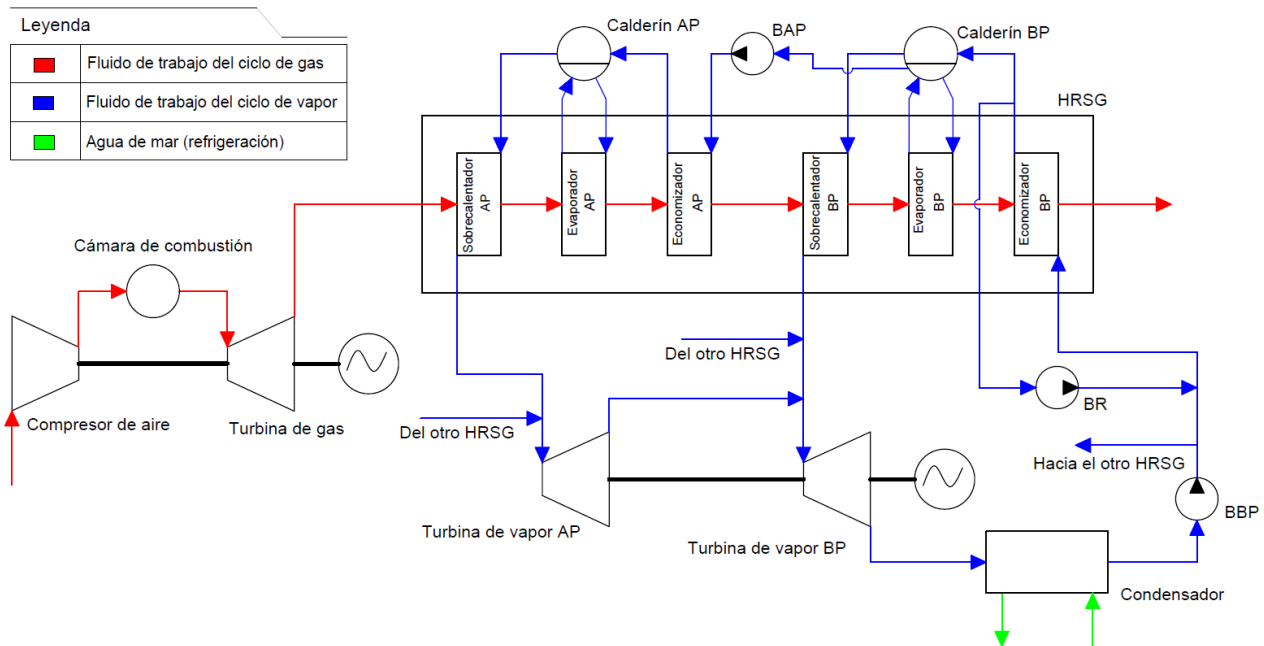


Figura 6.3 Esquema Ciclo Combinado II de la central térmica de Granadilla

Fuente: propia

7 METODOLOGÍA

En la actualidad, la simulación de procesos químicos, termodinámicos o de cualquier otra tipología es una herramienta fundamental para el análisis de los mismos. De este modo, es posible recrear virtualmente un determinado sistema, permitiendo realizar un estudio representativo, rápido y económico de su comportamiento, sin necesidad de su existencia real.

Siendo así, se han decidido realizar los cálculos del ciclo combinado estudiado en el presente TFG a partir de un software de simulación, en particular, DWSIM.

7.1 Softwares de cálculo

A continuación, se procede con la descripción de diferentes softwares que podrían haber sido empleados en este estudio, señalando las principales características de cada uno de ellos.

7.1.1 Aspen Plus

Aspen Plus es un reconocido simulador comercial de procesos químicos, desarrollado por AspenTech. Caracterizado por aportar resultados de alta fiabilidad, es ampliamente empleado en la industria, en la enseñanza o en diversos estudios de investigación científica.

Dispone de una gran base de datos de componentes químicos y modelos termodinámicos para la determinación de propiedades y cálculo de reacciones químicas. Siendo así, permite simular cualquier proceso químico, desde operaciones unitarias hasta complejos sistemas, tanto en estado estacionario como dinámico. Además, posee una interfaz gráfica de usuario sencilla e intuitiva de usar.

A pesar de tratarse de un software muy interesante y potente, se ha descartado su uso debido a su licencia de pago.

7.1.2 Thermoflex

Thermoflex es un software polivalente, desarrollado por Thermoflow para el diseño y simulación de plantas y redes de operación de fluidos, encontrándose principalmente indicado para ser empleado en sistemas termodinámicos.

Asimismo, permite el modelado de cualquier planta de energía, como ciclos combinados, sistemas de cogeneración o incluso sistemas de energía renovable.

A su vez, al igual que Aspen Plus, posee una interfaz gráfica de usuario de gran sencillez que permite crear sistemas termodinámicos mediante la selección de iconos representativos de los diferentes componentes disponibles. Además, también presenta otras ventajas como permitir enlazarse con Excel o introducir librerías externas.

Atendiendo a las características anteriormente señaladas, este software es una muy buena opción, pues permite incluso el modelado de la parte solar. Sin embargo, al igual que ocurre para Aspen Plus, se trata de un programa con licencia de pago, quedando descartado su uso.

7.1.3 CyclePad

CyclePad es un simulador gratuito que permite el modelado de una amplia variedad de ciclos termodinámicos, siendo ampliamente usado a nivel educativo.

Además, posee una interfaz sencilla basada en diagramas de bloque, al igual que los softwares previamente comentados.

A pesar de ser un software de licencia gratuita, presenta varios inconvenientes de gran importancia que lo han descartado como opción para el análisis del ciclo combinado de estudio, pues no permite modelar ciclos relativamente complejos, además de no contemplar en su operación las irreversibilidades de ciertos procesos, permitiendo únicamente un análisis ideal.

7.1.4 Matlab

Matlab es un entorno de programación y cálculo desarrollado por MathWorks, con un lenguaje de programación propio. Usado por multitud de científicos e ingenieros, permite el desarrollo de algoritmos, cálculos numéricos y análisis de datos.

Además, Matlab dispone de la herramienta Simulink, un entorno gráfico que hace posible la simulación y diseño mediante diagrama de bloques. Por tanto, con el empleo de una librería de propiedades termodinámicas, este software es una opción perfectamente válida para el análisis del ciclo combinado.

Por otro lado, la universidad dispone de licencia para su uso, por lo que podría ser empleado sin problema.

Sin embargo, se trata de un software de elevada complejidad, con el que el alumno no ha trabajado previamente y, por tanto, no domina, quedando así descartado su uso.

7.1.5 DWSIM

DWSIM ha sido el software seleccionado para realizar la simulación del ciclo combinado de estudio, por ello, este será explicado detalladamente en el próximo capítulo.

7.2 Software de simulación DWSIM

DWSIM es el software con el que se ha realizado la simulación del ciclo combinado de estudio, debido a que posee ciertas características que lo convierten en una opción ideal, como son su gratuidad, interfaz gráfica sencilla y validez de resultados, entre otras.

A continuación, se procede con una explicación detallada de este software.

DWSIM es un simulador de procesos químicos de código abierto (Open Source). Desarrollado en 2004 por Daniel Wagner Oliveira de Medeiros, ingeniero químico de nacionalidad brasileña, este simulador permite emplear una lista completa de operaciones unitarias, modelos termodinámicos avanzados, herramientas de caracterización de petróleo o soporte para sistemas reactivos.

Entre sus principales características, se destacan las siguientes:

- Código abierto y descarga gratuita.

Al ser un software de código abierto (Open source), permite el acceso a su código fuente, de modo que es posible una colaboración común entre los miembros de la comunidad, con ánimo de avanzar hacia una mejora continua del mismo.

Además, como muchas otras aplicaciones de código abierto, es de descarga gratuita.

- Estándar Cape-Open.

Ha sido programado en conformidad con el estándar Cape-Open. Esto significa que permite la interoperabilidad de soluciones, posibilitando al usuario combinar interfaces de modelamiento de diferentes software o programas entre sí.

De hecho, DWSIM destaca por ser el primer software de código abierto en emplear el estándar Cape-Open.

- Software multiplataforma.

Esta característica permite la instalación del programa en diferentes sistemas operativos, como Windows, iOS, Linux o Android.

- Simulaciones estacionarias y dinámicas.

Además de realizar simulaciones en estado estacionario, presenta la capacidad de modelar procesos dinámicos, pudiendo tener en cuenta la variación del tiempo.

7.2.1 Ventajas y desventajas

Además de las características anteriormente comentadas, este software presenta una serie de ventajas que han motivado a su elección por encima de cualquier otro simulador de procesos:

- Interfaz gráfica de usuario sencilla.

DWSIM posee una interfaz gráfica sencilla e intuitiva de utilizar, lo cual facilita la operación con el software por parte de cualquier usuario con conocimientos suficientes en la materia.

- Interfaz de Excel.

El software dispone de un complemento de Excel, permitiendo realizar cálculos termodinámicos en una hoja de cálculo y posteriormente integrarlos en modelos ya implementados.

- Diversidad de modelos termodinámicos y componentes químicos.

Integra una amplia variedad de modelos termodinámicos, entre los que se pueden destacar CoolProp, Peng-Robinson, Ley de Raoult o las tablas de vapor IAPWS-IF97.

De igual modo, DWSIM se encuentra provisto de una base de datos con más de 1.500 componentes, además de permitir la mezcla de varios de ellos.

- Gran variedad de operaciones unitarias.

El simulador dispone de las principales operaciones unitarias, como compresión, expansión, intercambio de calor, separación, mezclado, estrangulación o reacciones químicas, entre otras.

Además, gracias a la sencillez de la interfaz gráfica, cada una de los equipos y flujos son representados por elementos de aspecto muy similar al real, permitiendo una identificación rápida de los mismos.

Por otro lado, también permite la implementación de script Python de operaciones unitarias, aportando al usuario mayor flexibilidad e interoperabilidad en su trabajo.

- Validez de resultados.

A pesar de ser un simulador relativamente nuevo, comenzando a ganar reconocimiento en la actualidad, existen varios estudios que demuestran la validez de sus resultados, posicionándolo a la altura de simuladores comerciales con un amplio recorrido.

Siendo así, puede ponerse de ejemplo un estudio realizado en 2020, donde se comparan los resultados de simulación obtenidos a partir de los softwares Aspen Plus (simulador comercial) y DWSIM (simulador open-source) con los valores reales conocidos para determinados procesos químicos. De este estudio se obtuvo que, para la mayoría de los parámetros comparados, el porcentaje de error entre los valores obtenidos por simulación y los reales fueron menores al 5%. Asimismo, la discrepancia entre los valores de simulación obtenidos a partir de Aspen Plus y DWSIM fueron menores al 5% entre sí para la mayoría de los parámetros medidos [1].

Siendo así, el estudio pudo demostrar que DWSIM es capaz de realizar tareas de simulación con la misma validez que un simulador comercial como Aspen Plus.

Todas estas características han hecho que este software haya sido seleccionado para la simulación del ciclo combinado de estudio. Sin embargo, también presenta ciertas desventajas de importancia, muchas de las cuales fueron descubiertas a la vez que se comenzó a trabajar con el simulador.

- Documentación escasa.

Si bien es cierto que existe una guía de usuario desarrollada por el propio creador del software, Daniel Wagner, esta contiene únicamente la explicación de conceptos básicos, careciendo de información de importancia para el desarrollo de operaciones de mayor complejidad, como las que han tenido lugar en este TFG.

De igual modo, tampoco existe demasiada información en la red sobre el uso de este software.

Todo esto probablemente tenga origen en que se trata de un simulador que está comenzando a ganar importancia en la actualidad, sin demasiado recorrido anterior,

por lo que la comunidad de usuarios no es demasiado grande y no existe una gran difusión de información asociada aún.

Todo ello ha repercutido en la necesidad de invertir gran cantidad de tiempo en la comprensión del software.

- Lentitud en ciertas operaciones.

En el modelado de proyectos con gran número de operaciones, el software muestra poca fluidez en la ejecución de las mismas, llegando incluso a colapsar, siendo necesario el cierre del programa y su nueva apertura para poder continuar trabajando.

- Carencia de operaciones unitarias fundamentales.

A pesar de disponer de una amplia variedad de equipos, carece de algunos fundamentales como son el calderín o la cámara de combustión, ambos de gran importancia en todo ciclo combinado. Líneas a bajo, en la descripción del diseño del ciclo combinado, se explica cómo se ha procedido para el modelado de estos elementos.

- No permite modelado solar.

Además, este simulador no permite el modelado del aporte solar, por lo que el dimensionado de la instalación solar térmica se realizará empleando otro programa informático.

7.2.2 Proceso de aprendizaje

Para llegar a comprender el software y poder modelar el ciclo combinado correctamente, se ha requerido previamente un extenso proceso de estudio y ensayos con el simulador.

Este proceso ha comenzado con la lectura de los apartados de interés de la guía de usuario desarrollada por el creador del programa, Daniel Medeiros, complementándose a su vez con la visualización de diferentes vídeos disponibles en la red, cargados por usuarios del programa. La guía de usuario disponible es una herramienta útil de cara a una introducción al software, poniendo de manifiesto las distintas herramientas de las que este dispone, así como los pasos a seguir para iniciar cualquier tipo de proyecto, es decir, para iniciar cualquier tipo de simulación. Sin embargo, la guía únicamente recoge los conceptos básicos, careciendo de información necesaria para realizar simulaciones de cierta complejidad, como la que han tenido lugar en el presente TFG.

Siendo así, una vez adquiridos los fundamentos básicos del simulador con la lectura de la guía de usuario, se ha comenzado con la simulación de procesos básicos en el software.

En primer lugar, se empezó con la simulación de procesos muy simples, como la expansión en una turbina o la compresión en un compresor. Posteriormente, se comenzó con la construcción y simulación de ciclos de potencia. En esta etapa se requirieron ciertos conocimientos que la guía de usuario no aportaba, por lo que se recurrió a la búsqueda de otros recursos en la web. Siendo así, se encontraron algunos vídeos en la red de gran utilidad, desarrollados principalmente por divulgadores y profesores de universidad de regiones latinoamericanas, en los que se procedía con la simulación de distintos procesos termodinámicos y químicos.

Una vez visualizados los vídeos disponibles y cogido apuntes sobre ellos, se procedió con la simulación de varios ciclos de potencia, como el ciclo de Rankine, el ciclo Brayton o un ciclo de refrigeración por compresión de vapor. Para comprobar la validez de los modelos diseñados, estos se simularon según problemas de ejemplo que se disponían de los apuntes de las asignaturas de “Ingeniería Térmica” y “Motores Térmicos”, comparando así los resultados obtenidos.

Cabe destacar que el proceso más complejo de modelar correctamente fue la combustión en el ciclo Brayton, pues la guía de usuario no comprendía información sobre ello y tampoco se encontró demasiada literatura en la red. Finalmente, se logró su correcto modelado a base de realizar sucesivas simulaciones con el software, recurriendo al método heurístico ensayo y error. En la siguiente sección se describirá con mayor detalle el modelado de este equipo.

Además de los videotutoriales disponibles, también se recurrió al uso de otros recursos como foros dedicados a resolver dudas acerca de DWSIM entre los miembros de la comunidad, o páginas web donde usuarios del software suben proyectos desarrollados por ellos mismos. El recurso web con proyectos completados por usuarios del software es de gran interés, pues contiene actualmente más de 200 proyectos cargados, si bien es cierto que la gran mayoría de ellos simulan procesos químicos que se alejan del área de interés de este estudio. Además, este recurso fue descubierto con posterioridad a los otros indicados, por lo que el proceso de aprendizaje se encontró focalizado principalmente en la lectura de documentación y visualización de vídeos.

Una vez verificado el correcto modelado de los ciclos de potencia, se procedió con la simulación de ciclos combinados gas-vapor. En primer lugar, se comenzó con la construcción de un ciclo combinado de 1 nivel de presión, y una vez validado se procedió con 2 niveles de presión.

El principal inconveniente en el modelado de los ciclos combinados fue el HRSG, en particular, el modelado del calderín. Este elemento no se encuentra entre las

operaciones unitarias disponibles en el software, por lo que se tuvo que diseñar un modelado alternativo para poder simularlo.

Además, el modelado de los intercambiadores de calor, a pesar de que el software contiene estos elementos, fue complicado debido al gran número de flujos másicos presentes que interconectar, si bien no fue más que una cuestión de tiempo y buena organización.

7.2.3 Modelado del ciclo combinado de estudio

En este subapartado, aunque no es objetivo del documento detallar el uso del software de simulación, se proceden a resumir los pasos generales seguidos en el modelado del ciclo combinado de estudio.

Crear nuevo proyecto

1. Ventana de inicio

Una vez abierto el programa y ubicados en la pantalla de inicio, se da paso a un nuevo proyecto clicando en “File” > “New Chemical Process Model”, ubicado en la esquina superior izquierda de la ventana, tal y como se muestra en la Figura 7.1.

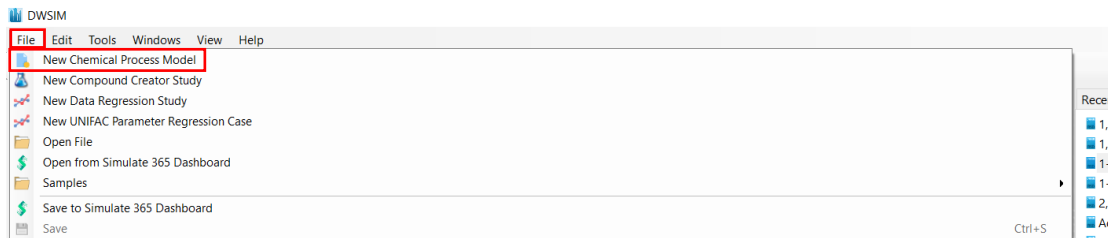


Figura 7.1 New Chemical Process Model

Fuente: propia

2. Ventana de configuración

A continuación, una vez clicado en “New Chemical Process Model”, el software muestra la ventana de configuración, “Configuration Wizard”, donde el usuario debe indicar los componentes químicos que se requieren en la simulación (“Compounds”), los modelos termodinámicos (“Property Packages”) y el sistema de unidades (“System of Units”), como se puede observar en las Figura 7.2.

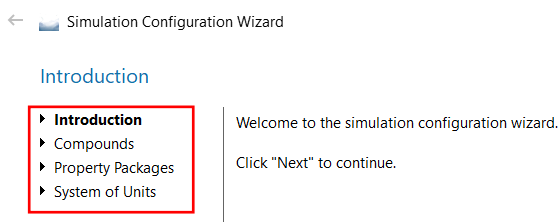


Figura 7.2 Configuration Wizard - Introduction

Fuente: propia

Una vez clicado en “*Next*”, se muestra la ventana “*Compounds*” donde se deben seleccionar los componentes químicos que se requieren en el modelo a construir.

Para el ciclo combinado de estudio estos han sido el agua, dióxido de carbono, etano, metano, nitrógeno, oxígeno y propano. Oxígeno y nitrógeno para el modelado del aire, metano, etano, propano y nitrógeno para el modelado del gas natural, dióxido de carbono por ser producto de la combustión y el agua como fluido de trabajo del ciclo de vapor.

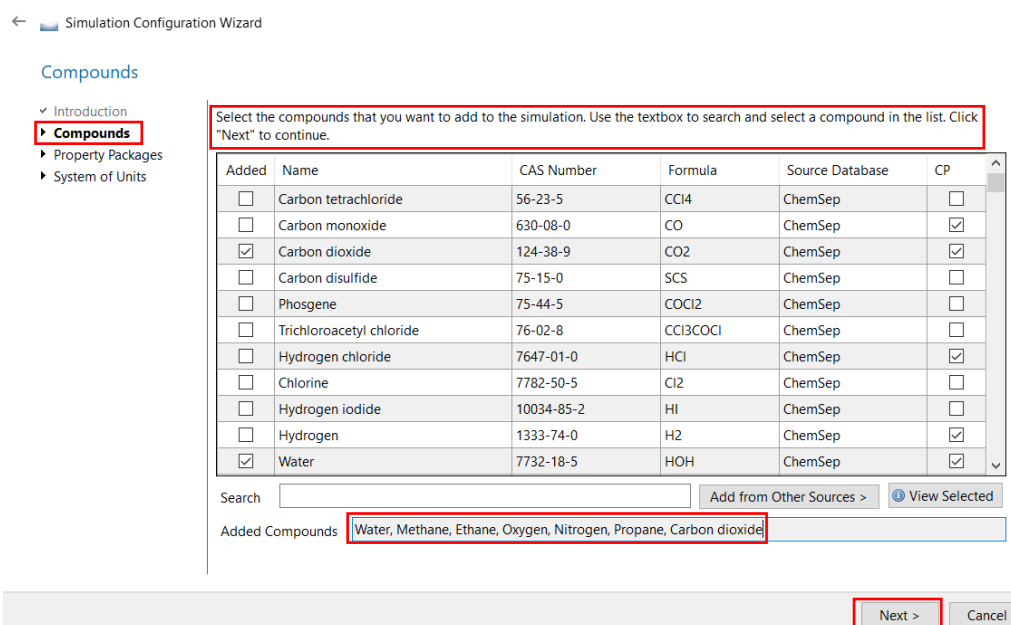


Figura 7.3 Configuration Wizard - Compounds

Fuente: propia

Una vez clicado en “*Next*”, se muestra la ventana “*Property Packages*” donde se deben seleccionar los modelos termodinámicos que se requieren emplear, como se muestra en la Figura 7.4.

En este estudio se han seleccionado las tablas de vapor (IAPWS-IF97) y Peng-Robinson.

Para el cálculo de las propiedades asociadas al ciclo de gas se decidió emplear Peng-Robinson, por ser uno de los modelos más adecuados para el modelado de hidrocarburos, siendo ampliamente usado en termodinámica química. Por otro lado, para el cálculo de las propiedades asociadas al ciclo de vapor, se seleccionaron las tablas de vapor (IAPWS-IF97).

Estas tablas fueron generadas por la Asociación Internacional para las Propiedades del Agua y el Vapor (IAPWS) en el año 1995. Originalmente, en 1995, las ecuaciones estaban dadas en función de la temperatura y la densidad, pero posteriormente fueron modificadas para venir dadas en función de la temperatura y la presión. Esta segunda formulación es la IF-97, que son las mismas tablas de 1995, pero expresadas en función de la temperatura y presión, propiedades mucho más convenientes con las que trabajar.

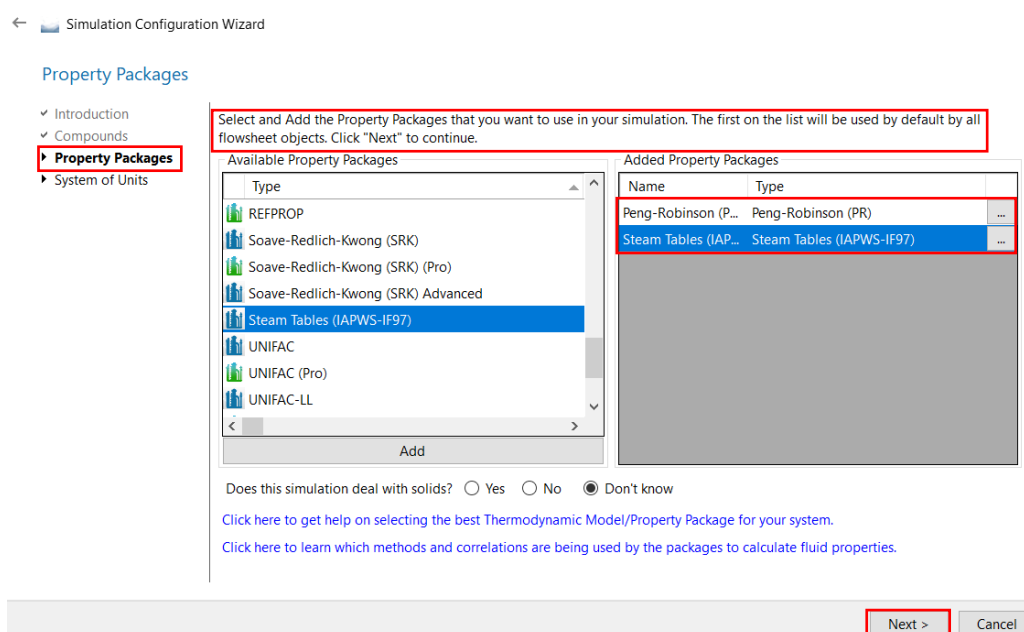


Figura 7.4 Configuration Wizard – Property Packages

Fuente: propia

Como último paso en la ventana de configuración, se debe seleccionar el sistema de unidades (“*System of Units*”).

En este caso se seleccionó el Sistema Internacional de Unidades (SI), clicando además en “*Clone*”, herramienta que permite modificar las unidades que las distintas propiedades traen por defecto en el sistema seleccionado.

Siendo así, se seleccionó “*Clone*”, modificando las unidades de presión y temperatura, por preferencia a trabajar en bar y grados centígrados, en lugar de con pascales y kelvin, respectivamente.

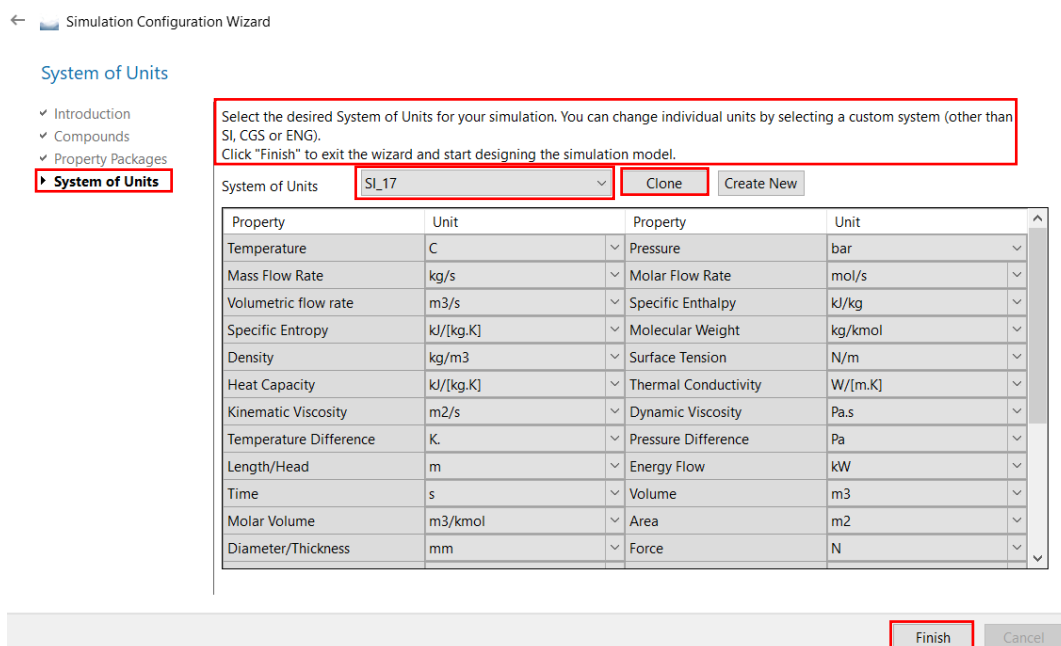


Figura 7.5 Configuration Wizard – System of Units

Fuente: propia

Una vez clicado en “*Finish*” se cierra la ventana de configuración y se muestra la ventana de modelado, donde se puede comenzar a construir del sistema que se quiere representar.

Modelar proyecto

1. Ventana de modelado

En la ventana de modelado se dispone de varias herramientas distribuidas en la parte superior e inferior de la ventana.

En la parte superior, mostrada en la Figura 7.6, las principales herramientas empleadas han sido “*Flowsheet*”, “*Solve Flowsheet*”, “*Insert*” y “*Settings*”.

“*Flowsheet*” es el área de modelado, es decir, el área de trabajo donde el usuario debe construir el sistema a simular, introduciendo los distintos componentes del mismo.

En “*Insert*” se permite insertar imágenes, texto o tablas donde se muestran las propiedades de los estados del modelo construido.

En “*Settings*” se dispone de un menú en el cual se pueden modificar los parámetros que inicialmente fueron introducidos en la ventana de configuración (“*Configuración Wizard*”). Además, es aquí donde se deben indicar las reacciones químicas que se quieren representar en la simulación, como se explicará posteriormente.

Por último, “*Solve Flowsheet*” es la herramienta con la que se calcula el modelo, es decir, con la que el software resuelve el modelo a simular. Es donde se debe clicar una vez construido el modelo e indicado los parámetros de entrada para obtener los resultados de la simulación.

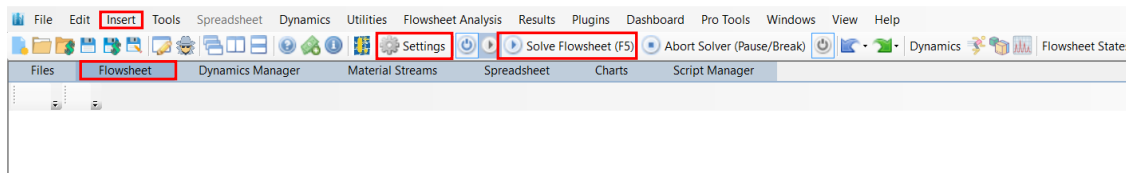


Figura 7.6 Ventana de modelado – Parte superior

Fuente: propia

Por su parte, en la sección inferior de la ventana se dispone de los distintos equipos y flujos disponibles en el software, así como de una ventana de información sobre el estado de la simulación.

Las pestañas de equipos y flujos empleadas han sido “*Streams*”, “*Pressure Changers*”, “*Separators/Tanks*”, “*Mixers/Splitters*”, “*Exchangers*”, “*Reactors*” y “*Logical Blocks*”. Posteriormente, se explicará la simbología identificativa de cada uno de ellos y cómo han sido empleados.

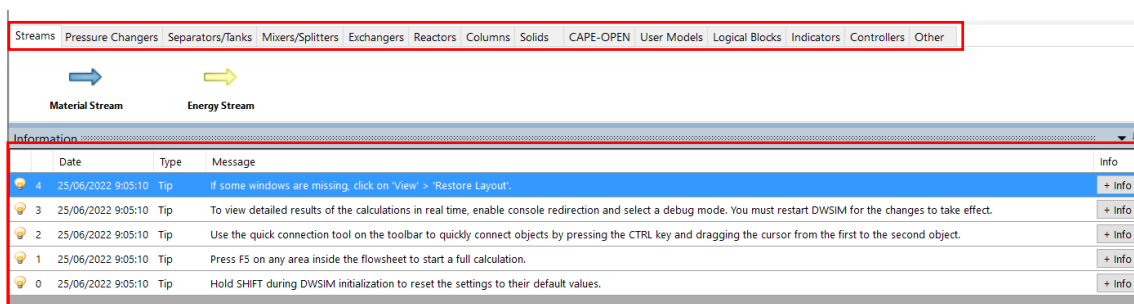















Figura 7.7 Ventana de modelado – Parte inferior

Fuente: propia

2. Simbología

A continuación, se proceden a identificar cada uno de los equipos y flujos empleados en la construcción del ciclo combinado de estudio.

Tabla 7.1 Simbología de equipos y flujos en DWSIM

Símbolo	Pestaña de ubicación	Descripción
 Material Stream	"Streams"	Flujo másico
 Energy Stream	"Streams"	Flujo energético
 Compressor	"Pressure Changers"	Compresor
 Expander (Turbine)	"Pressure Changers"	Turbina
 Pump	"Pressure Changers"	Bomba
 Gas-Liquid Separator	"Separators/Tanks"	Separador líquido-gas
 Stream Mixer	"Mixers/Splitters"	Mezclador de flujos másicos
 Stream Splitter	"Mixers/Splitters"	Separador de flujos másicos
 Heat Exchanger	"Exchangers"	Intercambiador de calor
 Cooler	"Exchangers"	Enfriador
 Heater	"Exchangers"	Calentador
 Conversion Reactor	"Reactors"	Reactor de conversión
 Recycle Block	"Logical Blocks"	Recycle

Fuente: propia

Como se ha comentado anteriormente, la intuitiva interfaz gráfica de usuario que posee este software permite identificar fácilmente cada uno de los distintos equipos y flujos, como se observa en la Tabla 7.1.

Todos los equipos anteriores son bien conocidos, si bien cabe definir los elementos "Conversion Reactor" y "Recycle Block".

- “*Conversión Reactor*”: se trata de un reactor con depósito agitado continuo (CSTR) especializado en reacciones de conversión. Este elemento ha sido empleado para simular el proceso de combustión, explicado líneas a bajo.
- “*Recycle Block*”: se trata de un operador lógico cuya función es la de hacer verificaciones de convergencia en sistemas donde un flujo másico aguas abajo conecta con otro aguas arriba. Gracias a esta herramienta es posible construir diagramas de flujo complejos, con muchos “*Recycle*”, permitiendo resolverlos eficientemente. De hecho, en ciclos complejos el simulador entra en bucle si no se usan los “*Recycle*” suficientes, no pudiendo resolverlo.

Asimismo, el usuario puede seleccionar la tolerancia requerida para los flujos de entrada y salida, para temperatura, presión o masa, aunque rigurosamente deben ser iguales, y el número máximo de iteraciones.

Siendo así, para comenzar a construir el modelo se arrastran los distintos equipos desde la paleta situada en la parte inferior de la ventana de modelado hacia el área de trabajo, ubicada en la parte central de la ventana. En la Figura 7.8 se muestra un ejemplo de ello.

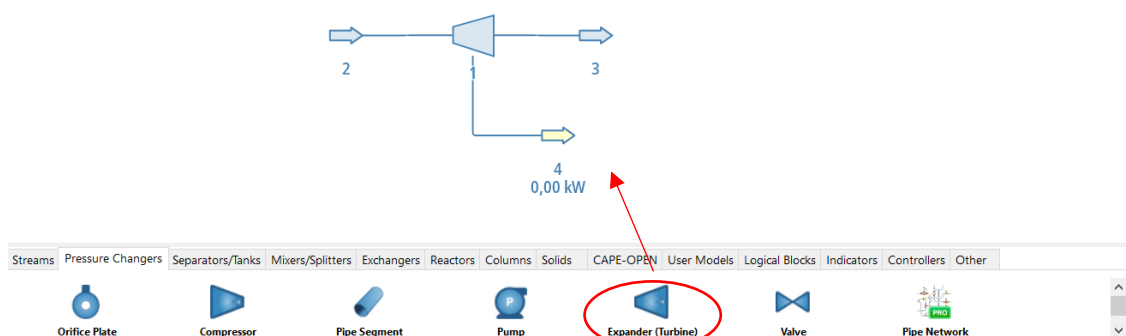


Figura 7.8 Selección de equipo “*Expander (turbine)*”

Fuente: propia

3. Modelado de proceso a modo de ejemplo

Con ánimo de comprender cómo se ha modelado y calculado el ciclo combinado de estudio, se muestra a continuación un ejemplo de cómo hacerlo para un determinado proceso. Siendo así, se procede a ejemplificar una expansión en una turbina de vapor.

Una vez arrastrado el equipo “*Expander (turbine)*” desde la paleta inferior hacia el área de trabajo, se deben indicar las propiedades del flujo másico de entrada. Para ello, clicando sobre el propio flujo (“*Entrada*”), se muestra una ventana, como la que se observa en la Figura 7.9, en la cual se deben indicar los parámetros para este flujo.

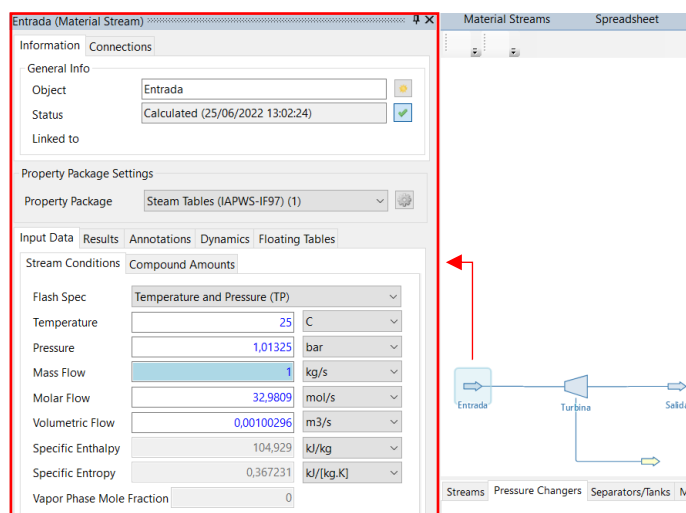


Figura 7.9 Ventana de propiedades de flujo

Fuente: propia

En primer lugar, de todos los componentes químicos previamente seleccionados en “*Configuración Wizard*”, se deben seleccionar aquel o aquellos correspondientes para dicho flujo.

En este ejemplo el flujo másico será 100% agua (1/1), como se observa en la Figura 7.10.

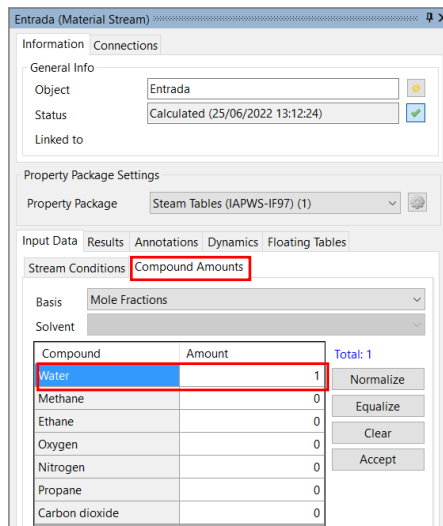


Figura 7.10 Componentes químicos del flujo

Fuente: propia

A continuación, se debe indicar el caudal másico, un par de propiedades termodinámicas, pudiendo ser la pareja “*Temperature and Pressure*”, “*Pressure and Enthalpy*”, “*Pressure and Entropy*”, “*Pressure and Vapor Fraction*” o “*Temperature and Vapor Fraction*”, y el modelo termodinámico (“*Property Package*”) para este flujo. En la Figura 7.11 se indica la selección de estos elementos para el ejemplo mostrado.

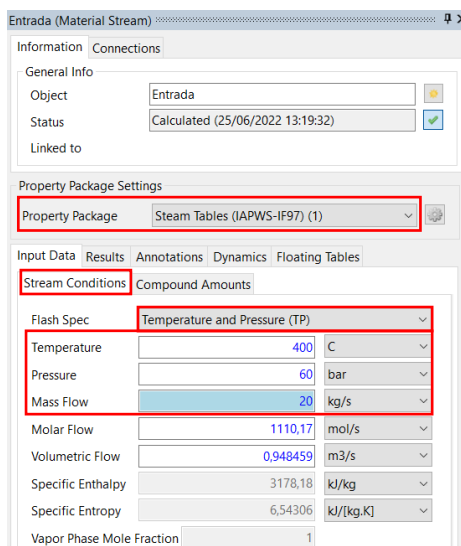


Figura 7.11 Propiedades del flujo

Fuente: propia

Llegados a este punto, el flujo másico de entrada a turbina ya se encuentra completamente definido. El siguiente paso es definir el equipo, la turbina de vapor en este ejemplo.

Clicando sobre la turbina, se muestra una ventana en la que se deben ingresar los parámetros de entrada, de modo análogo a lo correspondiente para el flujo másico previamente descrito.

En “*Connections*” se muestran los flujos másicos y energéticos conectados a la turbina, donde clicando sobre ellos pueden cambiarse si se requiere.

En “*Calculation Parameters*” se deben indicar los parámetros de cálculo para el equipo. En “*Calculation Type*”, entre varias opciones a seleccionar, las más comunes son “*Outlet Pressure*”, “*Pressure Decrease*” o “*Power Generated*”. En “*Thermodynamic Process*” se debe seleccionar entre “*Adiabatic*” o “*Polytropic*”, donde se supondrá que el proceso en el equipo es adiabático, indicando en “*Adiabatic Efficiency*” el rendimiento de la turbina.

En la Figura 7.12 se muestra esta ventana.

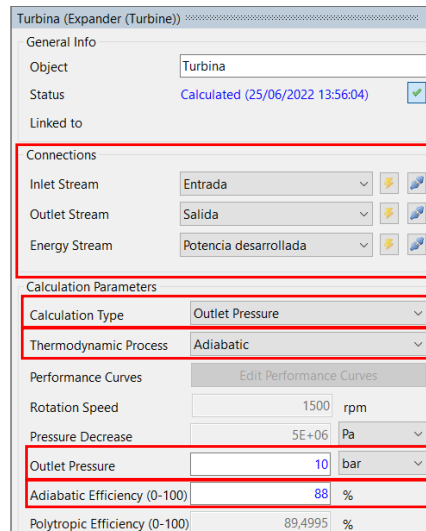


Figura 7.12 Ventana con propiedades de la turbina

Fuente: propia

Siendo así, con el flujo másico de entrada y la turbina completamente definidos, el proceso de expansión ya se encontraría resuelto. En función de los parámetros aportados previamente, el simulador determina las condiciones del flujo másico de salida y la potencia desarrollada por la turbina.

Clicando en el flujo másico de salida de la turbina, se pueden observar las propiedades de este, tal y como se muestra en la Figura 7.13. Así mismo, clicando en el flujo energético de salida se observa la potencia producida por la turbina, como se indica en la Figura 7.14.

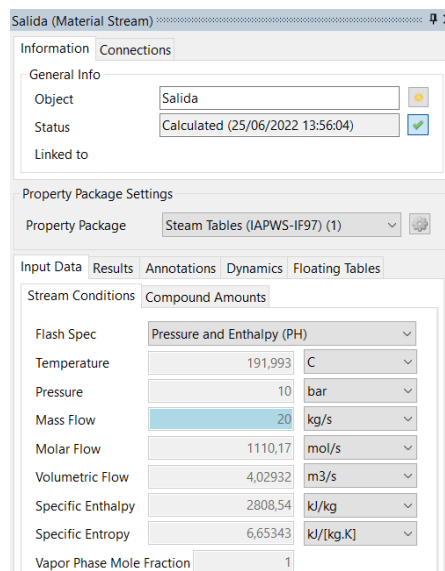


Figura 7.13 Propiedades del flujo másico de salida

Fuente: propia

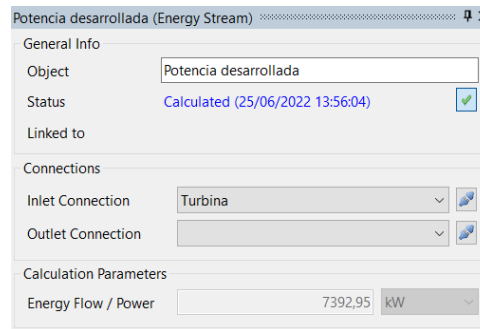


Figura 7.14 Potencia desarrollada por la turbina

Fuente: propia

Aunque el anterior es un ejemplo de modelado de un proceso que tiene lugar en un único equipo, el modelado de procesos más complejos, que involucran varios equipos, se realiza de igual manera, pero a mayor escala. Además, se deben tener en cuenta ciertos aspectos que son comentados a continuación.

En el modelado de ciclos termodinámicos, como puede ser el ciclo de Rankine, en los que el estado “inicial” del ciclo coincide con el “final”, se debe tener en cuenta que estos estados, “inicial” y “final”, aunque tengan el mismo valor, se deben modelar como flujos másicos diferentes. Es decir, tiene que existir un flujo másico de entrada para el ciclo y otro de salida, aunque estos deben tener el mismo valor, pues realmente son el mismo estado.

Por ejemplo, si se toma como entrada al ciclo de Rankine el flujo másico de entrada a la bomba, este flujo másico debe ser independiente al flujo másico de salida del condensador. Eso sí, una vez modelado el ciclo correctamente, teniendo un estado de entrada y otro de salida, estos pueden unirse con el empleo de un “*Recycle Block*”, aunque teniendo en cuenta que deben tener igual valor, la unión no es necesaria.

Para comprender mejor lo comentado, se muestra en la Figura Y un ciclo de Rankine que fue resuelto en el proceso de aprendizaje del simulador.

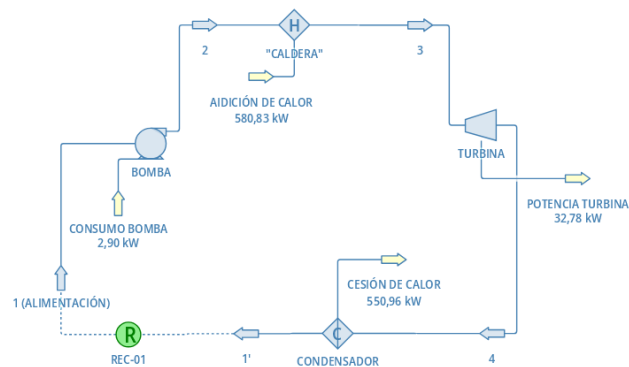


Figura 7.15 Ciclo de Rankine en DWSIM

Fuente: propia

En caso de que no se trate de un ciclo termodinámico, como puede ser el ciclo Brayton abierto, la operación es exactamente igual, con la diferencia de que, como el estado final (flujo másico de salida) es diferente al estado inicial (flujo másico de entrada), estos no deben unirse con el “*Recycle Block*”, sino que se mantienen separados.

Siendo así, para calcular un modelo con varios equipos interconectados, como un ciclo de Rankine o un ciclo Brayton, el procedimiento es el siguiente.

Se tendrá un flujo másico de entrada y otro de salida, independientes entre sí, de modo que los flujos másicos intermedios interconectan a los distintos equipos, como se observa en la Figura 7.15. Asimismo, para calcular el ciclo bastará con definir el flujo másico de entrada y cada uno de los distintos equipos, tal y como se ha hecho en el ejemplo de la turbina de vapor líneas arriba. Por tanto, el flujo másico de entrada es el único flujo de masa cuyas propiedades pueden ser introducidas directamente por el usuario, mientras que el resto de los estados serán calculados por el simulador a partir de la definición de este primer estado y los valores introducidos para cada equipo.

4. Modelado del ciclo combinado de estudio

El proceso de modelado y cálculo seguido para el ciclo combinado gas-vapor estudiado ha sido el mismo que el explicado hasta ahora. Sin embargo, se deben destacar ciertos aspectos de importancia.

En primer lugar, se modeló el ciclo de gas, y posteriormente el de vapor. Por último, se procedió a la conexión de ambos, mediante el modelado del HRSG.

4.1 Modelado del ciclo de gas

Como fluidos de trabajo para el ciclo de gas se han empleado el aire y el gas natural. El aire se ha modelado como una mezcla de oxígeno (21%) y nitrógeno (79%), mientras que el gas natural como una mezcla de metano (92%), etano (4%), nitrógeno (2,6%) y propano (1,4%). Asimismo, como ha sido señalado anteriormente, el modelo termodinámico empleado para el ciclo de gas ha sido Peng-Robinson.

El proceso de modelado y cálculo seguido para el ciclo de gas ha sido el mismo que el explicado anteriormente. La única particularidad a destacar se encuentra en el modelado de la combustión, que merece ser explicado detalladamente.

Modelado de la combustión:

Para modelar la combustión se ha empleado el equipo “*Conversion Reactor*”, ya explicado con anterioridad. Además, para que tenga lugar la simulación del proceso de combustión, es necesario formular la reacción química en el software. Para ello, DWSIM dispone de una herramienta en la cual el usuario debe introducir la reacción química de combustión, incluyendo todos los componentes químicos presentes en ella, tanto reactivos como productos, y procediendo a su ajuste. Se explica a continuación.

Situados en la ventana de modelado, se clic en “*Settings*”, se muestra una ventana emergente, y se clic en “*Reactions*”, como se observa en la Figura 7.16.

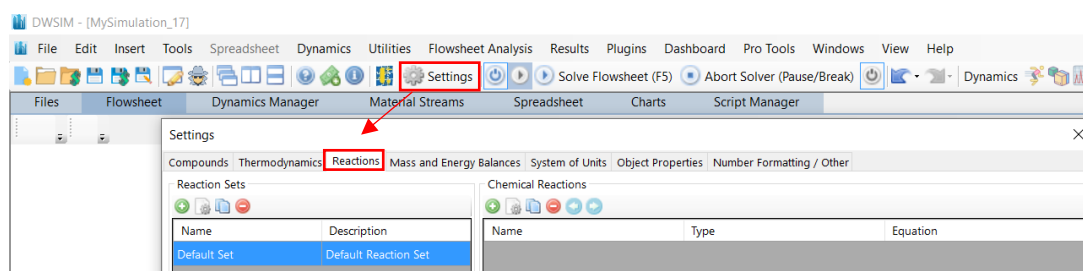


Figura 7.16 Settings - Reactions

Fuente: propia

A continuación, en “*Chemical Reactions*”, se clic en el símbolo positivo color verde para añadir las reacciones químicas, tal y como se observa en la Figura 7.17.

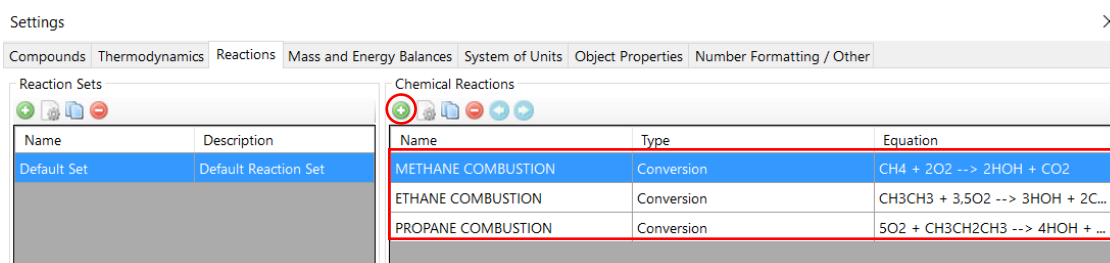


Figura 7.17 Crear reacciones químicas

Fuente: propia

En la figura 7.17 se observa cómo crear una reacción química, poniendo de ejemplo la combustión del metano.

Al clicar en el símbolo positivo color verde, se muestra una pestaña como la indicada en la Figura 7.18.

En “*Components/Stoichiometry*”, se deben incluir (“*Include*”) los distintos componentes químicos presentes en la reacción química, clicando además “*BC*” para el componente base y añadiendo los coeficientes de cada componente químico en “*Sotich.Coeff.*”, de modo que quede ajustada la reacción química. Además, se debe indicar la fase presente en “*Phase*”, siendo “*Vapor*” en el caso analizado, pues

se tiene gas natural, y en “*Conversion*” se indica el grado de conversión de la reacción, que en este caso se ha supuesto que la combustión es completa.

Identification

Name: METHANE COMBUSTION

Description:

Components/Stoichiometry

Name	Molar Weight	ΔH_f (kJ/kg)	Include	BC	Stoich. Coeff.
Water	18,0153	-13422,7	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	2
Methane	16,0425	-4645,17	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	-1
Ethane	30,069	-2787,58	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	0
Oxygen	31,9988	0	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	-2
Nitrogen	28,0134	0	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	0

Stoichiometry: Balance Heat of Reaction (kJ/kmol_BC) (25 °C): -802618

Equation: $CH_4 + 2O_2 \rightarrow 2H_2O + CO_2$

Conversion Reaction Parameters

Base Comp: Methane Phase: Vapor

Conversion [%, f(T)] = T in K

Use '.' as the decimal separator on the conversion expression.

Cancel OK

Figura 7.18 Combustión del metano

Fuente: propia

Siendo así, se tiene que repetir este proceso para cada una de las reacciones químicas presentes en la combustión del gas natural, y con ello, la combustión ya se encontraría correctamente modelada.

El modelado del resto de componentes del ciclo de gas no varía respecto a lo indicado líneas arriba.

Asimismo, en la Figura 7.19 se muestra el ciclo de gas resultante que ha sido modelado en DWSIM. El aire entra en condiciones ambientales (G1) al compresor. Una vez comprimido (G2) se mezcla con el gas natural (G3), dando lugar a la corriente de entrada a la cámara de combustión (G4). Tras la combustión del gas natural, los gases a alta temperatura (G5) entran a la turbina de vapor, donde se expanden hasta salir a la temperatura de entrada del HRSG (G6).

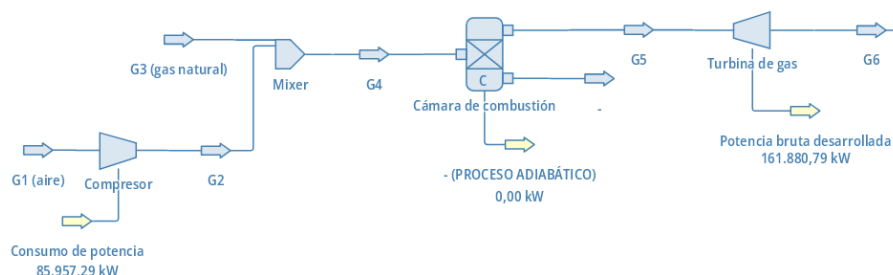


Figura 7.19 Ciclo de gas en DWSIM

Fuente: propia

4.2 Modelado del ciclo de vapor

En el modelado del ciclo de vapor no hay nada diferente a lo anteriormente explicado que destacar.

El fluido de trabajo empleado ha sido el agua y el modelo termodinámico las tablas de vapor (IAPWS-IF97).

En la Figura 7.20 se muestra el modelo creado para el ciclo de vapor en DWSIM, a falta de la parte de la caldera de recuperación, que será explicada posteriormente.

A la entrada de la turbina de alta presión (V2) se tiene el vapor de alta, procedente de los dos HRSG (V1). A continuación, el vapor a la salida de la turbina de alta presión (V3) se une con el vapor de baja (V16), procedente de los dos HRSG (V15), alimentando a la etapa de baja presión (V4). A la salida de la turbina de baja presión (V5), el fluido de trabajo se condensa atravesando el condensador (V6), siendo posteriormente bombeado hasta alcanzar la presión de entrada del HRSG (V7). Por último, este flujo (V7) se divide en dos (V8), alimentando cada uno de ellos a un HRSG.

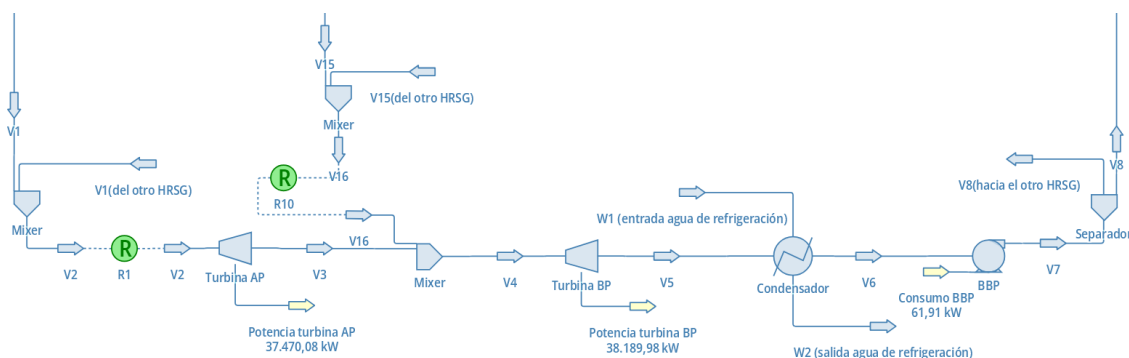


Figura 7.20 Ciclo de vapor en DWSIM

Fuente: propia

4.3 Modelado del HRSG

El HRSG constituye el nexo entre ambos ciclos, ciclo de gas y ciclo de vapor.

Se dispone de dos HRSG, asociado cada uno de ellos a una turbina de gas, de dos niveles de presión cada uno. A su vez, cada caldera de recuperación se compone de seis intercambiadores de calor (*Heat Exchanger*), tres para cada nivel de presión (economizador, evaporador y sobrecalentador), y dos calderines, uno para cada nivel de presión. Además, cada HRSG cuenta con una bomba de alta presión y otra para la recirculación.

Siendo así, el modelado del HRSG consiste en una unión sucesiva de intercambiadores de calor, a partir de los cuales tiene lugar la cesión de calor de los gases de escape al fluido de trabajo del ciclo de vapor, y dos calderines. Asimismo, en el HRSG cabe destacar el modelado del elemento calderín, pues el simulador no dispone de él y se ha tenido que realizar una propuesta mediante el empleo de otros equipos.

La idea ha sido emplear conjuntamente distintos equipos de los que sí dispone el software para tratar de simular la acción del calderín. A continuación, se indica de qué manera se ha planteado.

Para poder simular la función del calderín, elemento fundamental en el ciclo, se empleó la acción combinada de un separador líquido-gas (*“Gas-Liquid Separator”*) y un calentador (*“Heater”*).

Para comprenderlo, se explica como ejemplo el modelado del calderín de alta presión, como se observa en la Figura 7.21.

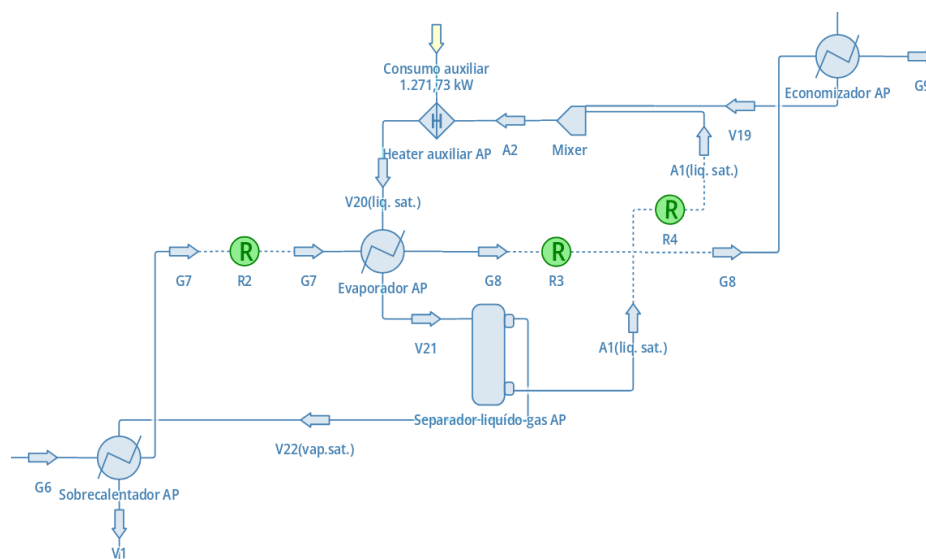


Figura 7.21 Modelado del calderín de alta presión en DWSIM

Fuente: propia

Con el calentador (*“Heater”*), indicándole en los parámetros de entrada que el título de vapor del flujo de salida debe ser cero, como se muestra en la Figura 7.22, se logra que el flujo másico de salida del calderín con dirección evaporador (V20) se encuentre en estado de líquido saturado, independientemente del estado del flujo a la salida del economizador (V19). Por otro lado, con el separador líquido-gas (*“Gas-Liquid Separator”*), se logra separar el líquido saturado del vapor saturado del flujo másico proveniente del evaporador con dirección sobrecalentador (V21), de modo que se recircula el líquido saturado (en caso de que se tenga mezcla bifásica) (A1) y envía hacia el sobrecalentador únicamente vapor saturado (V22).

The screenshot shows the configuration for a 'Heater auxiliar (Heater)'. The 'General Info' section includes the object name 'Heater auxiliar' and a status of 'Calculated (26/06/2022 11:36:26)'. The 'Connections' section lists the inlet stream as 'A2', the outlet stream as 'V20(liq. sat.)', and the primary energy stream as 'Consumo auxiliar'. The 'Calculation Parameters' section includes fields for 'Outlet Vapor Mole Fraction' (set to 0), 'Pressure Drop' (0 Pa), 'Efficiency (0-100%)' (100%), 'Outlet Temperature' (307,052 C), 'Temperature Change' (7,00179 K), and 'Outlet Vapor Fraction' (0, highlighted with a red box). The 'Heating/Cooling' is set to 1271,73 kW. The 'Property Package Settings' section shows 'Steam Tables (IAPWS-IF97) (1)' selected.

Figura 7.22 “Heater” auxiliar para modelar calderín

Fuente: propia

Siendo así, en la Figura 7.23 se muestra el modelo completo del HRSG (se tienen dos HRSG, pero son gemelos, por lo que es suficiente con modelar uno de ellos).

Además de lo anteriormente comentado, se observa que se han empleado numerosos “Recycle Block”. Esto ha sido así ya que en caso de no hacerlo el simulador no es capaz de resolver ciclo, indicando por pantalla el empleo de elementos “Recycle Block”.

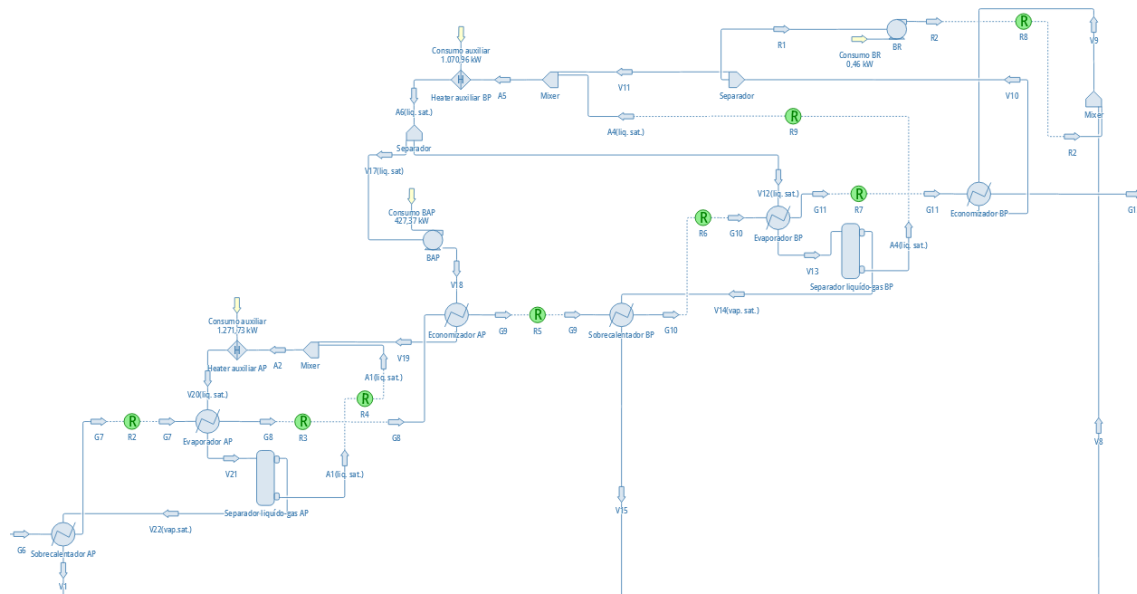


Figura 7.23 HRSG en DWSIM

Fuente: propia

Con todo lo anterior, la explicación del modelado del ciclo combinado gas-vapor con dos niveles de presión en DWSIM se encuentra finalizada.

El esquema del modelado del ciclo combinado al completo se adjunta como anexo, debido a las grandes dimensiones que posee.

7.2.4 Validación del modelo

Tras modelar el ciclo combinado de estudio en DWSIM, el siguiente paso ha sido validarlo. Para ello, además de revisarlo minuciosamente y comprobar que los valores obtenidos según determinados parámetros de entrada se encontraban dentro de lo esperado, se procedió a buscar distintos artículos científicos en la red en los que se describiera un ciclo combinado gas-vapor con dos niveles de presión, a modo de poder comprobar los valores con los obtenidos a partir de la simulación del modelo desarrollado en este TFG.

Sin embargo, ninguno de los artículos científicos encontrados pudo ser empleado para la validación. En todos ellos faltaban valores para ciertos parámetros de entrada, es decir, no eran indicados en el propio artículo.

Siendo así, se decidió realizar la validación a partir del TFG de Ricardo Regalado Delgado, titulado “Estudio de una planta de ciclo combinado gas-vapor”, correspondiente al curso 2014-2015, ULL. En este TFG la planta estudiada también es el Ciclo Combinado II de la Central Térmica de Granadilla, por lo que es perfectamente adecuado para realizar la validación.

Por tanto, tomando los mismos valores para las variables de entrada que Ricardo Regalado en su TFG, así como las mismas hipótesis de trabajo, se procedieron a comparar entre sí los principales parámetros característicos del ciclo combinado, calculando posteriormente el error relativo existente entre dichos valores.

Las hipótesis con las que se opera han sido:

- Régimen estacionario
- Superficies adiabáticas
- Variaciones de energía cinética y potencial despreciables
- Condiciones de saturación a la salida del evaporador
- Presión de los flujos del calderín constante
- Composición del aire: 79% nitrógeno y 21% oxígeno
- Composición del gas natural: 92% metano, 4% etano, 1,4% propano y 2,6% nitrógeno
- Combustión completa

Las variables de entrada tomadas para el ciclo de gas se muestran en la Tabla 7.2.

Tabla 7.2 Variables de entrada para el ciclo de gas, validación

Temperatura ambiente (°C)	20
Presión ambiente (bar)	1
Temperatura de entrada del gas natural (°C)	27
Presión de entrada del gas natural (bar)	32
Presión a la salida de la turbina de gas (bar)	1,004
Relación de compresión	16
Rendimiento del compresor (%)	80
Rendimiento de la turbina (%)	90
Caída de presión en la cámara de combustión (%)	5
Caudal de aire (kg/s)	203,43
Caudal de combustible (kg/s)	4,57

Fuente: propia

Las variables de entrada tomadas para el HRSG se muestran en la Tabla 7.3.

Tabla 7.3 Variables de entrada para el HRSG, validación

Temperatura de entrada a turbina AP (°C)	570
Presión de entrada a turbina AP (bar)	90
Temperatura de entrada a turbina BP (°C)	210
Presión de entrada a turbina BP (bar)	6
Caída de presión en el economizador (%)	5
Caída de presión en el sobrecalentador (%)	5
Pinch Point de AP (°C)	5
Pinch Point de BP (°C)	10
Approach de AP y BP (°C)	7
Rendimiento de bombas de AP y de recirculación (%)	75
Caudal de recirculación (kg/s)	10,15

Fuente: propia

Las variables de entrada tomadas para el ciclo de vapor se muestran en la Tabla Z.

Tabla 7.4 Variables de entrada para el ciclo de vapor, validación

Caudal de vapor de alta (kg/s)	32,75 (x2)
Caudal de vapor de baja (kg/s)	4,32 (x2)
Rendimiento de la turbina de vapor (%)	85
Temperatura de condensación (°C)	35
Rendimiento de la bomba de BP (%)	75
Temperatura de entrada del agua de refrigeración (°C)	20

Fuente: propia

Antes de proceder con la comparación de los resultados para los parámetros más característicos del ciclo combinado, se debe señalar que se identificó un error en los valores del TFG de Ricardo Regalado.

En dicho TFG se tomó que el estado a la entrada del sobrecalentador, tanto de alta presión como de baja, no era saturado, sino mezcla bifásica con un título de vapor muy alto. Sin embargo, se conoce que los estados a la salida del calderín siempre son saturados, por lo que se trata de un error. Siendo así, debido a ello, las temperaturas presentes en la caldera de recuperación varían ligeramente, lo cual se observa en que el mayor error relativo se encuentra en la temperatura de salida de los gases del HRSG.

Tabla 7.5 Comparación de parámetros simulados vs. tomados de referencia

Parámetro	Valor de simulación	Valor de referencia	Error relativo (%)
\dot{W}_{CC} (MW)	247,17	248,34	0,47
\dot{W}_{TG} (MW)	79,92	80	0,10
\dot{W}_{tg} (MW)	170,40	170,34	0,035
\dot{W}_c (MW)	90,48	90,34	0,16
\dot{W}_{TV} (MW)	87,78	88,34	0,63
$\dot{W}_{tv,AP}$ (MW)	41,95	41,96	0,024
$\dot{W}_{tv,BP}$ (MW)	45,90	46,39	1,06
\dot{W}_{BBP} (kW)	65,57	65,56	0,015
\dot{W}_{BR} (kW)	0,49	0,49	0
\dot{W}_{BAP} (kW)	449,87	449,94	0,016
T_{G5} (°C)	1270,46	1272,1	0,13
T_{G6} (°C)	616,27	617	0,12
T_{G12} (°C)	97,40	95	2,5

Fuente: propia

Atendiendo a la Tabla 7.5, se observa que el error relativo entre los valores obtenidos a partir de simulación y los tomados como referencia son muy reducidos, dando validez así al modelado del ciclo combinado. Asimismo, se observa que el mayor error es aquel para la temperatura de salida de los gases de escape del HRSG, por el motivo previamente comentado.

7.2.5 Ciclo combinado bajo operación nominal

El presente TFG trata de reproducir, en cierto modo, el Ciclo Combinado II de la Central térmica de Granadilla.

Las turbinas de gas del ciclo combinado II (Gas 5 y 6) producen una potencia neta de 150.000 kW, cada una de ellas 75.000 kW, mientras que la turbina de vapor (Vapor 4) produce 76.200 kW [42]. Por tanto, el Ciclo Combinado II produce una potencia neta total de 226,2 MW.

Siendo así, una vez modelado y validado el Ciclo Combinado II en DWSIM, este se ha ajustado para producir bajo operación nominal unos valores de potencia similares a los anteriormente comentados.

Como indica en su TFG, "Estudio de una planta de ciclo combinado gas-vapor", Ricardo Regalado tuvo la oportunidad de realizar prácticas curriculares y extracurriculares en la Central Térmica de Granadilla. Asimismo, indica que durante

esa estancia tuvo la posibilidad de recoger datos proporcionados por Endesa respecto al Ciclo Combinado II, que empleó posteriormente como valores aproximados para las variables con las que realizar el estudio del ciclo combinado en su TFG, variables que a su vez han sido empleadas en este TFG para realizar la validación del modelo.

Siendo así, en el presente TFG se han tomado esas mismas variables de entrada, ajustando algunas de ellas con ánimo de lograr obtener un comportamiento en operación nominal más fiel al real.

Para la simulación del ciclo combinado en DWSIM, tanto en operación nominal como en el resto de los estudios realizados, se han establecido las siguientes hipótesis de trabajo:

- Régimen estacionario
- Superficies adiabáticas
- Variaciones de energía cinética y potencial despreciables
- Condiciones de saturación a la salida del evaporador
- Presión de los flujos del calderín constante
- Composición del aire: 79% nitrógeno y 21% oxígeno
- Composición del gas natural: 92% metano, 4% etano, 1,4% propano y 2,6% nitrógeno
- Combustión completa

Las variables de entrada tomadas para el ciclo de gas se muestran en la Tabla 7.6.

Tabla 7.6 Variables de entrada para el ciclo de gas, operación nominal

Temperatura ambiente (°C)	20
Presión ambiente (bar)	1
Temperatura de entrada del gas natural (°C)	27
Presión de entrada del gas natural (bar)	32
Presión a la salida de la turbina de gas (bar)	1,004
Relación de compresión	16
Rendimiento del compresor (%)	80
Rendimiento de la turbina (%)	90
Caída de presión en la cámara de combustión (%)	5
Caudal de aire (kg/s)	193,26
Caudal de combustible (kg/s)	4,34

Fuente: propia

Las variables de entrada tomadas para el HRSG se muestran en la Tabla 7.7.

Tabla 7.7 Variables de entrada para el HRSG, operación nominal

Temperatura de entrada a turbina AP (°C)	584,29
Presión de entrada a turbina AP (bar)	90
Temperatura de entrada a turbina BP (°C)	218,35
Presión de entrada a turbina BP (bar)	6
Caída de presión en el economizador (%)	5
Caída de presión en el sobrecalentador (%)	5
Pinch Point de AP (°C)	5
Pinch Point de BP (°C)	10
Approach de AP y BP (°C)	7
Rendimiento de bombas de AP y de recirculación (%)	75
Caudal de recirculación (kg/s)	9,55

Fuente: propia

Las variables de entrada tomadas para el ciclo de vapor se muestran en la Tabla 7.8.

Tabla 7.8 Variables de entrada al ciclo de vapor, operación nominal

Caudal de vapor de alta (kg/s)	31,11 (x2)
Caudal de vapor de baja (kg/s)	4,10 (x2)
Rendimiento de la turbina de vapor (%)	85
Temperatura de condensación (°C)	53,45
Rendimiento de la bomba de BP (%)	75
Temperatura de entrada del agua de refrigeración (°C)	20

Fuente: propia

Siendo así, con estas variables de entrada, en la Tabla 7.9 se muestra el valor obtenido bajo operación nominal para los parámetros característicos del ciclo combinado.

Tabla 7.9 Parámetros característicos del ciclo combinado, operación nominal

\dot{W}_{CC}(MW)	227,02
η_{CC} (%)	53,8
f	0,0225
\dot{W}_{TG}(MW)	75,92
\dot{W}_{tg}(MW)	161,88
\dot{W}_c(MW)	85,96
\dot{W}_{TV}(MW)	75,17
$\dot{W}_{tv,AP}$(MW)	37,47
$\dot{W}_{tv,BP}$(MW)	38,19
\dot{W}_{BBP}(kW)	61,91
\dot{W}_{BAP}(kW)	427,37
\dot{W}_{BR}(kW)	0,46
T_{G5}(°C)	1.270,5
T_{G6}(°C)	616,3
T_{G12}(°C)	100

Fuente: propia

Se observa que, bajo operación nominal, el ciclo combinado desarrolla una potencia neta de 227,02 MW, con un rendimiento térmico del 53,83%. Se debe destacar que el ciclo real no opera con gas natural, sino con gasóleo y su rendimiento térmico es menor, de entorno al 50%.

Para el cálculo del rendimiento térmico del ciclo combinado, el PCI del gas natural se calculó según los valores de PCI para los distintos componentes indicados en la bibliografía empleada [28]. El cálculo realizado se muestra en la Tabla 7.10.

Tabla 7.10 Cálculo del PCI del gas natural

Componentes	PCI (kJ/kg)	Porcentaje (%)
Metano	50.020	92
Etano	47.480	4
Nitrógeno	-	2,6
Propano	46.360	1,4
Gas natural	48.566,64	100

Fuente: propia

7.3 System Advisor Model (SAM)

DWSIM no permite modelar el aporte solar al ciclo combinado, por lo que se ha recurrido al software *System Advisor Model (SAM)*.

SAM es un software tecno-económico gratuito, desarrollado por *The National Renewable Energy Laboratory (NREL)*, que permite simular tecno-económicamente proyectos sobre energía renovable conectados a la red eléctrica.

Se compone de una interfaz de usuario, a partir de la cual el usuario interactúa con el software, un motor de cálculo, encargado de simular y calcular el sistema requerido, y una interfaz de programación, que permite a SAM conectarse con otros softwares, como Microsoft Excel.

Siendo así, SAM es capaz de simular distintos sistemas de energía renovable, entre los que se pueden destacar los siguientes:

- Sistemas fotovoltaicos: desde instalaciones simples hasta sistemas a gran escala.
- Almacenamiento de baterías: baterías de iones de litio, ácido de plomo etc.
- Sistemas de energía solar de concentración para generación de energía eléctrica: colectores cilindro-parabólicos, receptor central y Fresnel lineal.
- Sistemas de energía eólica
- Sistemas de energía marina undimotriz y mareomotriz

- Generación de energía geotérmica

Por otro lado, se debe señalar que los modelos empleados por SAM para realizar los cálculos han sido desarrollados tanto por el NREL, como por *Sandia National Laboratories* y *University of Wisconsin-Madison*.

Asimismo, SAM permite calcular diversos parámetros técnicos de los proyectos, como rendimiento o energía producida, entre muchos otros. Además, dispone de un algoritmo de optimización con el que realizar el dimensionado de las instalaciones (número de heliostatos, área total ocupada...)

A su vez, este software también dispone de modelos financieros con los que estimar parámetros económicos, como el *Levelized Cost Of Electricity* (LCOE), permitiendo incluso aplicar incentivos o subvenciones al proyecto. Eso sí, cabe destacar que los modelos financieros empleados se encuentran dentro del marco normativo de EE. UU, por lo que no es una opción idónea calcular los parámetros económicos para un proyecto planteado fuera de los Estados Unidos.

Por tanto, SAM se trata de un software, que además de gratuito, es muy útil para modelar proyectos de energía renovable, por lo que actualmente su uso es muy amplio y se encuentra extendido tanto a nivel educativo como de investigación.

7.3.1 Diseño de la planta solar térmica

En primer lugar, se debe señalar que se ha decidido realizar la hibridación del ciclo combinado a partir de un intercambio de calor a la entrada de la turbina de vapor.

Siendo así, uno de los flujos del intercambiador de calor será el vapor de entrada a turbina, cuya temperatura se quiere elevar, y el otro flujo será la sal fundida (fluido de transferencia de calor), calentada a partir de una planta solar térmica.

Para ello, como se explica detalladamente en el capítulo 8 *Presentación y análisis de resultados* (subapartado 8.1.1), a partir del ciclo combinado en operación nominal se han realizado 10 casos de estudio para el modelo, disminuyendo la inyección de combustible en cada uno de ellos. Como consecuencia, se reduce la potencia desarrollada por el ciclo combinado, tanto aquella producida por el ciclo de gas como por el ciclo de vapor.

Tras elegir uno de los diez casos de estudio operando a carga parcial, se pretende incrementar la temperatura de entrada a turbina a partir de la hibridación, de modo que se aumente la potencia producida por el ciclo de vapor, mientras que el ciclo de gas se mantendrá operando a carga parcial.

Para realizar la hibridación, se emplea un intercambio de calor vapor de agua-sal fundida, donde esta última es calentada en una planta solar térmica de torre central.

En la Figura 7.24 se muestra la configuración que se propone para la hibridación solar-fósil del Ciclo Combinado II de la Central Térmica de Granadilla.

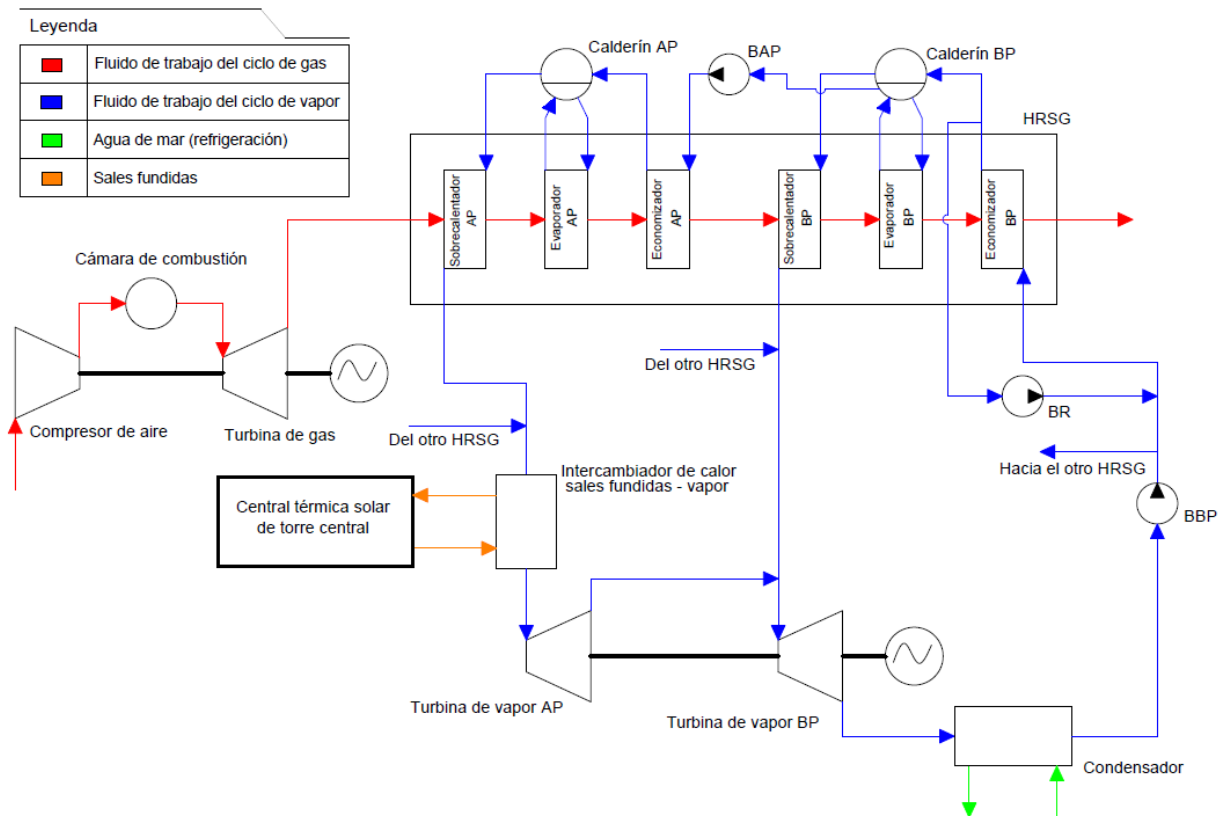


Figura 7.24 Esquema Ciclo Combinado II de la central térmica de Granadilla

Fuente: propia

Además, para el presente caso de estudio se plantea usar la tecnología de receptor central, es decir, el aporte solar de la hibridación será realizado por una planta solar térmica de torre central.

Una vez hecho esta reseña, se da paso con la explicación del presente capítulo, *Diseño de la planta solar térmica*.

Al igual que se hizo para el modelado del ciclo combinado en DWSIM, en este apartado se proceden a resumir los pasos generales seguidos en el diseño del aporte solar en SAM, si bien hay que dejar claro que será una descripción mucho más breve que aquella de DWSIM, pues SAM únicamente ha sido empleado para diseñar el aporte solar, llegando a utilizar solamente una pequeña parte de la amplia variedad de herramientas disponibles en este software.

Crear nuevo proyecto

Una vez abierto el programa y ubicados en la pantalla de inicio, se da paso a un nuevo proyecto clicando en “*Start a new project*”, ubicado en la esquina superior izquierda de la ventana, tal y como se muestra en la Figura 7.24.



Figura 7.25 SAM - Start a new project

Fuente: propia

Tras clicar en “*Start a new project*”, se muestra por pantalla un menú en el que se debe seleccionar el tipo de instalación que se quiere modelar.

En el presente caso de estudio, se ha decidido realizar la aportación solar empleando la tecnología de central solar de torre con sales fundidas como fluido caloportador: “*Concentrating Solar Power*” > “*Power Tower Molten Salt*” > “*Merchant Plant*”, como se observa en la Figura 7.25.

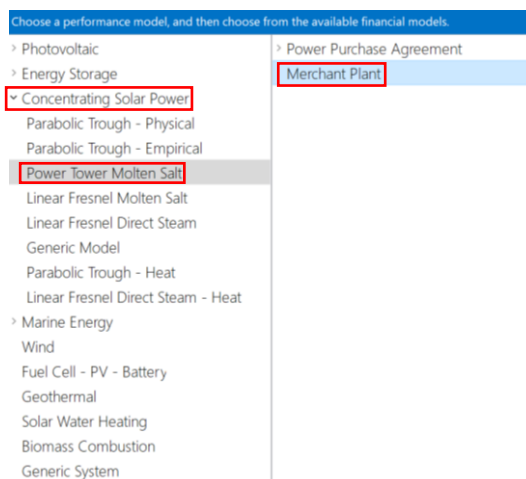


Figura 7.26 SAM - Power Tower Molten Salt

Fuente: propia

Una vez clicado en “*Merchant Plant*”, el software muestra la ventana de modelado correspondiente al tipo de instalación seleccionada, “*Power Tower Molten Salt*” en este caso.

Modelar proyecto

En la ventana de modelado se deben introducir los distintos parámetros de entrada requeridos por el software para realizar el cálculo solicitado. Se dispone de una amplia variedad de ellos, tanto técnicos como económicos, para los que además el software aporta unos valores predefinidos de referencia.

En el alcance del presente TFG no entran los aspectos económicos, por lo que únicamente se ha trabajado con los parámetros técnicos. Asimismo, de los parámetros técnicos de entrada requeridos por el software, algunos de ellos han sido indicados en función de las necesidades requeridas para este trabajo, mientras que para otros se han empleados los valores predefinidos por SAM.

1. Localización

En esta primera ventana dentro del modelado, SAM dispone de varias localizaciones cargadas en una librería a modo de ejemplo, donde cada una de ellas contiene los datos meteorológicos asociados a esa zona en particular.

En el presente caso de estudio no se ha empleado ninguna de las localizaciones que el programa trae por defecto, sino que se ha cargado un fichero con datos correspondientes a la ubicación de la central térmica de Granadilla (Granadilla). Para cargar un fichero externo se debe clicar en “*Add/remove weather file folders*”, como se muestra en la Figura 7.26.

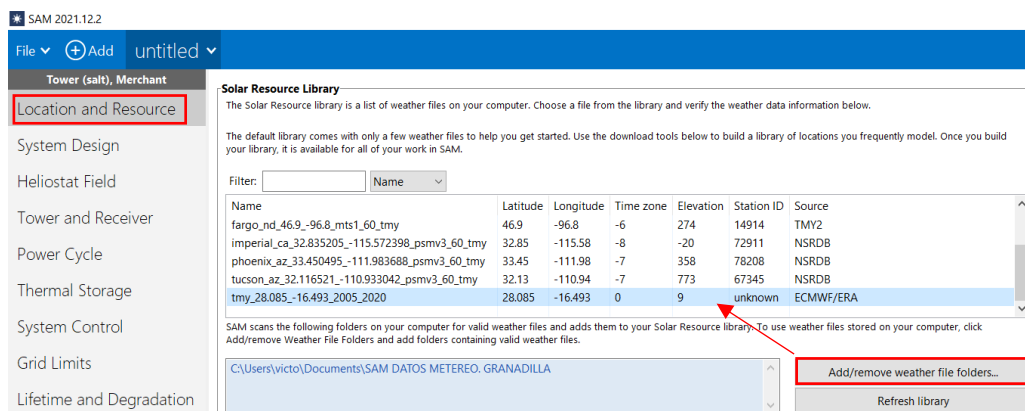


Figura 7.27 SAM - Location and Resource

Fuente: propia

Para cargar el fichero con los datos meteorológicos correspondientes a Granadilla, mostrado en la Figura Y, se ha hecho uso del recurso web PVGIS (*Photovoltaic Geographical Information System*), software gratuito de la comisión europea para facilitar el estudio del recurso solar, que dispone de información meteorológica para cualquier localización comprendida en Europa o África.

Asimismo, como se muestra en la Figura 7.27, PVGIS dispone de un mapa sobre el que se debe clicar en la localización de interés.

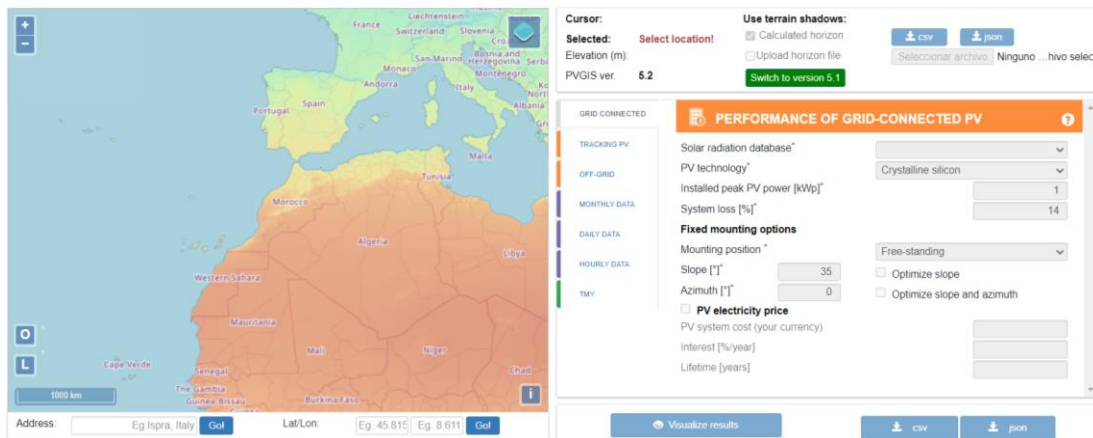


Figura 7.28 PVGIS

Fuente: propia

En este caso, como se observa en la Figura 7.28, se ha clicado en la localización de la central térmica de Granadilla (Tenerife).

Tras ello, se clico en “TMY”, seleccionado a continuación uno de los periodos de tiempo disponibles en el menú desplegable “*Select period*” y guardando la información meteorológica disponible para esta ubicación en formato “epw”.

Una vez hecho esto, el fichero con la información meteorológica para la ubicación de interés ya se encuentra disponible para ser introducido en SAM. Este fichero contiene, para cada hora del año, una serie de valores de irradiancia, temperatura ambiente o velocidad del viento, con los que SAM realiza la simulación.

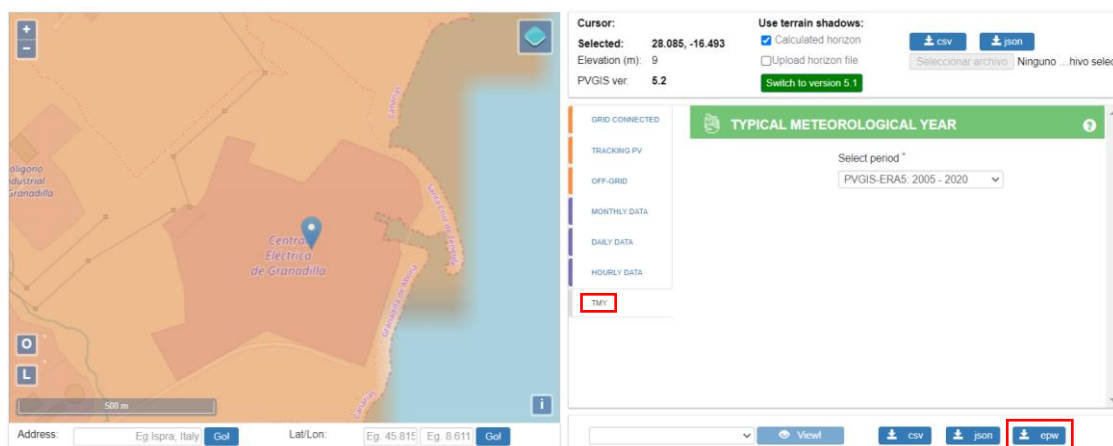


Figura 7.29 PVGIS – Central térmica de Granadilla

Fuente: propia

2. Diseño del sistema

Una vez configurado el primer menú disponible en el modelado, “*Location and Resource*”, se avanza al siguiente, “*System Design*”.

En esta ventana se deben introducir los parámetros de diseño con los que se desea que SAM realice la simulación para el modelo de la central solar de torre.

En primer lugar, se debe destacar que el modelo del que dispone SAM para la central de torre es un modelo para una planta solar termoeléctrica, como se muestra en la Figura 7.30, no para una planta solar térmica.

Sin embargo, en el presente caso de estudio el modelo ha sido utilizado como planta solar térmica, es decir, únicamente se ha trabajado con la parte de captación y almacenamiento del modelo (planta solar térmica), obviando el ciclo de vapor con el que se produce electricidad, que constituiría la planta solar termoeléctrica.

Por tanto, realmente SAM ejecuta una planta solar termoeléctrica, que produce electricidad, pero en el caso de estudio que ocupa únicamente se trabaja con la parte asociada a la planta solar térmica (captación y almacenamiento).

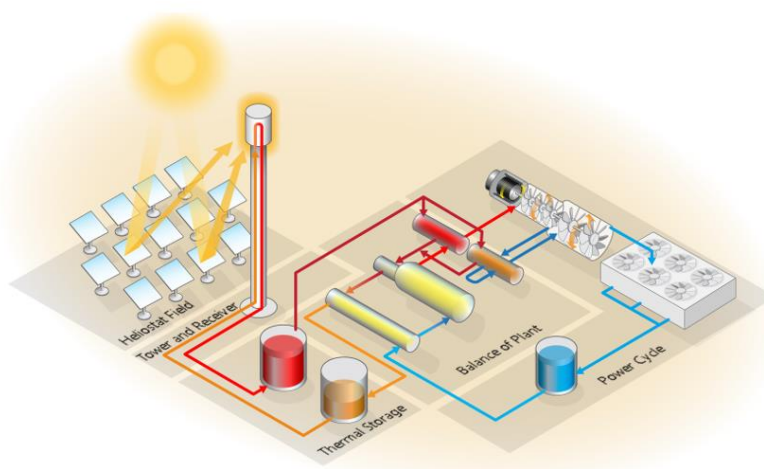


Figura 7.30 SAM – Modelo central de torre

Fuente: propia

Observando la Figura 7.30, es posible explicar el funcionamiento de la central solar térmica de torre central (evadiendo el ciclo de Rankine), muy sencillo a nivel conceptual.

Los heliostatos captan la radiación solar, reflejándola hacia el receptor central, ubicado en lo alto de la torre para poder captar la radiación de todo el campo de heliostatos. En la torre, la sal fundida (fluido de transferencia de calor) es calentada a partir de la energía captada en el receptor central, siendo posteriormente enviada

hacia el depósito caliente de almacenamiento térmico, desde donde circula hacia el intercambiador de calor. La sal fundida caliente entra en el intercambiador de calor, cede calor al ciclo combinado, y sale fría. Desde aquí, se envía hacia el depósito frío de almacenamiento, saliendo a continuación hacia el receptor central, volviéndose a calentar y comenzando de nuevo el recorrido.

Entonces, al no ser posible modelar en SAM de manera aislado la planta solar térmica, se ha aprovechado el modelo existente para la planta solar termoeléctrica. Siendo así, la parte de interés del modelo es la captación y el almacenamiento, llegando hasta el intercambiador de calor.

Este intercambiador de calor es aquel con el que se realizará la transferencia de calor al vapor de entrada a turbina en el ciclo combinado de análisis, planteando así la hibridación.

Por tanto, de la simulación de la planta solar termoeléctrica en SAM, en este trabajo únicamente interesan los parámetros térmicos (planta solar térmica). Para ello, en los parámetros de entrada, se debe ver qué ciclo de vapor consumiría la misma potencia térmica que aquella requerida en el intercambiador de calor para el acoplamiento estudiado, los 30MWt. Se explica a continuación.

Como se comentaba anteriormente, en “*System Design*” se deben introducir los parámetros de diseño con los que se desea que SAM realice la simulación de la central solar termoeléctrica de torre.

En la Figura 7.31 se muestra la ventana en la que se deben introducir estos parámetros, en las casillas de color blanco. Los valores mostrados son aquellos que SAM incluye por defecto a modo de referencia.

Design Point Parameters
The design point parameters determine the nominal ratings of each part of the power tower system. After specifying the design point parameters here, you can specify details of each component of the system on the Heliostat Field, Tower and Receiver, Thermal Storage, and Power Cycle input pages.

Heliostat Field		Power Cycle	
Design point DNI	<input type="text" value="950"/> W/m ²	Design turbine gross output	<input type="text" value="115"/> MWe
Solar multiple	<input type="text" value="2.4"/>	Estimated gross to net conversion factor	<input type="text" value="0.9"/>
Receiver thermal power	<input type="text" value="669.90"/> MWt	Estimated net output at design (nameplate)	<input type="text" value="103.50"/> MWe
Tower and Receiver		Cycle thermal efficiency	<input type="text" value="0.412"/>
HTF hot temperature	<input type="text" value="574"/> °C	Cycle thermal power	<input type="text" value="279.13"/> MWt
HTF cold temperature	<input type="text" value="290"/> °C		
Thermal Storage			
Full load hours of storage	<input type="text" value="10"/> hours		
Solar field hours of storage	<input type="text" value="4.17"/> hours		

Figura 7.31 SAM – System Design

Fuente: propia

A continuación, se explica el significado de cada uno de estos parámetros.

En “*Heliostat Field*” (campo de heliostatos):

- *Design point DNI* (Irradiación solar directa para el punto de diseño): es la radiación que llega directamente a la Tierra, aquella que puede ser concentrada y reflejada. Para una localización dada, este valor varía a lo largo del año y el día. Cuanto mayor sea el valor de este parámetro, mayor será la potencia térmica solar producida.
- *Solar multiple* (Múltiplo solar): es la relación entre la potencia térmica recibida en el receptor y la potencia térmica demandada por el ciclo de potencia, que esta última será la buscada para la transferencia en el intercambiador de calor.

En caso de emplear almacenamiento, como ocurre en el presente trabajo, este parámetro debe tener un valor superior a la unidad. Asimismo, atendiendo a su definición, cuanto mayor sea su valor, más energía será posible almacenar y, por tanto, durante más horas será posible suministrar energía; en caso de contar con un almacenamiento térmico suficiente. Además, mayor será el número de heliostatos requeridos.

- *Receiver thermal power*: es la potencia térmica recibida en el receptor, producida por el campo de heliostatos.

En “*Tower and Receiver*” (torre y receptor):

- *HTF hot temperature* (Temperatura caliente del HTF): temperatura caliente del fluido caloportador. Es la temperatura del fluido caloportador, sal fundida en el caso analizado, a la salida del receptor.
- *HTF cold temperature* (Temperatura fría del HTF): temperatura fría del fluido caloportador. Es la temperatura del fluido caloportador, sal fundida en el caso analizado, a la entrada del receptor.

En “*Thermal Storage*” (almacenamiento térmico):

- *Full load hours of storage* (Horas de almacenamiento a plena carga): es el número de horas que el sistema de almacenamiento permite suministrar energía al ciclo de potencia en el punto de diseño.
- *Solar field hours of storage* (Horas de almacenamiento del campo solar): es el número de horas que el campo solar permite suministrar energía al ciclo de potencia en el punto de diseño, es decir, sin tener en cuenta el almacenamiento térmico. Siendo así, se define como la relación entre el número de horas de almacenamiento a plena carga (*Full load hours of storage*) y el múltiplo solar (*Solar multiple*).

En “*Power Cycle*” (ciclo de potencia):

- *Design turbine gross output*: es la potencia eléctrica bruta del bloque de potencia en el punto de diseño.
- *Estimated gross to net conversion factor*: es el factor de conversión de potencia eléctrica bruta-neta, que tiene en cuenta las pérdidas parásitas.
- *Estimated net output at design (nameplate)*: es la potencia eléctrica neta del bloque de potencia en el punto de diseño. Por tanto, es función de la potencia eléctrica bruta (*Design turbine gross output*) y el factor de conversión bruto-neto (*Estimated gross to net conversion factor*).
- *Cycle thermal efficiency*: es la eficiencia del bloque de potencia, es decir, la relación entre la potencia eléctrica bruta del bloque de potencia (*Design turbine gross output*) y la potencia térmica demandada por el ciclo de potencia (*Cycle thermal power*).
- *Cycle thermal power*: es la potencia térmica demandada por el ciclo de potencia para trabajar en el punto de diseño. En el caso estudiado, es la potencia requerida en el intercambiador de calor.

De estos parámetros de entrada requeridos por SAM para realizar el modelado, se indican a continuación los valores que se han adoptado para los cálculos realizados en este trabajo.

Pero antes, se debe conocer que del capítulo 8 *Presentación y análisis de resultados* (subapartado 8.1.1), se han obtenido los siguientes valores, que son necesarios para realizar la simulación en SAM:

- Temperatura de entrada de la sal fundida al intercambiador de calor= 550°C.
- Temperatura de salida de la sal fundida del intercambiador de calor= 370°C.
- Potencia térmica intercambiada= 30MWt.

Por tanto, conocido lo anterior, se proceden a indicar los valores adoptados para los parámetros de diseño en SAM.

Power Cycle

Como se ha comentado con anterioridad, en el análisis que ocupa en el presente trabajo solo interesan los parámetros térmicos (planta solar térmica) y no eléctricos.

Por tanto, los parámetros del ciclo de potencia se han ajustado de modo que la potencia térmica demandada por el ciclo de potencia sea la requerida para el intercambio de calor diseñado, los 30MWt.

Siendo así, se observan en la Figura 7.32 los distintos valores adoptados para lograr que el ciclo de potencia demande 30MWt. Estos mismos valores han sido empleados en cada una de las distintas simulaciones realizadas, que se explican en el apartado de cálculos.

Power Cycle	
Design turbine gross output	12 MWe
Estimated gross to net conversion factor	1
Estimated net output at design (nameplate)	12.00 MWe
Cycle thermal efficiency	0.4
Cycle thermal power	30.00 MWt

Figura 7.32 SAM – Power Cycle

Fuente: propia

Heliostat Field

En las distintas simulaciones llevadas a cabo por SAM se ha empleado siempre el mismo valor para la irradiancia, que ha sido el valor que el software aporta como referencia, 950W/m².

Por otro lado, el valor para el múltiplo solar se ha ido variando según las distintas simulaciones, empleando valores comprendidos en un rango entre 1-3.

Heliostat Field	
Design point DNI	950 W/m ²
Solar multiple	1
Receiver thermal power	30.00 MWt

Figura 7.33 SAM – Heliostat Field

Fuente: propia

Tower and Receiver

Se ha empleado como hipótesis de trabajo que no existen pérdidas térmicas entre el receptor y el intercambiador de calor, por lo que se ha tomado que la temperatura de la sal fundida a la salida del receptor es equivalente a aquella en la entrada del intercambiador de calor, a la vez que la temperatura de entrada al receptor es igual a la de salida del intercambiador de calor, como se muestra en la Figura 7.34.

El valor de estos parámetros se ha mantenido para todas las simulaciones empleadas.

-Tower and Receiver

HTF hot temperature	550	°C
HTF cold temperature	370	°C

Figura 7.34 SAM – Tower and Receiver

Fuente: propia

Thermal Storage

El valor para las horas de almacenamiento térmico se ha ido variando entre las distintas simulaciones, encontrándose siempre comprendido en un rango entre 1-6h. En la Figura 7.35 se muestra un ejemplo para un almacenamiento de 1h.

-Thermal Storage

Full load hours of storage	1	hours
Solar field hours of storage	1.00	hours

Figura 7.35 SAM – Thermal Storage

Fuente: propia

Por tanto, en las sucesivas simulaciones, que son explicadas y analizadas en el capítulo 8 *Presentación y análisis de resultados* (apartado 8.1.2), se han variado únicamente los valores para los parámetros “*Solar multiple*” (múltiplo solar) y “*Full load hours of storage*” (horas de almacenamiento térmico), manteniendo constantes los valores para el resto de los parámetros explicados anteriormente.

Asimismo, se recoge a modo de resumen en la Tabla 7.12 los parámetros de diseño empleados en las sucesivas simulaciones.

Tabla 7.12 Parámetros de diseño para estudio de planta solar térmica de torre central

Parámetro de diseño	Valor
Cycle thermal power	30MWt
Design point DNI	$950 \frac{W}{m^2}$
Solar multiple	Variable
HTF hot temperature	550°C
HTF cold temperature	370°C
Full load hours of storage	Variable

Fuente: propia

Con todo esto se encontraría completado el apartado referente a los parámetros de diseño que el usuario debe introducir a SAM, para que el software realice la simulación con ellos.

3. Ejecución

Una vez indicado a SAM los parámetros con los que se quiere que el software realice la simulación, se procede con la ejecución.

Del amplio abanico de resultados aportados por SAM tras la ejecución, en el presente TFG únicamente se han empleado algunos de ellos.

El proceso de ejecución seguido para las distintas simulaciones realizadas siempre ha sido el mismo. Siendo así, se proceden a explicar los pasos de ejecución realizados, así como los parámetros resultantes empleados, poniendo un ejemplo a continuación.

Para este ejemplo, se han tomado como valores para los parámetros de diseño los anteriormente comentados, además de un múltiplo solar de 2 y un almacenamiento térmico de 3h, como se muestra en la Figura 7.36.

Design Point Parameters
The design point parameters determine the nominal ratings of each part of the power tower system. After specifying the design point parameters here, you can specify details of each component of the system on the Heliostat Field, Tower and Receiver, Thermal Storage, and Power Cycle input pages.

-Heliostat Field-		-Power Cycle-	
Design point DNI	950 W/m ²	Design turbine gross output	12 MWe
Solar multiple	2	Estimated gross to net conversion factor	1
Receiver thermal power	60.00 MWt	Estimated net output at design (nameplate)	12.00 MWe
-Tower and Receiver-		Cycle thermal efficiency	0.4
HTF hot temperature	550 °C	Cycle thermal power	30.00 MWt
HTF cold temperature	370 °C	You changed the value of Solar multiple, which changes the receiver thermal power at the design point. You may want to optimize the field to ensure that the field layout and geometry are appropriate for the new value.	
-Thermal Storage-			
Full load hours of storage	3 hours		
Solar field hours of storage	1.50 hours		

Figura 7.36 SAM – Design Point Parameters

Fuente: propia

Una vez introducidos los parámetros de entrada en “*System Design*”, se avanza hacia el siguiente menú, “*Heliostat Field*”.

En esta ventana, como se muestra en la Figura 7.37, se clican en “*Generate heliostat layout using tower dimensions*” > “*Calculate*”. Con ello, SAM dimensiona el campo de heliostatos aplicando un algoritmo de optimización.

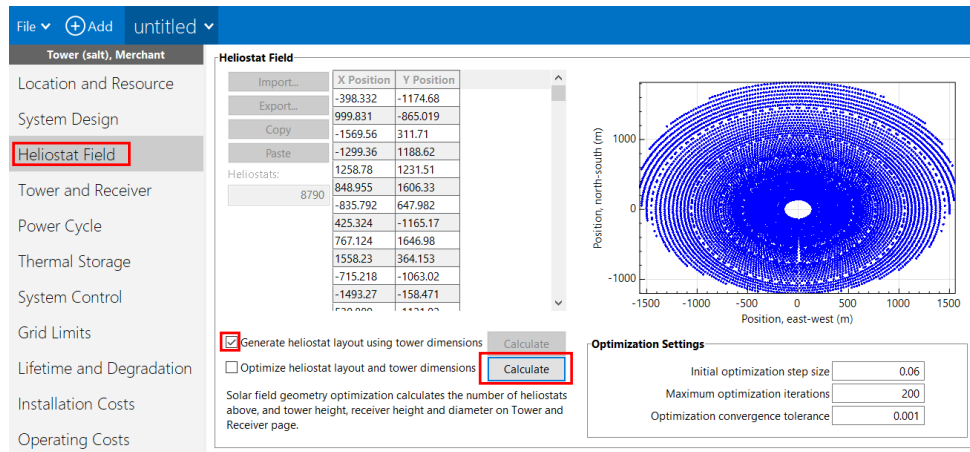


Figura 7.37 SAM – Heliostat Field

Fuente: propia

Una vez calculado, de entre todos los parámetros aportados por SAM, han sido de interés los indicados a continuación.

En el propio menú “*Heliostat Field*”, se han extraído los siguientes parámetros:

- “*Receiver height*”: altura del receptor
- “*Receiver diameter*”: diámetro del receptor
- “*Tower height*”: altura de la torre
- “*Heliostat count*”: número de heliostatos
- “*Total land area*”: área total requerida para el sistema, incluyendo el campo de heliostatos, la torre, el almacenamiento, tuberías etc.

Item	Units	Update Value	Previous
Receiver height	m	6.63246	21.6029
Receiver diameter	m	5.44356	17.65
Tower height	m	65.1292	193.458
Heliostat count		774	8790

Land Area	
Non-solar field land area	45 acres
Solar field land area multiplier	1
Base land area	152.99 acres
Total land area	197.99 acres
Total heliostat reflective area	111,746.1 m ²

Figura 7.38 Parámetros SAM – Heliostat Field

Fuente: propia

En el menú “*Thermal Storage*”, se ha extraído el siguiente parámetro:

- “*Storage tank volumen*”: volumen de cada tanque de almacenamiento.

Asimismo, se observa que la instalación cuenta con dos tanques, uno de ellos para las sales fundidas calientes (provenientes del receptor) y otro para las sales fundidas frías (provenientes del intercambiador de calor).

Storage System	
Storage type	Two Tank
TES thermal capacity	90.0 MWt-hr
Available HTF volume	666 m ³
Tank height	12 m
Tank fluid minimum height	1 m
Storage tank volume	726 m ³
Parallel tank pairs	1
Tank diameter	8.8 m
Wetted loss coefficient	0.4 Wt/m ² -K
Estimated heat loss	0.14 MWt

Figura 7.39 Parámetros SAM – Thermal Storage

Fuente: propia

Por otro lado, cabe destacar que como fluido caloportador se ha empleado la sal fundida denominada como “*Solar Salt*”, pues es el tipo de sal más comúnmente

utilizado en centrales térmicas solares. Esta se compone por un 60% de nitrato de sodio y un 40% de nitrato de potasio.

El tipo de sal empleada en el modelo se puede observar en el menú “Tower and Receiver”, como se muestra en la Figura 7.40.

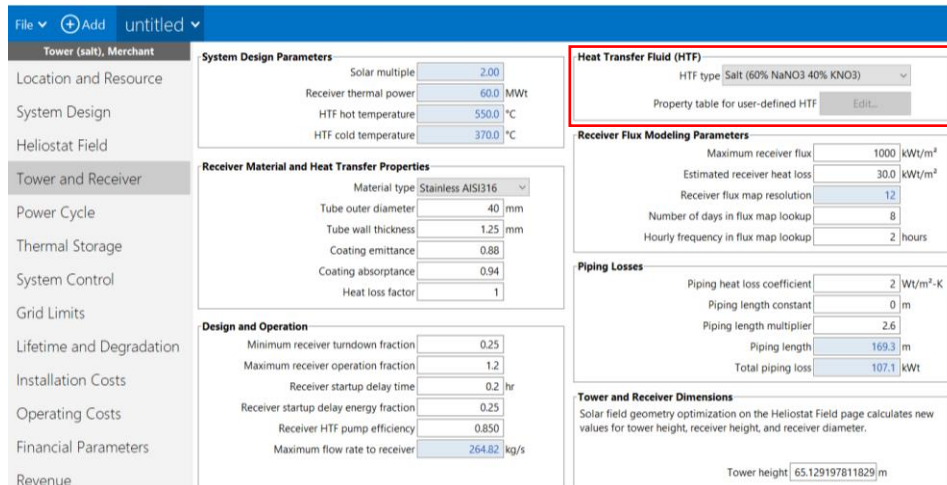


Figura 7.40 SAM – Tower and Receiver

Fuente: propia

El último parámetro empleado ha sido el denominado “*PC input energy*”, que representa la potencia térmica producida de entrada al ciclo de potencia, es decir, la potencia térmica en el intercambiador de calor para realizar la transferencia con el ciclo combinado en el caso analizado.

Para obtener este parámetro, se clicca en “*Simulate*”, ubicado en la esquina inferior izquierda del menú, como se muestra en la Figura 7.41.

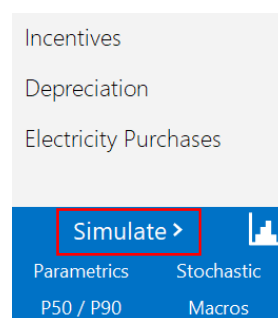


Figura 7.41 SAM – Simulate

Fuente: propia

Una vez SAM muestra los resultados de la simulación, se clicca en “*Data tables*” > “*PC input energy (MWt)*”, como se observa en la Figura 7.42.

Hourly Data	PC input energy (MWt)
Jan 1, 12:00 am	27.1134
Jan 1, 01:00 am	0
Jan 1, 02:00 am	0
Jan 1, 03:00 am	0
Jan 1, 04:00 am	0
Jan 1, 05:00 am	0
Jan 1, 06:00 am	0
Jan 1, 07:00 am	0
Jan 1, 08:00 am	0
Jan 1, 09:00 am	4.47061
Jan 1, 10:00 am	0
Jan 1, 11:00 am	19.8229
Jan 1, 12:00 pm	31.4483
Jan 1, 01:00 pm	31.4483
Jan 1, 02:00 pm	31.4482
Jan 1, 03:00 pm	31.4483
Jan 1, 04:00 pm	31.4131
Jan 1, 05:00 pm	30.9874
Jan 1, 06:00 pm	23.5914
Jan 1, 07:00 pm	0
Jan 1, 08:00 pm	0
Jan 1, 09:00 pm	0
Jan 1, 10:00 pm	0
Jan 1, 11:00 pm	0

Figura 7.42 SAM – PC input energy

Fuente: propia

En esta tabla se muestra la potencia producida durante cada hora del año, por tanto, se dispone de 8760 datos (un año cuenta con 8760h).

Por ejemplo, observando la Figura Y, se extrae que el día 1 de enero, en el periodo 12 am-1 am (“Jan 1, 12:00 am”), se produce una potencia de 27,11MWt, que debido a la escala horaria empleada, equivale a una energía producida de 27,11MWht.

Copiando estos datos en una hoja de cálculo y realizando la suma, se obtiene la potencia total producida durante un año y, con ello, la energía anual producida. Por tanto, esta energía térmica es aquella que la planta solar térmica le aporta al ciclo combinado a lo largo de un año.

Siendo así, los parámetros anteriores son todos aquellos que han sido empleados para el diseño de la planta solar térmica con la que realizar la hibridación del ciclo combinado. Asimismo, en el apartado de cálculos se indica de qué manera han sido utilizados estos parámetros, así como cuál ha sido el criterio seguido para elegir una configuración determinada para la planta solar térmica.

8 PRESENTACIÓN Y ANÁLISIS DE RESULTADOS

En esta sección se proceden a presentar y analizar los resultados obtenidos para cada uno de los estudios realizados.

8.1 Ciclo combinado a carga parcial

Una vez modelado el ciclo combinado de estudio en DWSIM y simulado en operación nominal, se procede en esta sección a estudiar el ciclo operando a carga parcial.

Para ello, tomando como referencia el ciclo combinado en operación nominal, se reduce la carga disminuyendo únicamente la inyección de combustible. Siendo así, se han simulado diez casos de estudio, reduciendo en cada uno de ellos el consumo de gas natural en un 2% respecto al caso anterior, a la vez que el caudal másico de aire se ha mantenido constante.

Por su parte, en el ciclo de vapor el caudal se ha mantenido invariable, de modo que la reducción del consumo de combustible en el ciclo de gas influye directamente en la temperatura del vapor de entrada a turbina, reduciéndose esta última. Por tanto, la potencia producida por el ciclo combinado se reduce, tanto la desarrollada por el ciclo de gas como la correspondiente al ciclo de vapor.

Posteriormente, una vez seleccionado como punto de trabajo uno de los diez casos de estudio, se busca aumentar la potencia producida por el ciclo de vapor incrementando la temperatura del vapor de entrada a turbina, mientras que el ciclo de gas se mantendrá operando a carga parcial.

En conclusión, operando con menor consumo de combustible que en el caso nominal, se aumenta la temperatura de entrada a turbina de modo que el ciclo de vapor producirá la misma potencia que en el caso nominal, y el ciclo de gas producirá menor potencia respecto al caso nominal, pues este último se mantendrá operando a carga parcial.

Otro posible planteamiento podría ser mantener la potencia producida por el ciclo de gas y solo disminuir la desarrollada por el ciclo de vapor, de modo que tras el aumento de temperatura de entrada a turbina de vapor la potencia desarrollada por el ciclo combinado en su totalidad siga siendo la misma que en el caso nominal. Para llevarlo a cabo, reducir solo la potencia en el ciclo de vapor, se tendría que realizar un bypass del gas de escape de la turbina de gas. Además, este planteamiento carece de sentido pues se estaría consumiendo la misma cantidad de combustible, además de desaprovecharse al realizar el bypass de parte de esos gases de escape.

Por tanto, este último planteamiento no se considera adecuado y se toma la primera opción comentada como la idónea. Además, que el ciclo combinado no llegue a

operar al 100% tras el aumento de temperatura de entrada a turbina no supone ningún inconveniente, pues realmente en Canarias los ciclos combinados nunca operan a carga nominal.

Asimismo, se plantea conseguir el aumento de temperatura de entrada a turbina a partir de un intercambio de calor agua-sal fundida en serie, donde esta última será calentada a partir de un aporte solar, realizando así la hibridación del ciclo combinado de estudio. Este aporte solar se logrará a partir de una planta solar térmica de torre central, estudiada en el capítulo 8 *Presentación y análisis de resultados* (subapartado 8.1.2). Por tanto, realmente se está realizando un sobrecalentamiento del vapor de entrada a turbina.

En resumen, disminuyendo la inyección de combustible se reduce la potencia desarrollada por el ciclo combinado, tanto aquella producida por el ciclo de gas como por el ciclo de vapor. Posteriormente, a partir de un aporte solar, se logra incrementar la temperatura de entrada a turbina, volviendo a producir el ciclo de vapor la misma potencia que en el caso nominal, mientras que el ciclo de gas se mantendrá operando a carga parcial. Por tanto, la potencia desarrollada por el ciclo combinado híbrido será menor a aquella para el caso nominal sin hibridar, debido a la reducción en la aportación del ciclo de gas.

A continuación, se recogen las tablas en las que se muestra el valor de los parámetros característicos del ciclo combinado para cada uno de los diez casos de estudio simulados. En la Tabla 8.1 se muestran los valores correspondientes al ciclo combinado en operación nominal, mientras que en las sucesivas tablas se muestran aquellos para el ciclo combinado operando a carga parcial.

Tabla 8.1 Ciclo combinado, operación nominal

\dot{W}_{CC} (MW)	227,02	β_{CC} (%)	100,00
f	0,0225	η_{CC} (%)	53,83
\dot{m}_{comb} (kg/s)	4,342 (x2)	\dot{W}_{TG} (MW)	75,92 (x2)
\dot{m}_a (kg/s)	193,26 (x2)	\dot{W}_{tg} (MW)	161,88 (x2)
\dot{m}_v (kg/s)	31,12 (x2)	\dot{W}_c (MW)	85,96 (x2)
T_{G5} (°C)	1.270,46	\dot{W}_{TV} (MW)	75,17
T_{G6} (°C)	616,27	$\dot{W}_{tv,AP}$ (MW)	37,47
T_{G12} (°C)	100,02	$\dot{W}_{tv,BP}$ (MW)	38,19
T_{V1} (°C)	584,29	$\dot{W}_{BBP+BAP+BR}$ (kW)	489,74

Fuente: propia

Tabla 8.2 Ciclo combinado, reducción del 2% de combustible

\dot{W}_{CC} (MW)	220,97	β_{CC} (%)	97,33
f	0,022	η_{CC} (%)	53,47
\dot{m}_{comb} (kg/s)	4,255 (x2)	\dot{W}_{TG} (MW)	74,17 (x2)
\dot{m}_a (kg/s)	193,26 (x2)	\dot{W}_{tg} (MW)	160,13 (x2)
\dot{m}_v (kg/s)	31,12 (x2)	\dot{W}_c (MW)	85,96 (x2)
T_{G5} (°C)	1.255,96	\dot{W}_{TV} (MW)	72,63
T_{G6} (°C)	606,81	$\dot{W}_{tv,AP}$ (MW)	35,85
T_{G12} (°C)	99,88	$\dot{W}_{tv,BP}$ (MW)	37,27
T_{V1} (°C)	554,80	$\dot{W}_{BBP+BAP+BR}$ (kW)	489,74

Fuente: propia

Tabla 8.3 Ciclo combinado, reducción del 4% de combustible

\dot{W}_{CC} (MW)	214,97	β_{CC} (%)	94,69
f	0,0216	η_{CC} (%)	53,10
\dot{m}_{comb} (kg/s)	4,168 (x2)	\dot{W}_{TG} (MW)	72,42 (x2)
\dot{m}_a (kg/s)	193,26 (x2)	\dot{W}_{tg} (MW)	158,37 (x2)
\dot{m}_v (kg/s)	31,12 (x2)	\dot{W}_c (MW)	85,96 (x2)
T_{G5} (°C)	1.241,4	\dot{W}_{TV} (MW)	70,14
T_{G6} (°C)	597,30	$\dot{W}_{tv,AP}$ (MW)	34,22
T_{G12} (°C)	99,74	$\dot{W}_{tv,BP}$ (MW)	36,41
T_{V1} (°C)	525,59	$\dot{W}_{BBP+BAP+BR}$ (kW)	489,74

Fuente: propia

Tabla 8.4 Ciclo combinado, reducción del 6% de combustible

\dot{W}_{CC} (MW)	209,04	β_{CC} (%)	92,08
f	0,0211	η_{CC} (%)	52,73
\dot{m}_{comb} (kg/s)	4,081 (x2)	\dot{W}_{TG} (MW)	70,66 (x2)
\dot{m}_a (kg/s)	193,26 (x2)	\dot{W}_{tg} (MW)	156,62 (x2)
\dot{m}_v (kg/s)	31,12 (x2)	\dot{W}_c (MW)	85,96 (x2)
T_{G5} (°C)	1.226,78	\dot{W}_{TV} (MW)	67,71
T_{G6} (°C)	587,74	$\dot{W}_{tv,AP}$ (MW)	32,59
T_{G12} (°C)	99,60	$\dot{W}_{tv,BP}$ (MW)	35,61
T_{V1} (°C)	496,81	$\dot{W}_{BBP+BAP+BR}$ (kW)	489,74

Fuente: propia

Tabla 8.5 Ciclo combinado, reducción del 8% de combustible

\dot{W}_{CC} (MW)	203,20	β_{CC} (%)	89,51
f	0,0207	η_{CC} (%)	52,38
\dot{m}_{comb} (kg/s)	3,994 (x2)	\dot{W}_{TG} (MW)	68,91 (x2)
\dot{m}_a (kg/s)	193,26 (x2)	\dot{W}_{tg} (MW)	154,86 (x2)
\dot{m}_v (kg/s)	31,12 (x2)	\dot{W}_c (MW)	85,96 (x2)
T_{G5} (°C)	1.212,09	\dot{W}_{TV} (MW)	65,39
T_{G6} (°C)	578,15	$\dot{W}_{tv,AP}$ (MW)	31,02
T_{G12} (°C)	99,46	$\dot{W}_{tv,BP}$ (MW)	34,86
T_{V1} (°C)	468,71	$\dot{W}_{BBP+BAP+BR}$ (kW)	489,74

Fuente: propia

Tabla 8.6 Ciclo combinado, reducción del 10% de combustible

\dot{W}_{CC} (MW)	197,50	β_{CC} (%)	87
f	0,0202	η_{CC} (%)	52,04
\dot{m}_{comb} (kg/s)	3,907 (x2)	\dot{W}_{TG} (MW)	67,15 (x2)
\dot{m}_a (kg/s)	193,26 (x2)	\dot{W}_{tg} (MW)	153,10 (x2)
\dot{m}_v (kg/s)	31,12 (x2)	\dot{W}_c (MW)	85,96 (x2)
T_{G5} (°C)	1.197,33	\dot{W}_{TV} (MW)	63,21
T_{G6} (°C)	568,53	$\dot{W}_{tv,AP}$ (MW)	29,53
T_{G12} (°C)	99,32	$\dot{W}_{tv,BP}$ (MW)	34,17
T_{V1} (°C)	441,49	$\dot{W}_{BBP+BAP+BR}$ (kW)	489,74

Fuente: propia

Tabla 8.7 Ciclo combinado, reducción del 12% de combustible

\dot{W}_{CC} (MW)	191,94	β_{CC} (%)	84,55
f	0,0198	η_{CC} (%)	51,72
\dot{m}_{comb} (kg/s)	3,821 (x2)	\dot{W}_{TG} (MW)	65,39 (x2)
\dot{m}_a (kg/s)	193,26 (x2)	\dot{W}_{tg} (MW)	151,34 (x2)
\dot{m}_v (kg/s)	31,12 (x2)	\dot{W}_c (MW)	85,96 (x2)
T_{G5} (°C)	1.182,5	\dot{W}_{TV} (MW)	61,16
T_{G6} (°C)	558,85	$\dot{W}_{tv,AP}$ (MW)	28,13
T_{G12} (°C)	99,20	$\dot{W}_{tv,BP}$ (MW)	33,53
T_{V1} (°C)	415,37	$\dot{W}_{BBP+BAP+BR}$ (kW)	489,74

Fuente: propia

Tabla 8.8 Ciclo combinado, reducción del 14% de combustible

\dot{W}_{CC} (MW)	186,43	β_{CC} (%)	82,12
f	0,0193	η_{CC} (%)	51,41
\dot{m}_{comb} (kg/s)	3,734 (x2)	\dot{W}_{TG} (MW)	63,61 (x2)
\dot{m}_a (kg/s)	193,26 (x2)	\dot{W}_{tg} (MW)	149,57 (x2)
\dot{m}_v (kg/s)	31,12 (x2)	\dot{W}_c (MW)	85,96 (x2)
T_{G5} (°C)	1.167,61	\dot{W}_{TV} (MW)	59,21
T_{G6} (°C)	549,20	$\dot{W}_{tv,AP}$ (MW)	26,83
T_{G12} (°C)	99,04	$\dot{W}_{tv,BP}$ (MW)	32,87
T_{V1} (°C)	390,88	$\dot{W}_{BBP+BAP+BR}$ (kW)	489,74

Fuente: propia

Tabla 8.9 Ciclo combinado, reducción del 16% de combustible

\dot{W}_{CC} (MW)	181,00	β_{CC} (%)	79,73
f	0,0189	η_{CC} (%)	51,10
\dot{m}_{comb} (kg/s)	3,647 (x2)	\dot{W}_{TG} (MW)	61,84 (x2)
\dot{m}_a (kg/s)	193,26 (x2)	\dot{W}_{tg} (MW)	147,79 (x2)
\dot{m}_v (kg/s)	31,12 (x2)	\dot{W}_c (MW)	85,96 (x2)
T_{G5} (°C)	1.152,64	\dot{W}_{TV} (MW)	57,33
T_{G6} (°C)	539,49	$\dot{W}_{tv,AP}$ (MW)	25,62
T_{G12} (°C)	98,90	$\dot{W}_{tv,BP}$ (MW)	32,20
T_{V1} (°C)	368,16	$\dot{W}_{BBP+BAP+BR}$ (kW)	489,74

Fuente: propia

Tabla 8.10 Ciclo combinado, reducción del 18% de combustible

\dot{W}_{CC} (MW)	175,64	β_{CC} (%)	77,37
f	0,0184	η_{CC} (%)	50,79
\dot{m}_{comb} (kg/s)	3,56 (x2)	\dot{W}_{TG} (MW)	60,06 (x2)
\dot{m}_a (kg/s)	193,26 (x2)	\dot{W}_{tg} (MW)	146,02 (x2)
\dot{m}_v (kg/s)	31,12 (x2)	\dot{W}_c (MW)	85,96 (x2)
T_{G5} (°C)	1.137,6	\dot{W}_{TV} (MW)	55,52
T_{G6} (°C)	529,75	$\dot{W}_{tv,AP}$ (MW)	24,49
T_{G12} (°C)	98,76	$\dot{W}_{tv,BP}$ (MW)	31,52
T_{V1} (°C)	347,62	$\dot{W}_{BBP+BAP+BR}$ (kW)	489,74

Fuente: propia

Tabla 8.11 Ciclo combinado, reducción del 20% de combustible

\dot{W}_{CC} (MW)	170,34	β_{CC} (%)	75,03
f	0,018	η_{CC} (%)	50,49
\dot{m}_{comb} (kg/s)	3,473 (x2)	\dot{W}_{TG} (MW)	58,28 (x2)
\dot{m}_a (kg/s)	193,26 (x2)	\dot{W}_{tg} (MW)	144,24 (x2)
\dot{m}_v (kg/s)	31,12 (x2)	\dot{W}_c (MW)	85,96 (x2)
T_{G5} (°C)	1.122,5	\dot{W}_{TV} (MW)	53,78
T_{G6} (°C)	519,98	$\dot{W}_{tv,AP}$ (MW)	23,46
T_{G12} (°C)	98,61	$\dot{W}_{tv,BP}$ (MW)	30,81
T_{V1} (°C)	329,60	$\dot{W}_{BBP+BAP+BR}$ (kW)	489,74

Fuente: propia

De las tablas anteriores se observa principalmente que a medida que se reduce la inyección de combustible también lo hace la temperatura de los gases a la entrada de la turbina de gas. Con ello, la temperatura de los gases a la salida de la turbina de gas también se reduce y, por tanto, la temperatura del vapor de entrada a turbina.

Del mismo modo, también se observa la reducción en la potencia neta del ciclo combinado, pasando de 227,02 MW a 170,34 MW al reducir el combustible en un 20% (grado de carga del 100% al 75%), a la vez que el rendimiento térmico del ciclo ha pasado de un 53,8% a un 50,5%.

Además de las tablas anteriores, se adjuntan varios gráficos que permiten visualizar la información de manera más compacta.

En la Figura 8.1 se representa la temperatura de entrada a turbina de gas frente al grado de carga del ciclo combinado.

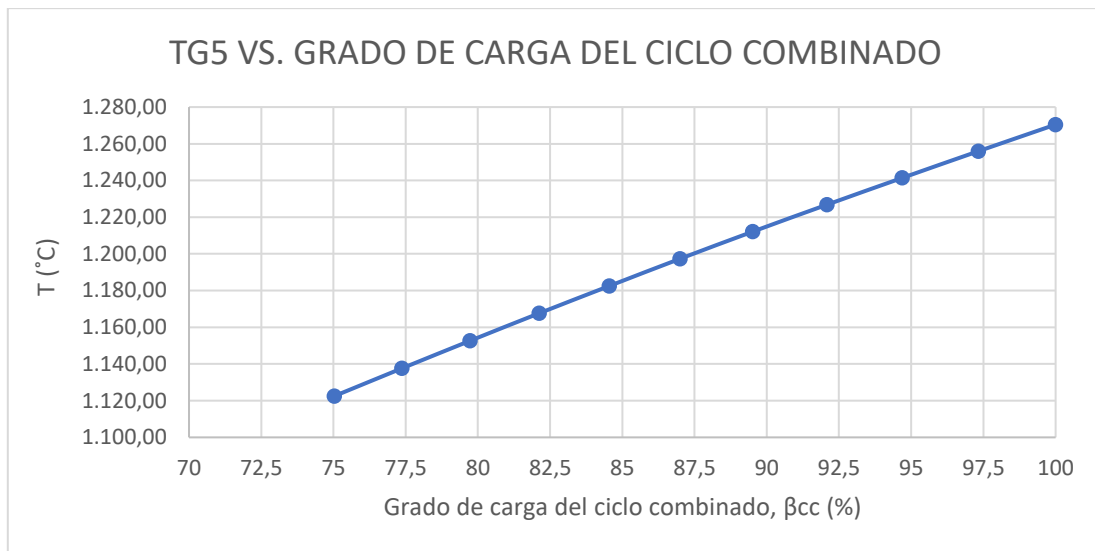


Figura 8.1 Temperatura de entrada a turbina de gas frente al grado de carga

Fuente: propia

Como se observa en la Figura 8.1, a medida que se reduce la temperatura de entrada a la turbina de gas, el grado de carga del ciclo combinado también lo hace, de modo que en operación nominal (grado de carga del 100%) se tiene una temperatura de 1.270,46°C, mientras que al operar con una reducción del 20% de combustible (grado de carga del 75%) es de 1.122,50°C. Además, se observa que la relación es lineal, pues el grado de carga se ha regulado únicamente a partir de la inyección de combustible.

En la Figura 8.2 se muestra la variación en la potencia neta desarrollada por el ciclo de gas y el ciclo de vapor frente al grado de carga del ciclo combinado.

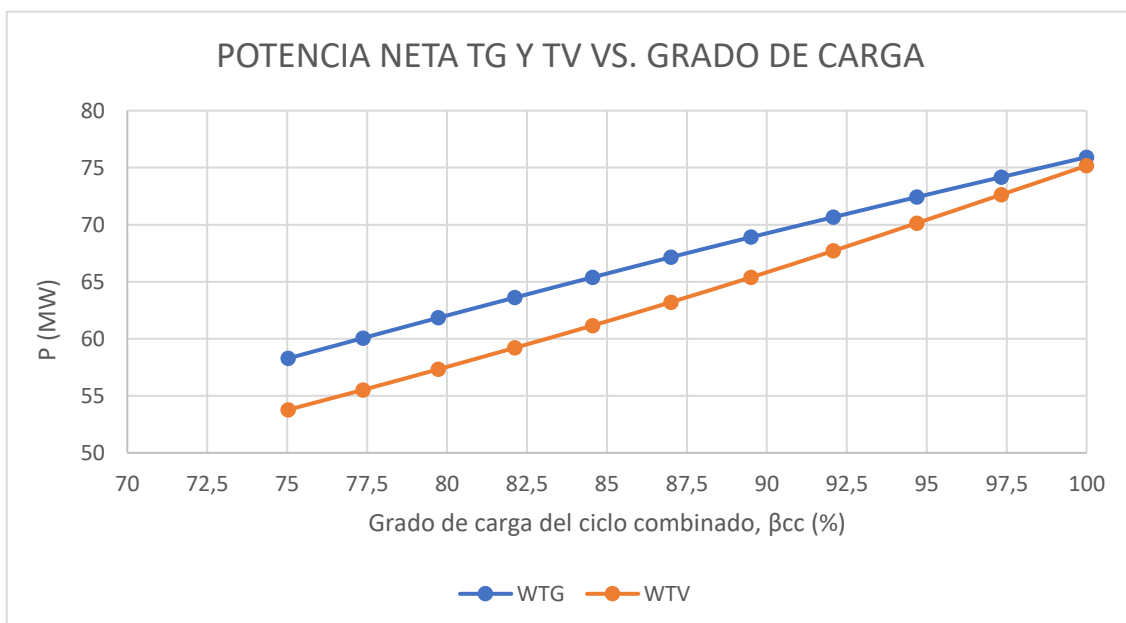


Figura 8.2 Potencia neta de TG y TV frente al grado de carga

Fuente: propia

Se puede observar que el área comprendida entre ambas curvas aumenta a medida que se reduce el grado de carga. Esto significa que, a medida que se reduce el grado de carga, la potencia desarrollada por la turbina de vapor se reduce en mayor medida que aquella para la turbina de gas, es decir, se muestra que la reducción en la inyección de combustible penaliza en mayor grado al ciclo de vapor que al ciclo de gas, referido a términos de potencia producida.

Siendo así, como se muestra en la Tabla 8.12, el ciclo de gas pasa de producir 75,92 MW en operación nominal (grado de carga del 100%) a 58,28 MW operando con un 20% menos de combustible inyectado (grado de carga del 75%), mientras que el ciclo de vapor pasa de 75,17 MW a 53,78 MW, es decir, el ciclo de gas ha dejado de producir 17,64 MW frente a 21,39 MW por el ciclo de vapor.

Tabla 8.12 Rendimiento y potencia del ciclo combinado en los casos de estudio a carga parcial

β_{CC} (%)	η_{CC} (%)	\dot{W}_{CC} (MW)	\dot{W}_{TG} (MW)	\dot{W}_{TV} (MW)
100	53,8	227,02	75,92 (x2)	75,17
97,3	53,5	220,97	74,17 (x2)	72,63
94,7	53,1	214,97	72,42 (x2)	70,14
92,0	52,7	209,04	70,66 (x2)	67,71
89,5	52,4	203,2	68,91 (x2)	65,39
87	52,0	197,5	67,15 (x2)	63,21
84,6	51,7	191,94	65,39 (x2)	61,16
82,1	51,4	186,43	63,61 (x2)	59,21
79,7	51,1	181	61,84 (x2)	57,33
77,4	50,8	175,64	60,06 (x2)	55,52
75,0	50,5	170,34	58,28 (x2)	53,78

Fuente: propia

Asimismo, el comportamiento observado en la Figura 8.3 puede ser explicado a partir de la Figura 8.2.

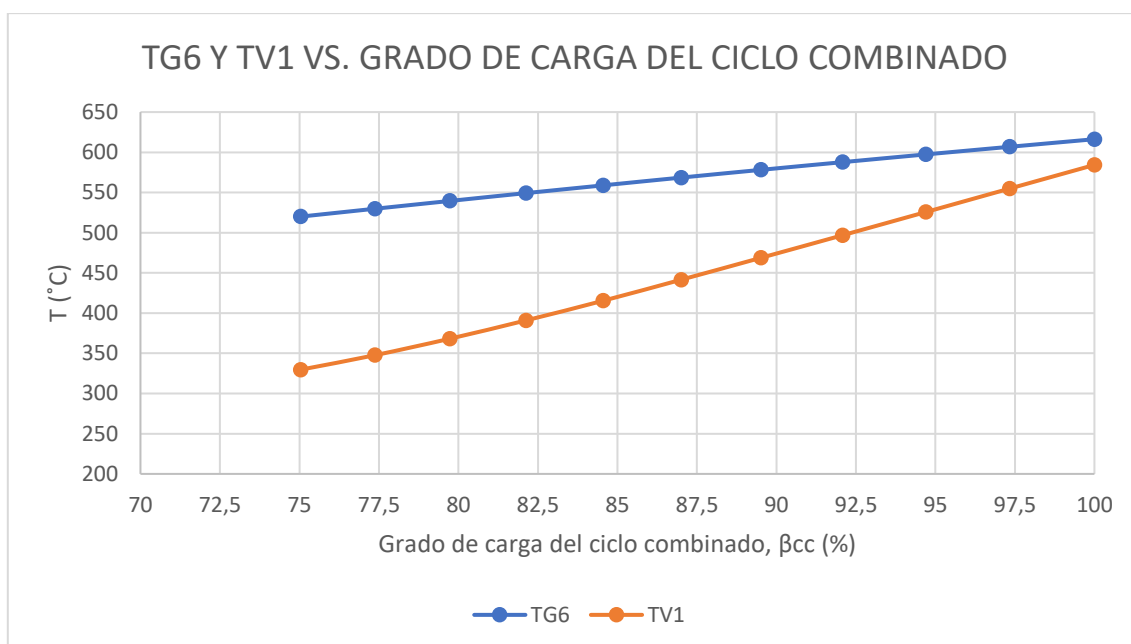


Figura 8.3 Temperatura de salida de TG y de entrada a TV frente al grado de carga

Fuente: propia

Se observa que, a medida que se reduce el grado de carga del ciclo combinado, también lo hacen la temperatura de salida de la turbina de gas y la de entrada a la turbina de vapor, como es de esperar. De igual modo, también se nota que a medida que se reduce la temperatura de salida de la turbina de gas, la temperatura de entrada a la turbina de vapor lo hace cada vez en mayor grado, por eso que el área entre ambas curvas aumente a medida que se reduce el grado de carga del ciclo combinado. Esto se debe a que, aunque la capacidad térmica del vapor es mayor que la de los gases de escape, el caudal másico de estos últimos es mucho mayor, por lo que la variación de temperatura en el vapor es mayor.

Siendo así, como se observa en la Tabla 8.13, al reducir la inyección de combustible en un 20% (grado de carga del 75%), la temperatura de entrada a la turbina de vapor se reduce 254,7°C, pasando de 584,3°C a 329,6°C, mientras que la correspondiente a la salida de la turbina de gas lo hace en 96,3°C, pasando de 616,3°C a 520°C.

Siendo así, esta mayor variación en la temperatura del vapor de entrada a turbina explica que la potencia desarrollada por el ciclo de vapor se reduzca en mayor medida que aquella para el ciclo de gas.

Tabla 8.13 Temperaturas del ciclo combinado en los casos de estudio a carga parcial

β_{CC} (%)	T_{G5} (°C)	T_{G6} (°C)	T_{V1} (°C)
100	1.270,5	616,3	584,3
97,33	1.255,9	606,8	554,8
94,69	1.241,4	597,3	525,6
92,08	1.226,8	587,7	496,8
89,51	1.212,1	578,2	468,7
87	1.197,3	568,5	441,5
84,55	1.182,5	558,9	415,4
82,12	1.167,6	549,2	390,9
79,73	1.152,6	539,5	368,2
77,37	1.137,6	529,8	347,6
75,03	1.122,5	519,9	329,6

Fuente: propia

Una vez simulado los diez casos de estudio, atendiendo a los valores obtenidos, se ha seleccionado uno de ellos como punto de trabajo sobre el que realizar la hibridación.

Siendo así, se ha seleccionado como caso de estudio aquel en el que el combustible se ha reducido un 18% (grado de carga del 77,4%) respecto al caso nominal, es decir, aquel en el que la temperatura del vapor de entrada a turbina es de 347,6°C. Además, para trabajar con un valor redondo de temperatura de entrada a turbina, de 350°C, se ha ajustado la operación para alcanzar esta temperatura, quedando el ciclo combinado como se muestra en la Tabla 8.14, lo que se corresponde a una reducción de combustible del 17,8% (grado de carga del 77,7%).

Tabla 8.14 Ciclo combinado, reducción del 17,76% de combustible

\dot{W}_{CC} (MW)	176,31	β_{CC} (%)	77,67
f	0,0185	η_{CC} (%)	50,83
\dot{m}_{comb} (kg/s)	3,571 (x2)	\dot{W}_{TG} (MW)	60,29 (x2)
\dot{m}_a (kg/s)	193,26 (x2)	\dot{W}_{tg} (MW)	146,24 (x2)
\dot{m}_v (kg/s)	31,12 (x2)	\dot{W}_c (MW)	85,96 (x2)
T_{G5} (°C)	1.139,51	\dot{W}_{TV} (MW)	55,74
T_{G6} (°C)	530,98	$\dot{W}_{tv,AP}$ (MW)	24,63
T_{G12} (°C)	98,77	$\dot{W}_{tv,BP}$ (MW)	31,60
T_{V1} (°C)	350	$\dot{W}_{BBP+BAP+BR}$ (kW)	489,74

Fuente: propia

En la Figura 8.4 y Figura 8.5 se muestran capturas de pantalla de DWSIM para el caso analizado, en las que se observa el ciclo de gas y la turbina de vapor (alta y baja presión), respectivamente.

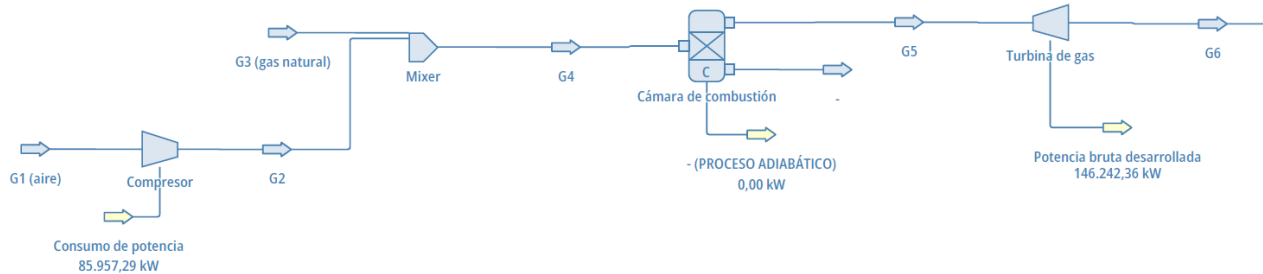


Figura 8.4 DWSIM – Ciclo de gas con grado de carga del ciclo combinado del 77,7%

Fuente: propia

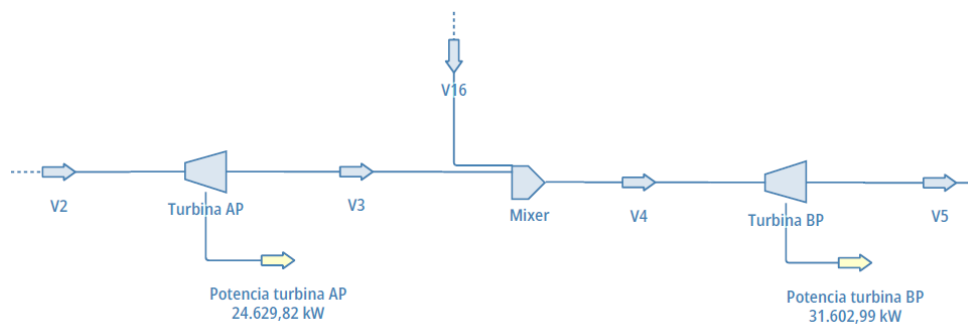


Figura 8.5 DWSIM – Turbinas de vapor con grado de carga del ciclo combinado del 77,7%

Fuente: propia

Además, se ha decidido que tras la incorporación solar la potencia producida por el ciclo de vapor no se llevará hasta el valor para el caso nominal, como se había planteado en un principio, pues ello implicaría alcanzar una temperatura de entrada a turbina de vapor de 584,3°C. Esta última es demasiado elevada, pues la sal fundida tendría que alcanzar unos 600°C, temperatura que se encuentra fuera de lo estándar. Normalmente, en plantas con sal fundida el valor empleado para producir la sal no suele superar los 550°C.

Siendo así, tomando como referencia el ciclo combinado operando con un grado de carga del 77,7%, se establece como valor de diseño alcanzar una temperatura para el vapor de entrada a turbina tras el aporte solar de unos 525°C, que se corresponde a una operación del ciclo combinado operando a un grado de carga del 96,5% (reducción del 4% de combustible).

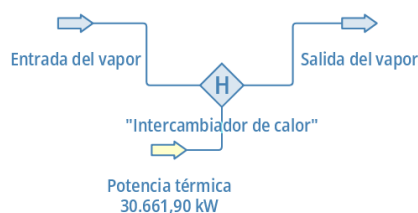
Por tanto, el salto buscado en el vapor de agua con el sobrecalentamiento a partir del aporte solar será desde los 350°C (ciclo combinado al 77,7%) hasta los 525°C (ciclo combinado al 96,5%).

Por otro lado, en la instalación solar se empleará sal fundida como fluido caloportador. Siendo así, teniendo en cuenta las temperaturas de diseño tomadas para el vapor de agua en el intercambiador de calor (350°C entrada y 525°C salida), se decide adoptar una temperatura de entrada al intercambiador para las sales fundidas de 550°C, con una temperatura de salida de 370°C.

Asimismo, para realizar posteriormente el dimensionado de la planta solar térmica en SAM, se requiere calcular previamente la potencia térmica intercambiada. Para ello, se ha hecho uso del equipo "Heater" disponible en DWSIM, indicando para las corrientes de entrada y salida del vapor de agua los parámetros de diseño tomados.

Como se muestra en la Figura 8.6, se obtiene que la potencia térmica intercambiada debe ser de 30,66MWt.

Asimismo, para el dimensionado de la central térmica solar en SAM, se tomará un valor redondo de 30MWt.



Master Property Table			
Object	Salida del vapor	Entrada del vapor	
Temperature	525	350	C
Pressure	90	90	bar
Mass Flow	62,22	62,22	kg/s

Figura 8.6 Cálculo de potencia térmica intercambiada

Fuente: propia

8.2 Central solar térmica

En este subapartado se presentan y analizan los resultados obtenidos en las simulaciones realizadas en SAM para la planta solar térmica de torre central.

El objetivo ha sido determinar cuál es la planta solar térmica más adecuada para realizar la hibridación del ciclo combinado, es decir, cuáles son los parámetros de diseño más adecuados para ello. Asimismo, cabe destacar que no se han analizado parámetros económicos, sino que el criterio tomado para seleccionar la instalación

más adecuada ha sido optimizar el espacio ocupado por ella, debido al reducido espacio disponible en Canarias.

Por ello, como se ha indicado previamente en el capítulo 7 *Metodología* (apartado 7.2.1), se han realizado diversos casos de estudio en los cuales se han tomado como variables el múltiplo solar y las horas de almacenamiento térmico.

Siendo así, dado un almacenamiento térmico, el objetivo ha sido el de determinar el múltiplo solar de diseño para el cual se obtiene el mayor valor de energía térmica anual producida por unida de área ocupada.

En primer lugar, se ha estudiado la planta solar térmica para valores de múltiplo solar comprendidos entre uno y tres, con un almacenamiento térmico comprendido entre una y seis horas. Los resultados obtenidos para esta primera simulación se muestran en las siguientes tablas.

Tabla 8.15 Almacenamiento térmico

Horas de almacenamiento térmico (h)	Volumen de almacenamiento térmico (m³)
1	242
2	484
3	726
4	968
5	1.210
6	1.452

Fuente: propia

Como se observa en la Tabla 8.15, el tiempo de almacenamiento térmico es directamente proporcional al volumen requerido para los tanques.

A continuación, se muestran las tablas con los resultados obtenidos para la energía térmica anual producida por la planta solar térmica, el área total ocupada por la misma y la relación entre la energía térmica anual producida y el área ocupada.

Tabla 8.16 Estudio con múltiplo solar de 1

Volumen de almacenamiento térmico (m ³)	Energía térmica anual producida ($\frac{\text{MWht}}{\text{año}}$)	Área total ocupada (m ²)	Energía térmica anual por unidad de área ($\frac{\text{MWht}}{\text{año}\cdot\text{m}^2}$)
242	58.306,5	518.969	0,11235
484	58.313,5	518.969	0,11236
726	58.322,6	518.969	0,11238
968	58.331,8	518.969	0,11240
1.210	58.341	518.969	0,11242
1.452	58.349,9	518.969	0,11243

Fuente: propia

Tabla 8.17 Estudio con múltiplo solar de 1,5

Volumen de almacenamiento térmico (m ³)	Energía térmica anual producida ($\frac{\text{MWht}}{\text{año}}$)	Área total ocupada (m ²)	Energía térmica anual por unidad de área ($\frac{\text{MWht}}{\text{año}\cdot\text{m}^2}$)
242	84.568,5	626.251	0,13504
484	87.358,1	626.251	0,13949
726	87.326,5	626.251	0,13944
968	87.160,4	626.251	0,13918
1.210	87.008,5	626.251	0,13894
1.452	86.872	626.251	0,13872

Fuente: propia

Tabla 8.18 Estudio con múltiplo solar de 2 y área ocupada 801.237m²

Volumen de almacenamiento térmico (m ³)	Energía térmica anual producida ($\frac{\text{MWht}}{\text{año}}$)	Área total ocupada (m ²)	Energía térmica anual por unidad de área ($\frac{\text{MWht}}{\text{año}\cdot\text{m}^2}$)
242	93.302,2	801.237	0,11645
484	102.109,7	801.237	0,12744
726	109.075,8	801.237	0,13613
968	114.145,8	801.237	0,14246
1.210	116.801,2	801.237	0,14578
1.452	117.676,1	801.237	0,14687

Fuente: propia

Tabla 8.19 Estudio con múltiplo solar de 2,5

Volumen de almacenamiento térmico (m ³)	Energía térmica anual producida ($\frac{\text{MWh}_t}{\text{año}}$)	Área total ocupada (m ²)	Energía térmica anual por unidad de área ($\frac{\text{MWh}_t}{\text{año}\cdot\text{m}^2}$)
242	96.262,5	861.495	0,1117
484	105.920,4	861.495	0,1229
726	114.985,4	861.495	0,1335
968	123.084,3	861.495	0,1429
1.210	130.655,3	861.495	0,1517
1.452	136.642,1	861.495	0,1586

Fuente: propia

Tabla 8.20 Estudio con múltiplo solar de 3

Volumen de almacenamiento térmico (m ³)	Energía térmica anual producida ($\frac{\text{MWh}_t}{\text{año}}$)	Área total ocupada (m ²)	Energía térmica anual por unidad de área ($\frac{\text{MWh}_t}{\text{año}\cdot\text{m}^2}$)
242	98.313,4	1.156.956	0,08498
484	108.895,4	1.156.956	0,09412
726	118.336,8	1.156.956	0,10228
968	127.380,3	1.156.956	0,11010
1.210	136.268,5	1.156.956	0,11778
1.452	144.218,6	1.156.956	0,12465

Fuente: propia

Además de las tablas anteriores, se adjuntan a continuación dos gráficos que serán de ayuda en el análisis de los resultados obtenidos.

En la Figura 8.7 se muestra la energía térmica anual producida por la planta solar térmica frente al volumen de almacenamiento térmico (directamente proporcional a las horas de almacenamiento).

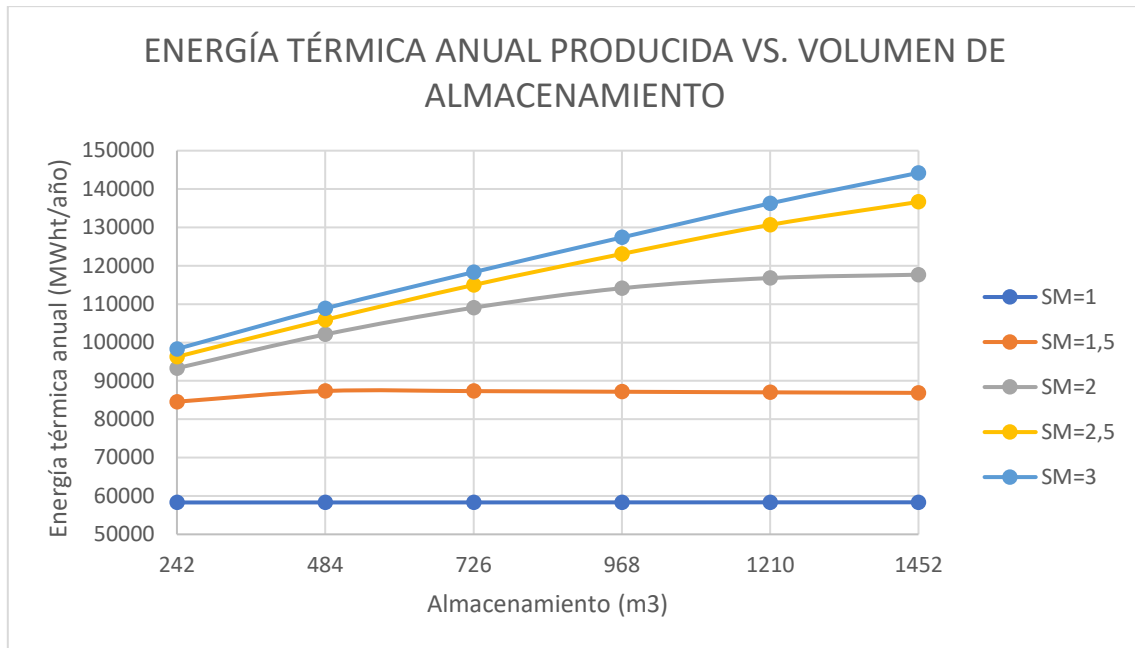


Figura 8.7 Energía térmica anual frente al volumen de almacenamiento

Fuente: propia

En primer lugar, se observa que la tendencia general es que a medida que se aumenta el almacenamiento térmico y el múltiplo solar, también lo hace la energía térmica producida anualmente. Esto es evidente, pues cuanto mayor es el múltiplo solar, mayor es la potencia térmica recibida en el receptor, al disponer de más heliostatos, y, por tanto, mayor será la energía que se puede producir.

Sin embargo, se debe tener en cuenta que aumentar el múltiplo solar es inútil si no se dispone de un almacenamiento térmico adecuado, pues por mucha potencia térmica que se capte, si no se tiene donde almacenar, esta no puede ser aprovechada. En ese caso, al no poder almacenar toda la energía producida, se tendrían que desenfocar heliostatos, de modo que la potencia térmica recibida en el receptor se redujese. Esto sería un auténtico desperdicio, pues se estaría dejando de producir energía por no tener donde almacenarla.

Asimismo, también puede ocurrir la situación contraria, disponer de un almacenamiento térmico demasiado grande para el múltiplo solar de diseño. En ese caso sería posible almacenar más energía de la que el múltiplo solar permite, es decir, que el campo de heliostatos es capaz de captar. Siendo así, se estarían desperdiciando metros cúbicos de almacenamiento.

Por tanto, las dos situaciones anteriormente comentadas se deben evitar, ya que supondría un sobrecoste innecesario. El objetivo es optimizar la relación múltiplo solar-almacenamiento térmico.

Atendiendo a la Figura 8.7, se explica a continuación lo que ocurre para el caso analizado.

Se observa que para un múltiplo solar de 1 ($SM=1$), la energía térmica producida es la misma independientemente del almacenamiento térmico empleado. Esto significa que el almacenamiento térmico de 1h ($242m^3$) es suficiente para almacenar la energía térmica producida con un múltiplo solar de 1, mientras que almacenamientos mayores son innecesarios.

Por ello, si se quisiera operar con un múltiplo solar de 1, lo óptimo sería hacer uso de un almacenamiento térmico de 1h, pues, aunque se emplee un almacenamiento térmico mayor, la energía producida será la misma.

Por otro lado, para un múltiplo solar de 1,5 ($SM=1,5$) es posible observar que se alcanza un máximo en torno a las 2h de almacenamiento ($484m^3$), mientras que a partir de este valor la energía térmica producida se mantiene constante.

Esto quiere decir que, para un múltiplo solar de 1,5, el almacenamiento óptimo es de 2h ($484m^3$). Si se emplea un almacenamiento térmico menor de 2h, se observa que hay energía térmica producida que no es posible almacenar, por lo que se trata de un desperdicio. Asimismo, si se emplea un almacenamiento térmico mayor de 2h (3h, 4h etc.) se observa que la energía térmica producida se mantiene invariable, por lo que se trataría de un almacenamiento térmico excesivo, suponiendo también un desperdicio.

Si se observa la curva para un múltiplo solar de 2 ($SM=2$), se muestra que esta comienza a aplanarse para un almacenamiento térmico de 6h ($1.452m^3$), lo que indica que previsiblemente se alcanza un máximo de energía térmica producida en torno a las 6-7h de almacenamiento.

Esto quiere decir que para almacenamientos inferiores a las 6-7h, se está dejando de almacenar energía producida por la planta, debido a que el volumen de los tanques de almacenamiento es insuficiente. Es decir, como se ha comentado anteriormente, realmente lo que ocurriría es que tendrían que desenfocarse heliostatos para dejar de producir energía térmica que sería imposible de almacenar.

Por otro lado, para valores de múltiplo solar de 2,5 y 3,5 ($SM=2,5$ y $SM=3,5$), se muestra que la curva sigue creciendo exponencialmente pasado las 6h de almacenamiento térmico ($1.452m^3$). Por tanto, el almacenamiento térmico óptimo para estos valores de múltiplo solar se encuentra por encima de las 6h.

Siendo así, una vez analizada esta primera gráfica, se muestra en la Figura 8.8 la energía térmica anual producida por unidad de área ocupada frente al volumen de almacenamiento térmico.

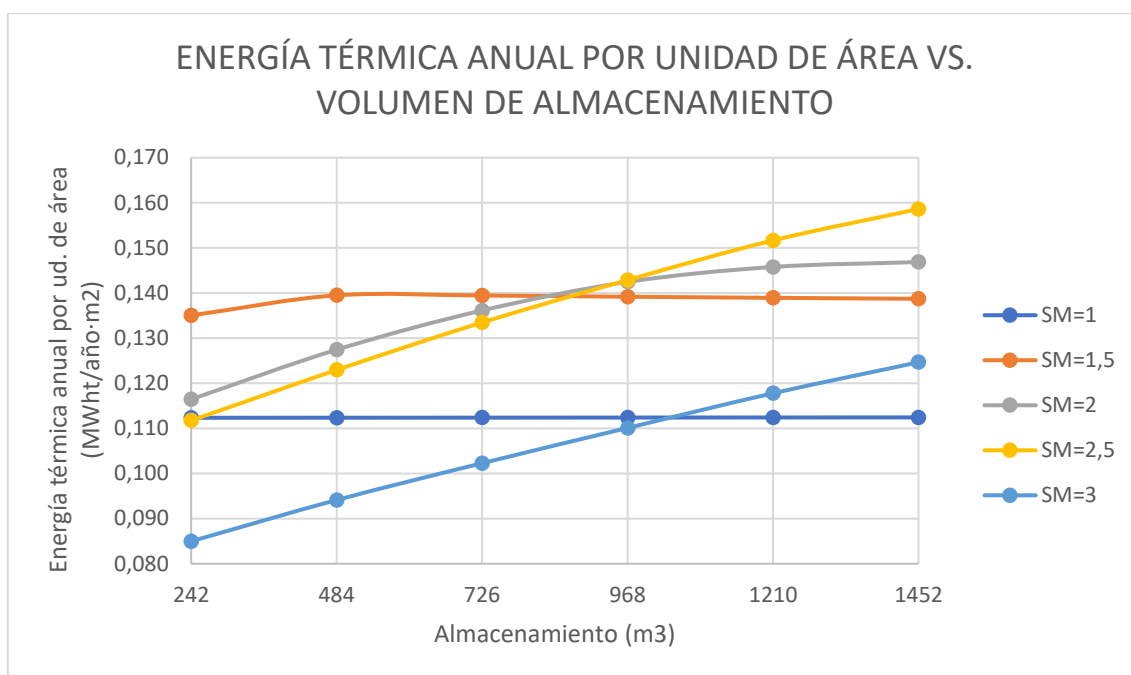


Figura 8.8 Energía térmica anual por unidad de área frente al volumen de almacenamiento

Fuente: propia

Este último gráfico, Figura 8.8, es aquel que será empleado para determinar el punto de diseño óptimo para la central termosolar de torre central, pues el objetivo es optimizar el espacio ocupado para un almacenamiento dado.

Asimismo, en la Figura Y se respeta la tendencia presente en el primer gráfico, observando que para un múltiplo solar de 1 (SM=1) la energía térmica anual producida por unidad de área es independiente al volumen de almacenamiento empleado, por las razones ya comentadas.

De igual modo, se observa que para un múltiplo solar de 1,5 (SM=1,5) se alcanza un valor máximo de energía térmica anual producida por unidad de área en torno a un almacenamiento de 2-3h (484m³-726m³).

A su vez, se atiende que para un múltiplo solar de 2 (SM=2) se alcanzará un valor máximo en torno a las 6-7h (>1.452m³) de almacenamiento.

Para el resto de los valores de múltiplo solar (SM=2,5 y SM=3), el valor máximo de energía térmica anual producida por unidad de área se alcanzará para volúmenes de almacenamiento (horas de almacenamiento) mucho mayores, por lo que se consideran valores de múltiplo solar excesivos para el caso estudiado.

Por otro lado, de la Figura 8.8 también se puede extraer lo siguiente, que es lo más interesante en el presente análisis.

Se observa que para un almacenamiento de 1h (242m^3), por ejemplo, el menor valor de energía térmica anual producida por unidad de área es aquel correspondiente para el mayor valor de múltiplo solar, $SM=3$.

Lo que sucede es que el mayor valor de múltiplo solar ($SM=3$) es aquel para el que el área total ocupada es mayor, debido principalmente a que requiere mayor número de heliostatos, mientras que esta área no está pudiendo ser aprovechada por ser demasiado reducido el almacenamiento térmico empleado (1h).

Siendo así, esta observación es perfecta para comprender cuál es la optimización que se persigue con el presente estudio, para un volumen de almacenamiento dado, lograr el máximo valor para la relación energía térmica anual producida por unidad de área ocupada.

Por ejemplo, para un almacenamiento de 3h (726m^3), el valor óptimo de múltiplo solar es de 1,5 ($SM=1,5$), pues este es el valor de múltiplo solar que permite obtener una mayor relación energía térmica anual producida por unidad de área para el almacenamiento indicado.

Otro ejemplo interesante es lo que ocurre para un almacenamiento de 6h (1.452m^3). Para este volumen de almacenamiento, se observa que el valor óptimo de múltiplo solar es de 2,5 ($SM=2,5$). Se debe a que se trata de un volumen de almacenamiento lo suficientemente grande como para que el área asociada al múltiplo solar de 2,5 sea rentable, es decir, sea posible producir una gran cantidad de energía térmica, de modo que el valor de energía térmica anual producida por unidad de área es máximo respecto al correspondiente para los otros valores de múltiplo solar.

Asimismo, si se continuara aumentando el almacenamiento en el eje de abscisas, se llegaría a un punto en el cual el valor óptimo sería aquel para $SM=3$, superando a $SM=2,5$.

Para el diseño de la planta solar térmica en este trabajo, se entiende que un almacenamiento térmico superior a cuatro horas es excesivo, por lo que se trabajará en un rango comprendido entre una hora y cuatro horas.

Una vez realizado este primer estudio, se puede concluir que, para un almacenamiento térmico comprendido entre una hora y cuatro horas, los valores máximos (óptimos) de energía térmica producida por unidad de área se encuentran para valores de múltiplo solar comprendidos entre uno y dos ($SM=1$ y $SM=2$).

Siendo así, se ha procedido con un segundo estudio en el que se realiza un ajuste fino del primero.

Por tanto, en este segundo estudio se ha simulado la planta para valores de almacenamiento térmico comprendidos entre una hora y cuatro horas, con simulaciones cada media hora, y para valores de múltiplo solar comprendidos entre uno y dos, con simulaciones cada medio punto.

A continuación, se muestran los resultados obtenidos en las tablas adjuntas.

Tabla 8.21 Almacenamiento térmico empleado en ajuste fino

Horas de almacenamiento térmico (h)	Volumen de almacenamiento térmico (m ³)
1	242
1,5	363
2	484
2,5	605
3	726
3,5	847
4	968

Fuente: propia

En la Tabla 8.21 se muestran los valores de tiempo de almacenamiento térmico empleados en el ajuste fino, proporcional al volumen requerido para los tanques.

A continuación, se adjuntan las tablas con los resultados obtenidos para la energía térmica anual producida por la planta solar térmica, el área total ocupada por la misma y la relación entre la energía térmica anual producida y el área ocupada, para el ajuste fino.

Tabla 8.22 Estudio con múltiplo solar de 1

Volumen de almacenamiento térmico (m ³)	Energía térmica anual producida ($\frac{\text{MWh}}{\text{año}}$)	Área total ocupada (m ²)	Energía térmica anual por unidad de área ($\frac{\text{MWh}}{\text{año} \cdot \text{m}^2}$)
242	58.306,5	518.969	0,11235
363	58.312,1	518.969	0,11236
484	58.313,5	518.969	0,11236
605	58.318,1	518.969	0,11237
726	58.322,6	518.969	0,11238
847	58.326,8	518.969	0,11239
968	58.331,8	518.969	0,11240

Fuente: propia

Tabla 8.23 Estudio con múltiplo solar de 1,1

Volumen de almacenamiento térmico (m ³)	Energía térmica anual producida (MWht/año)	Área total ocupada (m ²)	Energía térmica anual por unidad de área (MWht/año·m ²)
242	63.939,6	489.993	0,13049
363	63.933	489.993	0,13048
484	63.929,7	489.993	0,13047
605	63.931,7	489.993	0,13047
726	63.934,3	489.993	0,13048
847	63.937,3	489.993	0,13049
968	63.941,5	489.993	0,13049

Fuente: propia

Tabla 8.24 Estudio con múltiplo solar de 1,2

Volumen de almacenamiento térmico (m ³)	Energía térmica anual producida (MWht/año)	Área total ocupada (m ²)	Energía térmica anual por unidad de área (MWht/año·m ²)
242	70.412,1	558.466	0,12608
363	70.353,3	558.466	0,12598
484	70.306,1	558.466	0,12589
605	70.271	558.466	0,12583
726	70.243,3	558.466	0,12578
847	70.221,1	558.466	0,12574
968	70.202,3	558.466	0,12571

Fuente: propia

Tabla 8.25 Estudio con múltiplo solar de 1,3

Volumen de almacenamiento térmico (m ³)	Energía térmica anual producida (MWht/año)	Área total ocupada (m ²)	Energía térmica anual por unidad de área (MWht/año·m ²)
242	75.471,7	508.690	0,14836
363	75.462,4	508.690	0,14835
484	75.364,3	508.690	0,14815
605	75.286,8	508.690	0,14800
726	75.219,8	508.690	0,14787
847	75.160,1	508.690	0,14775
968	75.102,4	508.690	0,14764

Fuente: propia

Tabla 8.26 Estudio con múltiplo solar de 1,4

Volumen de almacenamiento térmico (m ³)	Energía térmica anual producida ($\frac{\text{MWht}}{\text{año}}$)	Área total ocupada (m ²)	Energía térmica anual por unidad de área ($\frac{\text{MWht}}{\text{año}\cdot\text{m}^2}$)
242	80.451,8	653.203	0,12316
363	81.447,8	653.203	0,12469
484	81.441,5	653.203	0,12468
605	81.346,8	653.203	0,12454
726	81.261,6	653.203	0,12440
847	81.185,2	653.203	0,12429
968	81.110,6	653.203	0,12417

Fuente: propia

Tabla 8.27 Estudio con múltiplo solar de 1,5

Volumen de almacenamiento térmico (m ³)	Energía térmica anual producida ($\frac{\text{MWht}}{\text{año}}$)	Área total ocupada (m ²)	Energía térmica anual por unidad de área ($\frac{\text{MWht}}{\text{año}\cdot\text{m}^2}$)
242	84.568,5	626.251	0,13504
363	86.319,17	626.251	0,13783
484	87.358,07	626.251	0,13949
605	87.423,42	626.251	0,13960
726	87.326,52	626.251	0,13944
847	87.243,42	626.251	0,13931

Fuente: propia

Tabla 8.28 Estudio con múltiplo solar de 1,6

Volumen de almacenamiento térmico (m ³)	Energía térmica anual producida ($\frac{\text{MWht}}{\text{año}}$)	Área total ocupada (m ²)	Energía térmica anual por unidad de área ($\frac{\text{MWht}}{\text{año}\cdot\text{m}^2}$)
242	86.667,8	619.857	0,13982
363	89.920,4	619.857	0,14507
484	91.699,8	619.857	0,14794
605	92.762,5	619.857	0,14965
726	93.072,5	619.857	0,15015
847	92.993,7	619.857	0,15002
968	92.902,7	619.857	0,14988

Fuente: propia

Tabla 8.29 Estudio con múltiplo solar de 1,7

Volumen de almacenamiento térmico (m ³)	Energía térmica anual producida (MWht/año)	Área total ocupada (m ²)	Energía térmica anual por unidad de área (MWht/año·m ²)
242	88.838,1	594.686	0,14939
363	92.314,1	594.686	0,15523
484	95.122,9	594.686	0,15995
605	97.016,5	594.686	0,16314
726	98.259,9	594.686	0,16523
847	98.835,9	594.686	0,16620
968	98.914,1	594.686	0,16633

Fuente: propia

Tabla 8.30 Estudio con múltiplo solar de 1,8

Volumen de almacenamiento térmico (m ³)	Energía térmica anual producida (MWht/año)	Área total ocupada (m ²)	Energía térmica anual por unidad de área (MWht/año·m ²)
242	90.556,5	674.085	0,13434
363	94.438,8	674.085	0,14010
484	97.836,2	674.085	0,14514
605	100.703,5	674.085	0,14939
726	102.626,9	674.085	0,15225
847	103.927,1	674.085	0,15418
968	104.763,1	674.085	0,15542

Fuente: propia

Tabla 8.31 Estudio con múltiplo solar de 1,9

Volumen de almacenamiento térmico (m ³)	Energía térmica anual producida (MWht/año)	Área total ocupada (m ²)	Energía térmica anual por unidad de área (MWht/año·m ²)
242	91.866,7	722.243	0,12720
363	96.254,3	722.243	0,13327
484	100.059,7	722.243	0,13854
605	103.600,8	722.243	0,14344
726	106.103,3	722.243	0,14691
847	108.342,5	722.243	0,15001
968	109.762,3	722.243	0,15197

Fuente: propia

Tabla 8.32 Estudio con múltiplo solar de 2

Volumen de almacenamiento térmico (m ³)	Energía térmica anual producida ($\frac{\text{MWh}}{\text{año}}$)	Área total ocupada (m ²)	Energía térmica anual por unidad de área ($\frac{\text{MWh}}{\text{año} \cdot \text{m}^2}$)
242	93.302,2	801.237	0,11645
363	97.874,2	801.237	0,12215
484	102.109,7	801.237	0,12744
605	105.738,5	801.237	0,13197
726	109.075,8	801.237	0,13613
847	111.845,9	801.237	0,13959
968	114.145,8	801.237	0,14246

Fuente: propia

Al igual que se procedió en el primer estudio, a continuación se muestran unas gráficas que serán de ayuda para analizar los resultados obtenidos.

En la Figura 8.9 se muestra la energía térmica anual producida por la planta solar térmica frente al volumen de almacenamiento térmico.

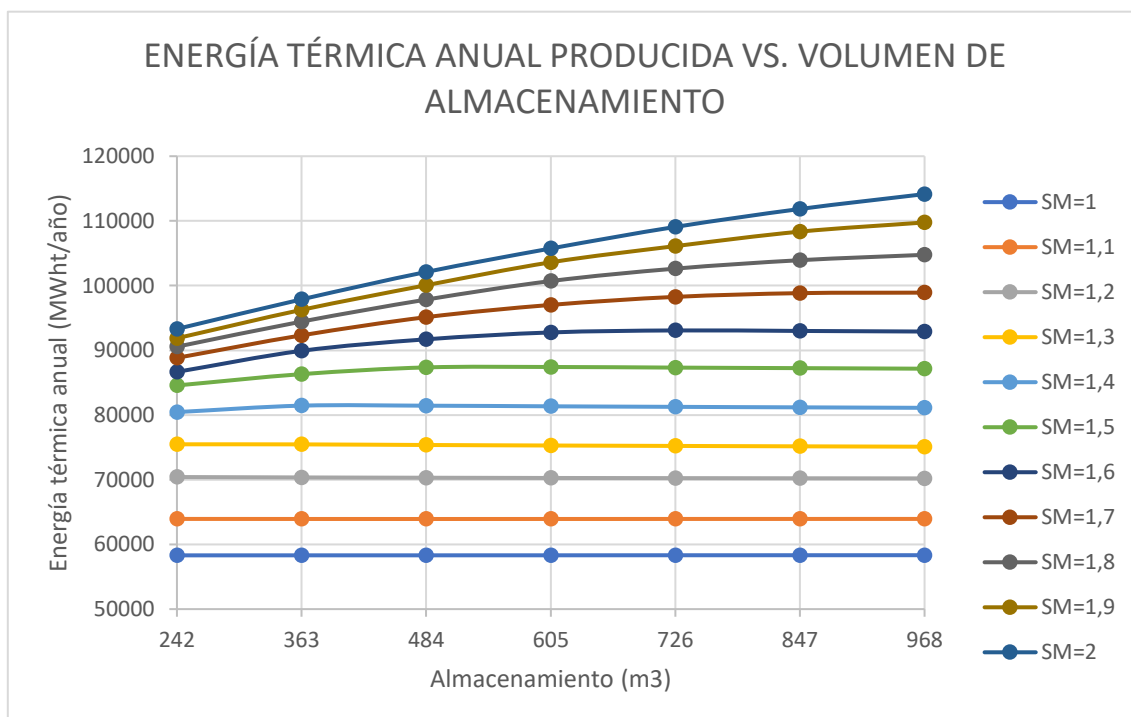


Figura 8.9 Energía térmica anual por unidad de área frente al volumen de almacenamiento, ajuste fino

Fuente: propia

En la Figura 8.9 se muestra la tendencia que ya se observó en el primer estudio, a medida que se aumenta el múltiplo solar y el almacenamiento térmico, también lo hace la energía térmica producida, teniendo en cuenta las limitaciones que ya han sido explicadas detalladamente en el primer estudio.

Asimismo, se observa que a partir de un valor de múltiplo solar de 1,4 ($SM=1,4$) el almacenamiento térmico de 1h ($242m^3$) se queda corto para almacenar toda la energía que es posible producir. Para valores inferiores del múltiplo solar ($SM=1$, $SM=1,1$, $SM=1,2$ y $SM=1,3$) se observa que es suficiente emplear un almacenamiento térmico con capacidad para 1h ($242m^3$).

Siendo así, se muestra que para valores de 1,4, 1,5 y 1,6 del múltiplo solar ($SM=1,4$, $SM=1,5$ y $SM=1,6$), es suficiente emplear almacenamiento térmico comprendido entre una y cuatro horas. Se muestra a continuación.

Atendiendo a la Figura 8.9, se observa que para un múltiplo solar de 1,4 ($SM=1,4$) es suficiente un almacenamiento de 1,5h ($363m^3$), para un múltiplo solar de 1,5 ($SM=1,5$) lo es de 2,5h ($605m^3$), y para un múltiplo solar de 1,6 ($SM=2$) lo es de 3h ($726m^3$).

A su vez, también se observa que a partir de un múltiplo solar de 1,7 ($SM=1,7$, $SM=1,8$, $SM=1,9$ y $SM=2$), la energía térmica que sería posible producir es demasiado elevada para que los volúmenes de almacenamiento comprendidos entre 1h y 4h sean suficientes, por lo que tendrían que emplearse tanques mayores.

Por otro lado, se debe destacar un comportamiento que ha sido observado en los resultados obtenidos en el estudio del ajuste fino.

Se ha observado que aumentar el múltiplo solar no siempre implica aumentar el área total requerida para la instalación.

Lo cierto es que, al aumentar el múltiplo solar, sí aumentan el número de heliostatos empleados, pero no tiene por qué hacerlo el área total ocupada. El algoritmo de colocación ejecutado por SAM optimiza los resultados, de modo que el área ocupada para cada caso sea la menor posible, siendo factible así que un mayor múltiplo solar no implique una mayor área ocupada.

Eso sí, está claro que la diferencia de área ocupada es reducida y que esta situación únicamente ocurre para valores de múltiplo solares muy cercanos entre sí.

Un ejemplo de este caso se observa para los múltiplos solar de 1 y 1,1 ($SM=1$ y $SM=1,1$). Como se muestra en la Tabla 8.22 y Tabla 8.23, el área total ocupada al emplear un múltiplo solar de 1 ($SM=1$) es de aproximadamente $518.969m^2$, mientras que para un valor de 1,1 ($SM=1,1$) es de $489.993m^2$.

Asimismo, en la Figura 8.10 y Figura 8.11, se adjuntan capturas de pantalla de SAM en las que se demuestra esta diferencia de áreas ocupadas para valores de múltiplo solar de 1 y 1,1 ($SM=1$ y $SM=1,1$), a la vez que el número de heliostatos obtenidos.

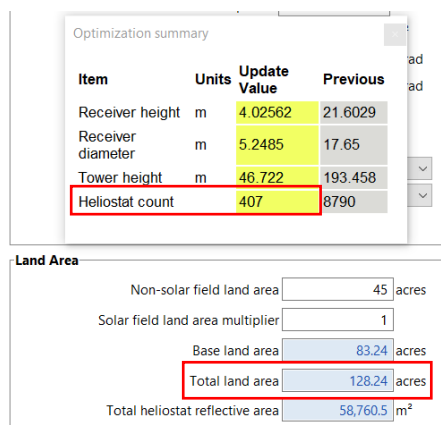


Figura 8.10 SAM – Ejecución para múltiplo solar de 1

Fuente: propia

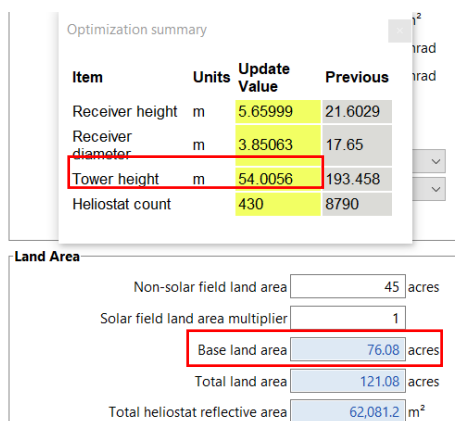


Figura 8.11 SAM – Ejecución para múltiplo solar de 1,1

Fuente: propia

Como se ha comentado, se observa que para el caso de un múltiplo solar de 1 (SM=1) el área total ocupada es mayor que aquella para un múltiplo solar de 1,1 (SM=1), a la vez que el número de heliostatos es menor.

Tras esto, se muestra en la Figura 8.12 la energía térmica anual producida por unidad de área ocupada frente al volumen de almacenamiento térmico para el ajuste fino, gráfico a partir del cual se determinará el múltiplo solar óptimo para la planta solar térmica.

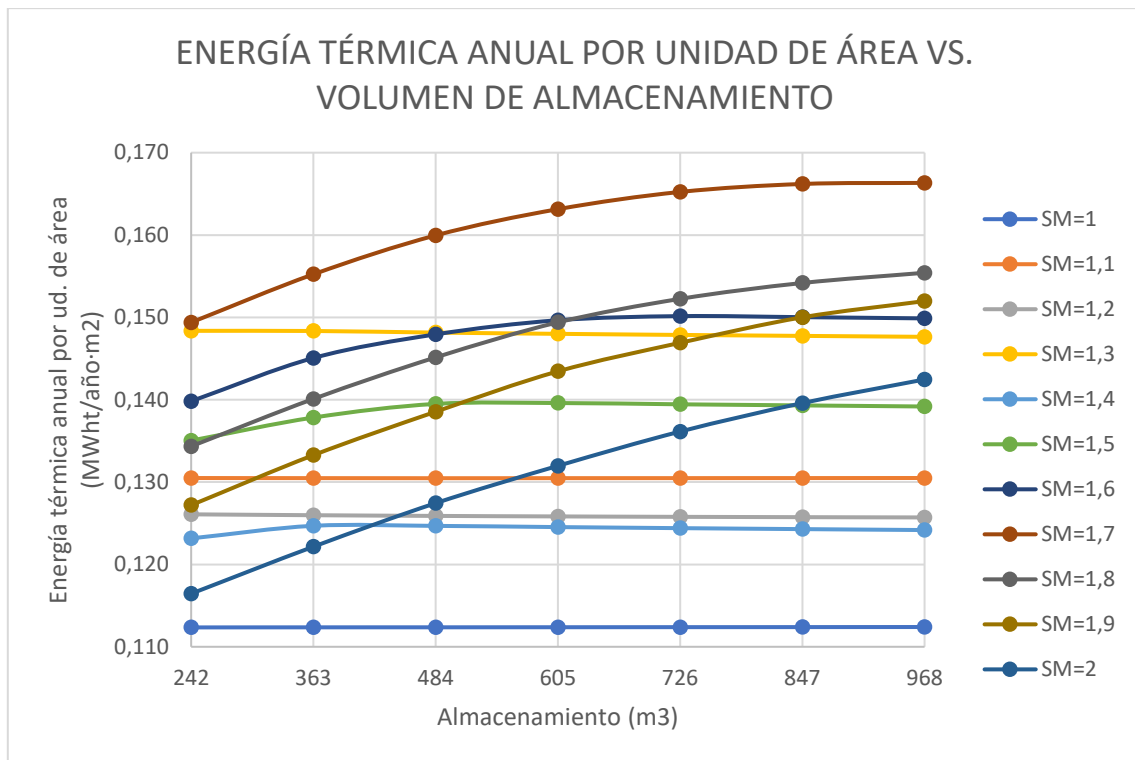


Figura 8.12 Energía térmica anual por unidad de área frente al volumen de almacenamiento, ajuste fino

Fuente: propia

De la Figura 8.12 se observa que el múltiplo solar óptimo es de 1,7 (SM=1,7) para cualquiera de los almacenamientos dados.

Es decir, empleando un múltiplo solar de diseño de 1,7 (SM=1,7) para la planta solar térmica, la energía térmica anual producida por unidad de área ocupada será máxima, optimizando así el espacio ocupado por la instalación.

De igual modo, se puede observar en la Figura 8.12, al igual que en la Figura 8.9 o Figura 8.13, que la curva para un múltiplo solar de 1,7 (SM=1,7) comienza a aplanarse en torno a las 3h-4h de almacenamiento térmico, por lo que sería el almacenamiento idóneo entre los graficados, aquel que permitiría almacenar prácticamente toda la energía que es posible producir por el campo de heliostatos.

Asimismo, como complemento a la Figura 8.12, se muestra en la Figura 8.13 un gráfico en el que se representa la energía térmica anual producida por unidad de área ocupada frente al múltiplo solar. Este gráfico aporta la misma información que el anterior, pero quizás es más sencillo observar en él cómo el múltiplo solar con el que se optimiza la energía térmica anual producida por unidad de área es de 1,7 (SM=1,7) para cualquiera de los almacenamientos empleados.

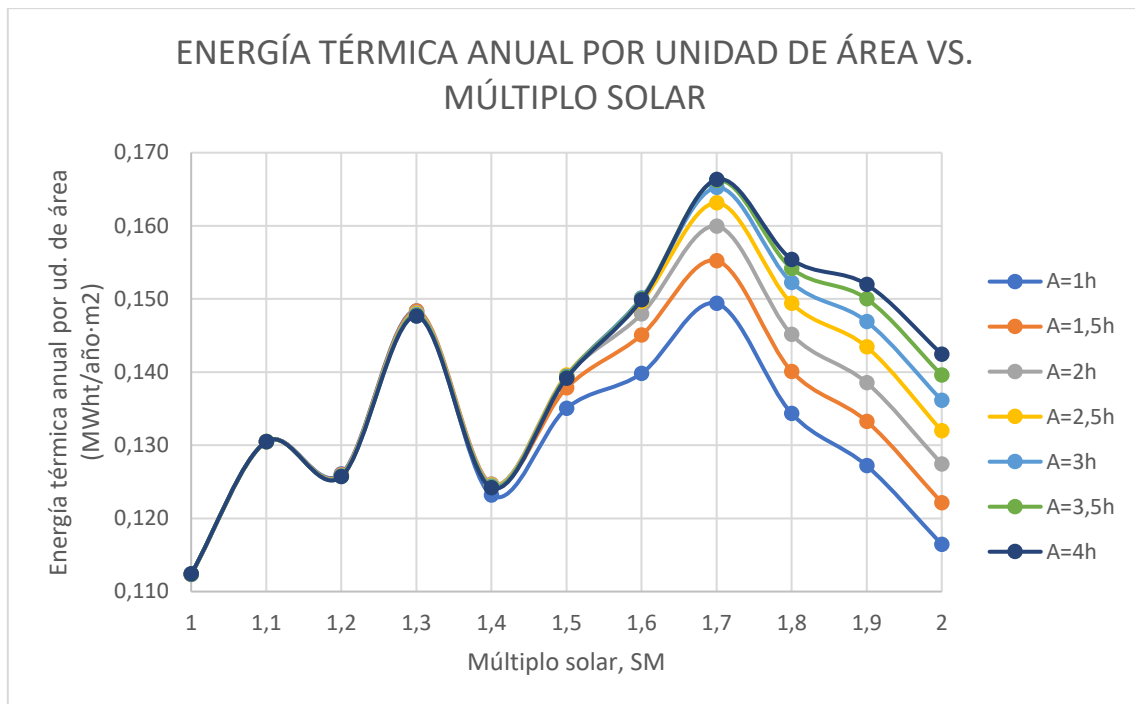


Figura 8.13 Energía térmica anual por unidad de área frente al múltiplo solar

Fuente: propia

Por tanto, se concluye que la planta solar térmica debe tener un múltiplo solar de 1,7 ($SM=1,7$) para cualquier almacenamiento comprendido entre 1h y 4h ($242m^3$ y $968m^3$), logrando así una operación óptima según el criterio tomado.

Para la operación de la planta solar térmica diseñada en este trabajo se decide emplear un almacenamiento térmico de 3h ($726m^3$), pues aunque con 3,5h o 4h sería posible aumentar la energía térmica producida, se considera que este aumento de energía obtenida no es lo suficientemente significativo como para justificar el aumento de almacenamiento térmico requerido.

Asimismo, en la Tabla 8.33 se muestran los parámetros característicos de la planta solar térmica de torre central con la que se procede a realizar la hibridación del ciclo combinado.

Todos estos parámetros han sido obtenidos a partir de la simulación en SAM, donde los pasos seguidos son explicados en el capítulo 7 *Metodología* (subapartado 7.2.1).

Tabla 8.33 Parámetros característicos para la planta solar térmica de torre central

Energía térmica anual producida $\left(\frac{\text{MWht}}{\text{año}}\right)$	98.256
Energía térmica anual producida por unidad de área $\left(\frac{\text{MWht}}{\text{año}\cdot\text{m}^2}\right)$	0,1652
Múltiplo solar	1,7
Área total ocupada (m ²)	594.686
Horas de almacenamiento (h)	3
Volumen de almacenamiento (m ³)	726
Número de heliostatos	650
Área reflectante total de heliostatos (m ²)	93.844
Altura de la torre (m)	76,50
Altura del receptor (m)	8,18
Potencia térmica en el receptor (MWt)	51

Fuente: propia

Se observa que la altura obtenida para la torre se encuentra dentro de un rango adecuado, pues las torres suelen ser de altura comprendida entre los 50 y 250 metros para una potencia térmica en el receptor de entre 20 y 600MWt.

8.3 Planta híbrida de ciclo combinado

Como ha sido explicado en capítulos anteriores, el planteamiento seguido ha consistido en realizar la hibridación sobre el ciclo combinado operando con un grado de carga del 77,7%. Tras realizar la hibridación, mediante una cesión de calor al vapor de alta a partir de una planta solar térmica de torre central, se logra aumentar la potencia producida por el ciclo de vapor hasta el valor correspondiente para el ciclo combinado bajo un grado de carga del 94,7%.

Por tanto, en este subapartado se proceden a analizar los principales efectos que supone la hibridación del ciclo combinado de estudio bajo las condiciones indicadas.

En primer lugar, tomando como referencia el ciclo combinado operando con un grado de carga del 77,7%, se determina la energía eléctrica adicional que la planta solar térmica permite obtener tras realizar la hibridación.

Del capítulo 8 *Presentación y análisis de resultados* (subapartado 8.1.1), se obtuvo que, tomando como referencia el ciclo combinado operando con un grado de carga del 77,7%, la potencia térmica requerida en el intercambiador de calor para lograr aumentar la potencia producida por el ciclo de vapor hasta el valor correspondiente para el ciclo combinado al 94,7%, era de 30MWt.

Por tanto, el número de horas anuales durante las que el ciclo combinado al 77,7% puede aumentar la potencia producida por el ciclo de vapor hasta el valor correspondiente para el 94,7% de carga, gracias al aporte solar, se obtiene como el cociente entre la energía térmica producida por la planta solar térmica anualmente y la potencia térmica requerida en el intercambiador.

Se muestra el cálculo correspondiente en (8.1):

$$t \text{ (h/año)} = \frac{E_{\text{planta solar térmica}}}{P_{\text{intercambiador}}} \quad (8.1)$$

Sustituyendo valores:

$$t \text{ (h/año)} = \frac{98.256 \text{ MWht/año}}{30 \text{ MWt}} = 3.275 \text{ h/año} \quad (8.2)$$

Se obtiene que la planta solar térmica puede aportar la potencia térmica requerida en el intercambiador de calor durante 3.275h al año.

Además, como se indica en el capítulo 8 *Presentación y análisis de resultados* (subapartado 8.1.1), al realizar el aporte solar sobre el ciclo combinado al 77,7% se logra aumentar la potencia producida en el ciclo de vapor hasta el valor correspondiente a un 94,7%, lo que equivale a que el ciclo de vapor pasa de producir 55,74MW (grado de carga del 77,7%) a 70,14MW (grado de carga del 94,7%).

Siendo así, la potencia neta adicional producida por el ciclo combinado (directamente por el ciclo de vapor) al realizar la hibridación sobre el ciclo al 77,7% de carga es:

$$\Delta \dot{W} = 70,14 \text{ MW} - 55,74 \text{ MW} = 14,4 \text{ MW} \quad (8.3)$$

Suponiendo que la planta de ciclo combinado tiene un rendimiento del 97%, la potencia eléctrica producida por la misma es:

$$\dot{W}_e = 0,97 \cdot 14,4 \text{ MW} = 13,97 \text{ MWe} \quad (8.4)$$

Por tanto, teniendo en cuenta que la planta de ciclo combinado híbrida puede producir una potencia eléctrica extra de 13,97MWe durante 3.275h al año, la energía eléctrica adicional que es posible obtener anualmente al hibridar la planta es:

$$E = 13,97MW \cdot 3.275h = 45.751,75MWh = 45,75GWh \quad (8.5)$$

Siendo así, se concluye que al acoplar la planta solar térmica de torre central al ciclo combinado bajo las condiciones de operación indicadas, la planta híbrida es capaz de producir 45,75GWh de energía eléctrica adicional al año que no tendría asociado consumo de combustible fósil

En la Tabla 8.34 se comparan los parámetros característicos para el ciclo combinado al 77,7% de carga sin hibridación y con hibridación.

Tabla 8.34 Ciclo combinado en configuración 2x1 al 77,7% sin y con hibridación

	Ciclo combinado sin hibridación al 77,7%	Ciclo combinado con hibridación al 77,7%
\dot{m}_a (kg/s)	193,26 (x2)	193,26 (x2)
\dot{m}_{comb} (kg/s)	3,57 (x2)	3,57 (x2)
\dot{W}_{TG} (MW)	60,29 (x2)	60,29 (x2)
\dot{m}_v (kg/s)	31,12 (x2)	31,12 (x2)
T_{V1} (°C)	350	525
\dot{W}_{TV} (MW)	55,74	70,14
\dot{W}_{CC} (MW)	176,31	190,72

Fuente: propia

En la Tabla 8.34 se muestra cómo al aumentar la temperatura del vapor de entrada a turbina (T_{V1}) en el caso híbrido, la potencia neta producida por el ciclo combinado (directamente por el ciclo de vapor) se incrementa en 14,4MWt respecto al caso sin hibridar. Asimismo, como ya ha sido calculado anteriormente, esta potencia adicional puede ser producida durante 3.275h en un año, dando lugar a una producción adicional anual de 45,75GWh de energía eléctrica.

En segundo lugar, se procede a calcular el combustible ahorrado al hibridar el ciclo combinado. Para ello, conociendo que tras realizar la hibridación sobre el ciclo combinado al 77,7% la potencia producida por el ciclo de vapor alcanza el valor correspondiente para el ciclo combinado sin hibridar al 94,69%, se compara el consumo de combustible entre estas dos operaciones. A su vez, el ahorro de combustible permitirá determinar las emisiones evitadas en el caso híbrido.

El caudal másico de gas natural consumido por el ciclo combinado híbrido al 77,7% de carga es de 3,57kg/s, mientras que el ciclo combinado sin hibridar al 94,7% consume 4,17kg/s.

Entonces, el ahorro en el consumo de combustible es:

$$\Delta\dot{m}_{comb} \left(\frac{kg}{s} \right) = 4,17 \frac{kg}{s} - 3,57 \frac{kg}{s} = 0,6 \frac{kg}{s} \quad (8.6)$$

Se obtiene que al realizar la hibridación es posible ahorrar 0,6kg/s de combustible.

Además, teniendo en cuenta que la planta híbrida puede operar durante 3.275h al año en las condiciones de diseño, el combustible ahorrado en un año es:

$$\dot{m}_{comb} (kg) = 0,6 \frac{kg}{s} \cdot 3.275h \cdot \frac{3.600s}{1h} = 7.074.000 kg \quad (8.7)$$

Se obtiene que es posible ahorrar 7.074t de gas natural al año.

Una vez conocida la cantidad de gas natural que es posible ahorrar anualmente, se procede a determinar la cantidad de emisiones de CO₂ que es posible evitar. Esta última cantidad se puede determinar a partir del factor de emisiones del gas natural.

Según la fuente [46], el factor de emisión de CO₂ del gas natural para la combustión estacionaria es de 56,13 $\frac{kg CO_2}{GJ_{PCI}}$, mientras que el PCI para el gas natural es de 48,52 $\frac{GJ}{t}$.

Por tanto, teniendo en cuenta que el hibridar el ciclo es posible consumir 7.074t de gas natural menos al año, la cantidad de CO₂ que es posible dejar de emitir es:

$$56,13 \frac{kg CO_2}{GJ} \cdot 48,52 \frac{GJ}{t} \cdot 7.074t = 19.265.527 kg CO_2 \quad (8.8)$$

Se obtiene que al realizar la hibridación es posible ahorrar la emisión de 19.265,5t de CO₂ anualmente.

Por otro lado, como ha sido comentado en sucesivas ocasiones, el ciclo combinado sin hibridar al 94,7% produce mayor potencia que el ciclo combinado híbrido al 77,7%, pues el ciclo de gas sigue operando a carga parcial tras realizar la

hibridación. Siendo así, es de interés comparar el valor de SFC (*Specific Fuel Consumption*) para estas dos operaciones del ciclo combinado, obteniendo con cuál de los dos es posible producir mayor potencia por cantidad de combustible consumido.

En la tabla 8.35 se comparan los parámetros característicos para el ciclo combinado híbrido al 77,7% de carga y el ciclo combinado sin hibridar al 94,7%.

Tabla 8.35 Ciclo combinado en operación 2x1 híbrido al 77,7% frente sin hibridar al 94,7%

	Ciclo combinado sin hibridación al 94,7%	Ciclo combinado con hibridación al 77,7%
\dot{m}_a (kg/s)	193,26 (x2)	193,26 (x2)
\dot{m}_{comb} (kg/s)	4,17 (x2)	3,57 (x2)
\dot{W}_{TG} (MW)	72,42 (x2)	60,29 (x2)
\dot{m}_v (kg/s)	31,12 (x2)	31,12 (x2)
T_{V1} (°C)	525	525
\dot{W}_{TV} (MW)	70,14	70,14
\dot{W}_{CC} (MW)	214,97	190,72
SFC(g/kWh)	139,67	134,77

Fuente: propia

Se obtiene que el SFC para el ciclo combinado híbrido al 77,7% de carga es menor que el correspondiente para el ciclo combinado sin hibridar al 94,7%, lo que indica que para el caso híbrido es posible producir una misma cantidad de potencia consumiendo un menor caudal de combustible.

Asimismo, como ha sido comentado anteriormente, se muestra que el ciclo combinado sin hibridar al 94,7% produce 24,25MW más de potencia térmica que el ciclo combinado híbrido al 77,7%, debido a que el ciclo de gas sigue operando a carga parcial tras realizar la hibridación.

Con esto, se finaliza el análisis de los principales efectos que supone la hibridación del ciclo combinado al 77,7% de carga, donde las dos referencias tomadas para ello han sido el ciclo combinado sin hibridar al 77,7% y el ciclo combinado sin hibridar al 94,7%.

9 CONCLUSIONES

9.1 Conclusiones

La principal finalidad del presente Trabajo Fin de Grado ha sido determinar la energía eléctrica adicional que es posible producir en un ciclo combinado gas-vapor al realizar sobre él una hibridación gas-solar, así como la correspondiente reducción del consumo de combustible y emisión de CO₂. Además, se han podido obtener las dimensiones requeridas para la planta solar térmica según el criterio de diseño adoptado.

Para alcanzar este propósito se ha seguido el siguiente planteamiento.

En primer lugar, se ha modelado el Ciclo Combinado II de la Central Térmica de Granadilla (Tenerife) en el software de simulación DWSIM. A continuación, el modelo ha sido empleado para simular diez casos de estudio, donde en cada uno de ellos se ha reducido el grado de carga del ciclo a partir de la inyección de combustible. En cada caso el consumo de combustible se ha disminuido un 2% respecto al anterior, de modo que el ciclo combinado ha sido simulado hasta operar con un 20% menos de gas natural en relación con el caso nominal. Siendo así, en función de los valores obtenidos para las distintas simulaciones, se ha decidido seleccionar el ciclo combinado bajo un grado de carga del 77,7% como punto de diseño sobre el que realizar la hibridación solar-fósil.

En este estudio del ciclo combinado a carga parcial el caudal de vapor se ha mantenido constante, de modo que la consecuencia directa de la reducción del grado de carga sobre el ciclo de vapor ha sido una disminución de la temperatura de entrada a turbina. Siendo así, se ha diseñado la hibridación del ciclo combinado a partir de un intercambio de calor agua-sal fundida en serie al vapor de entrada a turbina. Con ello, la sal fundida calentada por la planta solar térmica es capaz de aumentar la temperatura del vapor de entrada a turbina, incrementándose así la potencia generada por el ciclo de vapor con un menor consumo de combustible.

En segundo lugar, se ha diseñado la planta solar térmica empleando la tecnología de torre central, a partir del software SAM (*System Advisor Model*), con el objetivo de aumentar la potencia generada por el ciclo de vapor hasta el valor correspondiente para el ciclo combinado al 96,5% de carga. Asimismo, la planta solar térmica ha sido diseñada bajo el criterio de optimizar el espacio ocupado por la instalación. Por ello, tomando como variables el múltiplo solar y la capacidad de almacenamiento térmico, se han realizado múltiples análisis de sensibilidad con el objetivo de obtener la planta solar térmica que permita conseguir el mayor valor de energía térmica producida por unidad de área ocupada.

Estudiando la planta solar térmica para valores de múltiplo solar comprendidos entre uno y tres, y almacenamiento térmico entre una y seis horas, se obtuvo que la planta solar óptima es aquella que opera con un múltiplo solar de 1,7 y con almacenamiento térmico de 3 horas.

En tercer y último lugar, se obtuvo que al realizar la hibridación gas-solar es posible producir 45,75GWh de energía eléctrica adicional anualmente, que no tendría asociado consumo de combustible fósil. Asimismo, se ahorran 7.074t de gas natural al año, equivalente a emitir 19.266t menos de CO₂.

Además, se debe destacar la importancia de los softwares empleados, que han sido fundamentales para poder realizar los distintos estudios necesarios con los que se han logrado alcanzar los objetivos planteados en este Trabajo Fin de Grado.

Por un lado, se ha demostrado que un software no comercial como DWSIM es válido para simular sistemas termodinámicos de alta complejidad, como ha sido el ciclo combinado modelado. Gracias a él, ha sido posible realizar el análisis del ciclo de una manera rápida y eficaz, pudiendo obtener un gran volumen de datos.

En cuanto a SAM (*System Advisor Model*), su uso ha sido fundamental para poder obtener la planta solar térmica con los valores de múltiplo solar y almacenamiento térmico óptimos según el criterio adoptado, permitiendo realizar sucesivos estudios de sensibilidad.

Del presente Trabajo Fin de Grado se ha podido observar la capacidad de aprovechamiento del recurso solar, dando cuenta que la hibridación gas-solar permite producir electricidad de una manera más eficiente y sostenible, reduciendo la elevada dependencia fósil que caracteriza al territorio canario.

Asimismo, la hibridación solar-fósil supondría un impulso en la integración de las energías renovables en Canarias, donde la transición energética avanza lentamente y urge tomar medidas de cara al cumplimiento de los próximos objetivos, nacionales e internacionales, en materia energética y medioambiental.

Por otro lado, a pesar de que Canarias es un territorio que cuenta con unas condiciones climáticas ideales para la producción renovable, se debe tener en cuenta la presencia de importantes limitaciones, como son un sistema eléctrico aislado o el reducido espacio disponible.

No obstante, pese a las limitaciones características de este territorio, que dificultan la integración de las energías renovables, se debe hacer un esfuerzo, tanto político como económico, que permita aprovechar el gran potencial de recursos naturales disponible en esta área geográfica. Con ello, impulsar la transición energética en Canarias y avanzar hacia un desarrollo sostenible.

9.2 Conclusions

The main goal of this Final Degree Project was to determine the additional electric energy that is possible to produce in a combined cycle after performing a gas-solar hybridization as well as the corresponding reduction in consumption of fuel and CO₂ emissions.

First, the Combined Cycle II of the Granadilla Thermal Power Plant (Tenerife) has been modelled in the simulation software DWSIM. Then, the model has been used to simulate ten case studies, where in each of them the degree of load of the cycle has been reduced from the fuel injection. In each case the fuel consumption has been decreased by 2% compared to the previous one, so that the combined cycle has been simulated to operate with 20% less natural gas compared to the nominal case. Based on the values obtained for the different simulations, it has been decided to select the combined cycle under a load degree of 77,67% as the design point on which to carry out the solar-fossil hybridization.

In this partial load study, the steam flow rate has been kept constant, so that the direct consequence of the reduction of the load degree on the steam cycle has been a decrease in the turbine inlet temperature. This being so, the hybridization of the combined cycle has been designed based on a molten salt-water heat exchange in series with the turbine inlet steam. With this, the molten salt heated by the solar thermal plant can increase the temperature of the turbine inlet steam, thus increasing the power generated by the steam cycle with lower fuel consumption.

Secondly, the solar thermal plant has been designed using central tower technology, based on the SAM (System Advisor Model) software, with the aim of increasing the power generated by the steam cycle to the corresponding value for the combined cycle at 96,49% load. Likewise, the solar thermal plant has been designed under the criterion of optimizing the space occupied by the installation. Thus, taking as variables the solar multiple and the thermal storage capacity, multiple sensitivity analyses have been carried out with the objective of obtaining the solar thermal plant that allows to obtain the highest value of thermal energy produced per unit of occupied area.

Studying the solar thermal plant for solar multiple values between one and three, and thermal storage between one and six hours, it was obtained that the optimal solar plant is the one that operates with a solar multiple of 1,7 and with a thermal storage of 3 hours.

Thirdly and lastly, it was obtained that by carrying out gas-solar hybridization it is possible to produce 45,75GWh of additional electric energy annually. Likewise, 7.074t of natural gas are saved per year, equivalent to emitting 19.265,5t less of CO₂.

In addition, the importance of the software used must be emphasized, which has been fundamental to be able to carry out the different studies necessary to achieve the objectives set out in this Final Degree Project.

On the one hand, it has been demonstrated that a non-commercial software such as DWSIM is valid to simulate highly complex thermodynamic systems, such as the modelled combined cycle. Thanks to it, it has been possible to carry out the analysis of the cycle in a fast and efficient way, being able to obtain a large volume of data.

As for SAM (System Advisor Model), its use has been fundamental to obtain the solar thermal plant with the optimal solar multiple and thermal storage values according to the adopted criteria, allowing successive sensitivity studies to be carried out.

From this Final Degree Project it has been possible to observe the capacity to take advantage of the solar resource, realizing that the solar-fossil hybridization allows to produce electricity in a more efficient and sustainable way, reducing the high fossil dependence that characterizes the Canary Islands territory.

Likewise, solar-fossil hybridization would mean a boost in the integration of renewable energies in the Canary Islands, where the energy transition is advancing slowly, and it is urgent to take measures in order to meet the next national and international objectives in energy and environmental matters.

On the other hand, despite the fact that the Canary Islands is a territory with ideal climatic conditions for renewable energy production, it must be taken into account the presence of important limitations, such as an isolated electrical system or the limited space available.

However, in spite of the limitations of the Canary Islands territory that hinder the integration of renewable energies, an effort must be made, both politically and economically, to take advantage of the great potential of natural resources available in this geographical area. With this, to promote the energy transition in the Canary Islands, which is no longer an option but an obligation, and to advance towards sustainable development.

10 REFERENCIAS

[1] Comisión Europea. “Estado de la Unión de la Energía 2021: Las energías renovables superan a los combustibles fósiles y pasan a ser la principal fuente de energía de la UE”. Accedido: May.24, 2022. [Online]. Disponible en:

https://ec.europa.eu/commission/presscorner/detail/es/ip_21_5554

[2] El Consejo de la Unión Europea. “Cambio climático: lo que está haciendo la UE”. Accedido: May.24,2022. [Online]. Disponible en:

<https://www.consilium.europa.eu/es/policies/climate-change/#:~:text=En%20abril%20de%202021%2C%20el,UE%20en%20junio%20de%202021>

[3] Red Eléctrica de España. “Informe del Sistema Eléctrico Español 2020”. Accedido: Jun.7, 2022. [Online]. Disponible en:

https://www.ree.es/sites/default/files/publication/2022/05/downloadable/inf_sis_elec_ree_2020_0.pdf

[4] ISTAC (Gobierno de Canarias). “Anuario Energético de Canarias 2020”. Accedido: Jun.7, 2022. [Online]. Disponible en:

https://www3.gobiernodecanarias.org/ceic/energia/oecan/files/Anuario_Energetico_de_Canarias_2020.pdf

[5] Red Eléctrica de España. “El sistema eléctrico canario”. Accedido: Jun.7, 2022. [Online]. Disponible en:

https://www.ree.es/sites/default/files/downloadable/diptico_canarias_2016_esp.pdf

[6] El Consejo de la Unión Europea. “Acuerdo de París sobre el Cambio Climático”. Accedido: Jun.10, 2022. [Online]. Disponible en:

<https://www.consilium.europa.eu/es/policies/climate-change/paris-agreement/>

[7] Energía y Sociedad. “El cambio climático y los acuerdos internacionales”. Accedido: Jun.10, 2022. [Online]. Disponible en:

https://www.energiaysociedad.es/manual-de-la-energia/3-1-el-cambio-climatico-y-los-acuerdos-internacionales/#_ftn83

[8] La Moncloa. “Plan Nacional Integrado de Energía y Clima 2021-2030”. Accedido: Jun.11, 2022. [Online]. Disponible en:

<https://www.lamoncloa.gob.es/consejodeministros/Paginas/enlaces/220219-plan.aspx>

[9] Vector Renewables. “El Sistema eléctrico español: características y próximos retos”. Accedido: Jun.11, 2022. [Online]. Disponible en:

<https://www.vectorenrenewables.com/es/recursos/blog/sistema-electrico-espanol>

[10] elDiario.es. “El camino hacia la descarbonización de las centrales térmicas en Canarias”. Accedido: Jun.15, 2022. [Online]. Disponible en:

https://www.eldiario.es/canariasahora/energia/camino-descarbonizacion-centrales-termicas-canarias_1_7935488.html

[11] Gobierno de Canarias. “Plan de Transición Energética de Canarias, PTECan-2030”. Accedido: Jun.15,2022. [Online]. Disponible en:

<https://www.gobiernodecanarias.org/energia/materias/planificacion/>

[12] Çengel, Y. A. (2019). Termodinámica.

[13] Universidad de Cantabria. “Centrales de Generación de Energía Eléctrica”. Accedido: Abr.16,2022. [Online]. Disponible en:

<https://ocw.unican.es/pluginfile.php/1160/course/section/1407/bloque-energia-IV.pdf>

[14] EVE (Ente Vasco de la Energía). “El Ciclo Combinado”. Accedido: Abr.16,2022. [Online]. Disponible en:

<https://www.eve.eus/Conoce-la-Energia/Multimedia/Infografias/El-ciclo-combinado?lang=es-es>

[15] Nord, L. O. (2010). Pre-combustion CO₂ capture: Analysis of integrated reforming combined cycle.

[16] Sharma, M., & Singh, O. (2017). Exergy analysis of the dual pressure HRSG for varying physical parameters. Applied Thermal Engineering, 114, 993-1001.

[17] Valdés, M., Durán, M. D., & Rovira, A. (2003). Thermo-economic optimization of combined cycle gas turbine power plants using genetic algorithms. Applied Thermal Engineering, 23(17), 2169-2182.

[18] García, S. S., & Moñux, F. G. (2006). Centrales térmicas de ciclo combinado: teoría y proyecto. Ediciones Díaz de Santos.

[19] Srinivas, T., Gupta, A. V. S. S. K. S., & Reddy, B. V. (2008). Thermodynamic modeling and optimization of multi-pressure heat recovery steam generator in combined power cycle.

[20] El Periódico de la Energía. “Ciclos combinados en España o cómo desperdiciar 13.100 millones”. Accedido: Abr 18,2022. [Online]. Disponible en:

<https://elperiodicodelaenergia.com/ciclos-combinados-en-espana-o-como-desperdiciar-13-100-millones/#:~:text=Es%20el%20caso%20de%20los,mayor%20capacidad%20en%20toda%20Espa%C3%B1a>

[21] El Mundo. “Luz verde al desmantelamiento de la primera central de gas en España”. Accedido: Abr 18,2022. [Online]. Disponible en:

<https://www.elmundo.es/economia/2015/03/17/5507306822601d08168b4580.html>

[22] El Periódico de la Energía. “Los ciclos combinados son para el verano: es la mayor fuente del mix eléctrico en junio”. Accedido: Abr 20,2022. [Online]. Disponible en:

<https://elperiodicodelaenergia.com/los-ciclos-combinados-son-para-el-verano-es-la-mayor-fuente-del-mix-electrico-en-junio/>

[23] Antonanzas, J., Jimenez, E., Blanco, J., & Antonanzas-Torres, F. (2014). Potential solar thermal integration in Spanish combined cycle gas turbines. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 37, 36-46.

[24] Wikipedia. “Central térmica de Granadilla”. Accedido: May 13,2022 [Online]. Disponible en:

https://es.wikipedia.org/wiki/Central_t%C3%A9rmica_de_Granadilla

[25] Wikipedia. “Central térmica de Barranco de Tirajana”. Accedido: May 13,2022 [Online]. Disponible en:

https://es.wikipedia.org/wiki/Central_t%C3%A9rmica_de_Barranco_de_Tirajana

[26] Polo, J. (2015). Solar global horizontal and direct normal irradiation maps in Spain derived from geostationary satellites. *Journal of Atmospheric and Solar-Terrestrial Physics*, 130, 81-88.

[27] Pramanik, S., & Ravikrishna, R. V. (2017). A review of concentrated solar power hybrid technologies. *Applied Thermal Engineering*, 127, 602-637.

[28] Moran, M. J. (2018). *Fundamentos de termodinámica técnica*. Reverté.

11 ANEXO DE RESULTADOS

En el presente capítulo 11 *Anexo de resultados* se adjunta el esquema de DWSIM con los valores correspondientes para el ciclo combinado en operación nominal.

Los valores de los distintos estados se adjuntan en las siguientes tablas.

Tabla 11.1 Propiedades de los estados del ciclo de gas en operación nominal

Estado	Fluido	P (bar)	T (°C)	h (kJ/kg)	s (kJ/kgK)	m (kg/s)	q
G1	Aire	0,993	20	-5,35	0,1283	193,26	-
G2	Aire	15,89	446,39	439,43	0,2596	193,26	-
G3	Gas Natural	32	27	-32,25	-1,6152	4,34	-
G4	Mezcla	15,89	422,95	429,07	0,3094	197,60	-
G5	Gas Esc.	15,09	1.270,46	1.475,30	1,3361	197,60	-
G6	Gas Esc.	1,004	616,27	656,07	1,4431	197,60	-

Fuente: propia

Tabla 11.2 Propiedades de los estados del HRSG en operación nominal

Estado	Fluido	P (bar)	T (°C)	h (kJ/kg)	s (kJ/kgK)	m (kg/s)	q
V8	Agua	6,65	53,53	224,65	0,7489	35,21	0
V9	Agua	6,65	75,17	315,21	1,0173	44,76	0
V10	Agua	6,32	153,85	648,96	1,8809	44,76	0
R1	Agua	6,32	153,85	648,96	1,8809	9,55	0
R2	Agua	6,65	153,86	649,01	1,8809	9,55	0
V11	Agua	6,32	153,85	648,96	1,8809	35,21	0
V12	Agua	6,32	160,87	679,38	1,9515	4,10	0
V13	Vapor	6,32	160,87	2.758,39	6,7416	4,10	1
V14	Vapor	6,32	160,87	2.758,39	6,7416	4,10	1
V15	Vapor	6,00	218,35	2.890,47	7,0509	4,10	1
V16	Vapor	6,00	218,35	2.890,47	7,0509	8,20	1
V17	Agua	6,32	160,87	679,38	1,9515	31,11	0
V18	Agua	99,72	162,79	693,11	1,9595	31,11	0
V19	Agua	94,74	300,05	1.343,99	3,2512	31,11	0
V20	Agua	94,74	307,05	1.384,87	3,3221	31,11	0
V21	Vapor	94,74	307,05	2.734,84	5,6488	31,11	1
V22	Vapor	94,74	307,05	2.734,84	5,6488	31,11	1
V1	Vapor	90	584,29	3.595,90	6,9163	31,11	1
V2	Vapor	90	584,29	3.595,90	6,9163	62,22	1
G7	Gas Esc.	1,004	500,34	520,49	1,2798	197,6	-
G8	Gas Esc.	1,004	312,10	307,94	0,9652	197,6	-
G9	Gas Esc.	1,004	218,35	205,45	0,7744	197,6	-
G10	Gas Esc.	1,004	210,99	197,50	0,7581	197,6	-
G11	Gas Esc.	1,004	170,93	154,37	0,6652	197,6	-
G12	Gas Esc.	1,004	100,02	78,76	0,4797	197,6	-

Fuente: propia

Tabla 11.3 Propiedades de los estados del HRSG (auxiliares calderín) en operación nominal

Estado	Fluido	P (bar)	T (°C)	h (kJ/kg)	s (kJ/kgK)	m (kg/s)	q
A1	Agua	94,74	307,05	1.382,76	3,3187	0	0
A2	Agua	94,74	300,05	1.343,99	3,2512	31,11	0
A3	Agua	6,32	160,87	679,36	1,9514	0	0
A4	Agua	6,32	153,85	648,96	1,8809	35,21	0
A5	Agua	6,32	160,87	679,38	1,9515	35,21	0

Fuente: propia

Tabla 11.4 Propiedades del ciclo de vapor en operación nominal

Estado	Fluido	P (bar)	T (°C)	h (kJ/kg)	s (kJ/kgK)	m (kg/s)	q
V1	Vapor	90	584,29	3.595,90	6,9163	31,11	1
V2	Vapor	90	584,29	3.595,90	6,9163	62,22	1
V3	Vapor	6	270,17	2.993,73	7,1213	62,22	1
V15	Vapor	6	218,35	2.890,47	7,0509	4,10	1
V16	Vapor	6	218,35	2.890,47	7,0509	8,20	1
V4	Vapor	6	261,47	2.981,71	7,2289	70,42	1
V5	Vapor	0,15	53,97	2.439,42	7,5214	70,42	0,93
V6	Agua	0,146	53,45	223,78	0,7482	70,42	0
V7	Agua	6,65	53,53	224,65	0,7489	70,42	0
V8	Agua	6,65	53,53	224,65	0,7489	35,21	0

Fuente: propia

En la siguiente página se muestra el esquema en DWSIM (fuente: propia).

