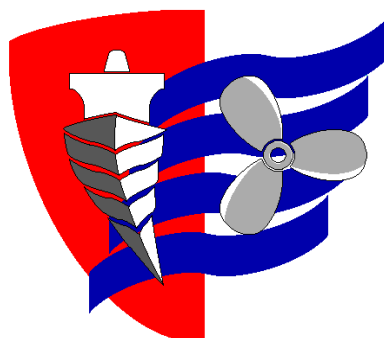


ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE NÁUTICA

UNIVERSIDAD DE CANTABRIA



Trabajo Fin de Grado

**PROYECTO DE DISEÑO DEL PROCESO
TÉRMICO PARA LA IMPLANTACIÓN DE
UNA COGENERACIÓN DE CICLO
COMBINADO EN UNA COGENERACIÓN
DE CARBÓN EXISTENTE**

Design project of the thermodynamic process to
implant a combined cycle cogeneration in an
existing coal cogeneration

Para acceder al Título de Grado en

INGENIERÍA MARÍTIMA

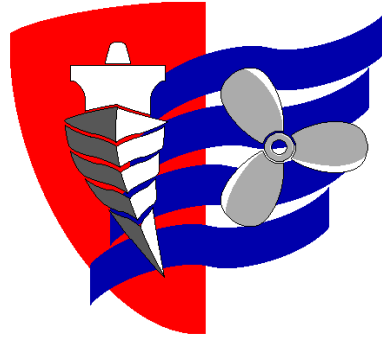
Autor: Mario Sáiz Setién

Director: Sergio García Gómez

Junio 2020

ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE NÁUTICA

UNIVERSIDAD DE CANTABRIA



Trabajo Fin de Grado

**PROYECTO DE DISEÑO DEL PROCESO
TÉRMICO PARA LA IMPLANTACIÓN DE
UNA COGENERACIÓN DE CICLO
COMBINADO EN UNA COGENERACIÓN
DE CARBÓN EXISTENTE**

**Design project of the thermodynamic process to
implant a combined cycle cogeneration in an
existing coal cogeneration**

**Para acceder al Título de Grado en
INGENIERÍA MARÍTIMA**

Junio 2020

ÍNDICE

1	MEMORIA.....	11
1.1	Motivación y alcance del proyecto	12
1.2	Regulación, normativa y líneas de actuación.....	13
1.3	Fundamentos teóricos – cogeneración.....	17
1.3.1	Cogeneración en el sector industrial	17
1.3.2	Ventajas intrínsecas relativas al ahorro de energía primaria	20
1.4	Tecnologías de cogeneración en el sector industrial	23
1.4.1	Centrales de contrapresión convencionales.....	23
1.4.1.1	Cogeneración mediante motores alternativos	24
1.4.2	Cogeneración mediante turbina de gas.....	25
1.4.3	Tipos de turbinas de gas empleados en cogeneración	26
1.4.4	Cogeneración de ciclo combinado	29
1.5	Instalaciones de cogeneración de la planta	30
1.5.1	Planta de tratamiento de agua	32
1.5.2	Recuperación de calor residual y desgasificación.....	35
1.5.3	Tanque de agua de alimentación del generador de vapor	36
1.5.4	Generador de Vapor Principal – Instalación a sustituir	38
1.5.5	Turboalternador de sobrepresión – TASP.....	40
1.5.5.1	Arquitectura y sistemas auxiliares	41
1.5.5.2	Funcionamiento a cargas parciales.....	45
1.5.6	Instalaciones de cogeneración secundarias.....	47
1.5.7	Red de recuperación de condensados de purga.....	48
1.6	Nueva Instalación – Cogeneración de Ciclo Combinado.....	50
1.6.1	Grupo Turbina de gas – Alternador y sistemas auxiliares.....	53
1.6.1.1	Sistemas de filtrado de aire	56
1.6.1.2	Sistema de enfriamiento de aire.....	58
1.6.1.3	Circuitos de refrigeración del conjunto	61
1.6.1.4	Cerramiento y sistemas de ventilación.....	63
1.6.1.5	Sistema de extinción de incendios.....	64
1.6.1.6	Sistema de lavado del compresor	65
1.6.1.7	Aislamiento térmico y acústico	66

1.6.2	Caldera de recuperación de gases “HRSG”	67
1.6.2.1	Nivel de super – presión SP (vapor vivo)	68
1.6.2.1.1	Tanque de agua de alimentación.....	69
1.6.2.1.2	Calderín separador agua – vapor SP	70
1.6.2.1.3	Quemador auxiliar de Post – Combustión	71
1.6.2.1.4	Bombas de alimentación SP.....	73
1.6.2.2	Niveles de media y baja presión	74
1.6.2.2.1	Calderines separadores agua – vapor, MP y BP.....	76
1.6.2.2.2	Bombas de alimentación MP y BP	77
1.6.2.2.3	Recuperación de condensados de purga	78
1.6.2.3	Redes de distribución de agua y vapor	79
1.6.2.4	Chimenea de evacuación de gases	80
1.6.3	Suministro de gas natural – ERMs	81
1.6.4	Instalaciones de transformación y distribución de E.Eléctrica	84
1.7	Impacto ambiental y comparativa de emisiones	86
1.7.1	Emisiones de la instalación actual.....	87
1.7.2	Emisiones de la nueva instalación	88
1.7.3	Reducción de emisiones del proceso productivo	90
1.8	Ahorro de Energía Primaria (AEP).....	92
1.9	Referencias Bibliográficas	95
2	ANEXO. CÁLCULO BALANCE TÉRMICO (CONDICIONES ISO)	98
3	PLANOS	107
4	PLIEGO DE CONDICIONES.....	110
4.1	Introducción.....	111
4.2	Condiciones de carácter general.....	111
4.2.1	Normativa aplicable	111
4.2.2	Modificaciones.....	112
4.2.3	Desacuerdos.....	112
4.2.4	Pruebas	112
4.3	Condiciones de carácter técnico	113
4.3.1	Materiales	113
4.3.2	Equipos y componentes de la instalación.....	113
4.3.3	Instrumentación.....	114
5	PRESUPUESTO	115

ÍNDICE DE ILUSTRACIONES

Figura 1 – Generación Eléctrica (1960 - 2010).....	18
Figura 2 – Representación del ahorro de energía primaria	21
Figura 3 – Esquema básico de una central de contrapresión	23
Figura 4 – Esquema básico de cogeneración mediante motor Diesel	25
Figura 5 – Esquema básico de cogeneración mediante turbina de gas	26
Figura 6 – Turbina de Gas “Heavy Duty” Siemens SGT – 100.....	27
Figura 7 – Turbina de Gas Aeroderivada GE LM - 6000	28
Figura 8 – Esquema básico de cogeneración de ciclo combinado.	29
Figura 9 – Esquema genérico de las instalaciones de producción	31
Figura 10 – Proceso de intercambio de iones	34
Figura 11 – Proceso de Desaireación.....	35
Figura 12 - Generador de vapor principal GNSP.....	38
Figura 13 – Sección longitudinal – Turbina de vapor TASP	41
Figura 14 – Rotor de la Turbina de Vapor TASP	42
Figura 15 - Esquema de atemperaciones – válvulas de laminación (DIV)	43
Figura 16 - Control del empuje axial de la turbina de vapor	44
Figura 17 - Curva característica – Turbina de vapor TASP – 0.....	46
Figura 18 – Esquema genérico de un Tanque Flash	48
Figura 19 - Esquema de recuperación de caudal de purgas	49
Figura 20 – Turbina de Gas GE 6F.03.....	53
Figura 21 – Componentes principales de la casa de filtros.....	57
Figura 22 – Variación de la potencia en bornes f (T); Hr = 60%.....	58
Figura 23 – Variación de la potencia en bornes f (T); Hr = 90%.....	59

Figura 24 – Variación de la temperatura durante el año 2019	59
Figura 25 – Esquema básico del circuito de refrigeración aire – aceite de lubricación	62
Figura 26 – Esquema de sistemas de ventilación del grupo turbogenerador	63
Figura 27 – Detectores del llama & gas en los compartimentos.....	64
Figura 28 – Variación de potencia en función de los lavados realizados	65
Figura 29 – Estructura genérica de una caldera de recuperación.....	67
Figura 30 – Esquema genérico del nivel de sobrepresión del HRSG	68
Figura 31 – Relación caudal G.N. – potencia entregada por el quemador auxiliar	72
Figura 32 – Esquema genérico de los niveles de media y baja presión del HRSG.....	75
<i>Figura 33 – Diagrama TQ – Nivel SP (Sin Post – Combustión).....</i>	<i>102</i>
Figura 34 – Diagrama TQ – Nivel SP (Con Post – Combustión)	102
Figura 35 – Diagrama TQ – Nivel MP	105
Figura 36 – Diagrama TQ – Nivel BP	105

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1 – Potencia eléctrica instalada y prevista en España	19
Tabla 2 – Parámetros de diseño del tanque de alimentación existente	36
Tabla 3 – Parámetros de operación – generador de vapor	39
Tabla 4 – Placa de parámetros nominales – Turbina de vapor	40
Tabla 5 – Placa de parámetros nominales – Alternador.....	40
Tabla 6 – Rango de parámetros de vapor a Procesos.....	44
Tabla 7 – Procesos de consumo de vapor	47
Tabla 8 – Límites de NOx para turbinas de gas nuevas.....	51
Tabla 9 – Condiciones ambientales ISO.....	54
Tabla 10 – Parámetros de operación de la turbina de gas.....	54
Tabla 11 – Parámetros de operación, nivel SP sin Post – Combustión.....	69
Tabla 12 – Parámetros de operación, nivel SP con Post – Combustión	71
Tabla 13 – Parámetros de operación de la turbobomba de SP.....	73
Tabla 14 – Parámetros de operación, nivel de MP	75
Tabla 15 – Parámetros de operación, nivel de BP	76
Tabla 16 – Parámetros de operación de las bombas de MP.....	77
Tabla 17 – Parámetros de operación de la bomba de BP.....	77
Tabla 18 – Velocidades máximas para las redes de agua y vapor	79
Tabla 19 – Parámetros de los gases en la base de la chimenea.....	81
Tabla 20 – Composición del gas natural empleado (% Volumen).....	82
Tabla 21 – Condiciones de suministro de gas por parte de la compañía	82
Tabla 22 – Regulación de presión del gas natural	83

Tabla 23 – Regulación de temperatura del gas natural	83
Tabla 24 – Rango de valores permitidos para la sincronización con la red	85
Tabla 25 – Parámetros de transformación de la Subestación 1.....	85
Tabla 26 – Parámetros de transformación de la Subestación 2.....	86
Tabla 27 – Emisiones de CO ₂ del generador de vapor existente	87
Tabla 28 – Emisiones de NO _x y SO _x del generador de vapor existente	87
Tabla 29 – Emisiones de NO _x para nuevas instalaciones.....	88
Tabla 30 – Emisiones de CO ₂ de la nueva instalación, sin uso de Post – Comb	89
Tabla 31 – Emisiones de CO ₂ de la nueva instalación, con uso de Post – Comb	89
Tabla 32 – Valores de potencia del generador de vapor	90
Tabla 33 – Valores de potencia del conjunto T.G. y HRSG	91
Tabla 34 – Balance energético de la Turbina de Gas GE 6F.03	99
Tabla 35 – Composición de gases de escape	99
Tabla 36 – Balance térmico de la caldera de recuperación SP sin Post – Combustión.....	100
Tabla 37 – Balance térmico de la caldera de recuperación SP con Post – Combustión	101
Tabla 38 – Balance térmico de la caldera de recuperación MP	103
Tabla 39 – Balance térmico de la caldera de recuperación BP	104
Tabla 40 – Balance Térmico de la caldera de recuperación “HRSG”	106

RESUMEN

El presente proyecto parte del estudio y análisis de una central de cogeneración perteneciente a una instalación industrial, la cual demanda una cantidad significativa de energía térmica y eléctrica para la fabricación de un producto, posteriormente vendido a nivel internacional. La planta de cogeneración se compone de un generador de vapor de super – presión que emplea carbón como combustible principal, y abastece un turboalternador de contrapresión con extracción, del cual se obtiene energía eléctrica y vapor sobresaturado, empleados en procesos de fabricación. Por otra parte, cuenta con instalaciones de producción de vapor auxiliares neutras en emisiones, cuyas variables se han tenido en cuenta para el estudio de forma secundaria.

El proyecto comienza con una exposición de la normativa y fundamentos teóricos, seguida de un análisis y presentación de las instalaciones existentes desde un punto de vista analítico, detallando determinados aspectos técnicos a modo didáctico. A partir de los datos conocidos y un cálculo previo orientativo, se han planteado una serie de modelos termodinámicos de ciclo combinado, sustituyendo parte de las instalaciones de la planta existente, llevados a cabo mediante el software ThermoFlex, junto a la extensión GT Pro, y obteniendo unos resultados próximos a los de una planta real.

El modelo termodinámico escogido se compone de las redes de consumo de vapor de la fábrica, junto al turboalternador principal, sustituyendo las instalaciones de generación de vapor por una instalación compuesta por una turbina de gas y una caldera de recuperación de gases, produciendo vapor sobrecalentado a tres niveles distintos de presión, y energía eléctrica para el autoconsumo y venta a red eléctrica.

De forma complementaria, se ha realizado una breve descripción de las disposiciones constructivas genéricas de los componentes de la instalación propuesta.

El proyecto se ha planteado con el objetivo de lograr una reducción de emisiones en el proceso productivo, y un ahorro de energía primaria “AEP” derivado de la producción de energía eléctrica adicional correspondiente a la instalación tipo.

PALABRAS CLAVE: cogeneración, turbina de gas, turbina de vapor, generador de vapor, caldera de recuperación, energía primaria, eficiencia energética.

ABSTRACT

This project starts from the study and analysis of a cogeneration power plant of an industrial facility, which requires a significant amount of thermal and electrical energy to manufacture a product, subsequently sold internationally. The cogeneration plant is made up of a super-pressure steam generator that uses coal as its main fuel, and supplies a back pressure turbocharger with extraction, from which electrical energy and supersaturated steam are obtained, used in manufacturing processes. On the other hand, it has emission-neutral auxiliary steam production facilities, whose variables have been considered for the study in a secondary way.

The project begins with an exposition of the regulations and theoretical foundations, followed by an analysis and presentation of the existing facilities from an analytical point of view, detailing certain technical aspects in a didactic way. Based on the known data and a preliminary calculation, a series of combined cycle thermodynamic models have been proposed, replacing part of the existing plant installations, carried out using the ThermoFlex software, together with the GT Pro extension, and obtaining results close to those of a real plant.

The thermodynamic model chosen is made up of the factory's steam consumption facilities, together with the main turbo-alternator, replacing the steam generation boiler with an installation consisting of a gas turbine and a heat recovery steam generator, producing superheated steam at three different levels of pressure, and electricity for self-consumption and sale to the electricity grid.

In addition, a brief description has been made of the generic constructive provisions of the components of the proposed installation.

The project has been proposed with the objective of reducing emissions in the production process, and a primary energy saving “PES” due to the production of additional electrical energy corresponding to the type of installation.

KEY WORDS: cogeneration, gas turbine, steam turbine, steam generator, heat recovery steam generator, reliability, environmental impact.



MEMORIA

1.1 Motivación y alcance del proyecto

Este trabajo tiene como objetivo estudiar un caso real de una planta industrial afectada por la transición energética en España, partiendo de unos conocimientos básicos sobre las instalaciones tratadas y cierta experiencia dentro de la empresa.

Actualmente existe una problemática relacionada con la excesiva emisión de gases de efecto invernadero, denominada “calentamiento global”, principal causante del cambio climático. Esto se manifiesta en un aumento de la temperatura a nivel global junto a otras inestabilidades climáticas, y está repercutiendo enormemente en el ámbito económico, político y medioambiental actual. A raíz de esta problemática, cada vez se promueve e incentiva más el uso de energías alternativas a los combustibles fósiles, o energías renovables, que demuestran ser una solución bastante efectiva en lo relativo a la producción de energía eléctrica.

Sin embargo, existen ciertos procesos industriales en los que el orden de magnitud de la energía térmica demandada es demasiado alto, y no puede estar sustentada únicamente por las tecnologías de producción a partir de fuentes renovables. Esto, sumado a los costes de inversión que supone este tipo de energía, implica una dificultad, e incluso imposibilidad en su utilización.

La tecnología por la que se ha optado es la cogeneración mediante turbinas de gas, para la cual se realizará un pre – diseño de la instalación tipo, con el fin de obtener una serie de conclusiones relativas al impacto ambiental y económico que supondrían para la empresa. La nueva instalación sustituirá de forma completa a una caldera de carbón y de forma parcial a otras instalaciones de cogeneración, logrando un aumento considerable en la eficiencia energética y disminuyendo el impacto medioambiental del proceso de fabricación al mitigar las emisiones de compuestos SO_x y reducir las asociadas a compuestos NO_x, CO y CO₂.

1.2 Regulación, normativa y líneas de actuación

Para el presente proyecto, uno de los puntos de partida serán las leyes y regulaciones aplicables a procesos de combustión en el sector industrial, la producción y venta de energía eléctrica, y determinados aspectos financieros asociados a nuevas instalaciones de cogeneración, entre otros.

Uno de los aspectos a tratar en el proyecto serán las posibles retribuciones asociadas a nuevas instalaciones de cogeneración de alta eficiencia, que podrían suponer una reducción significativa en el presupuesto y costes de operación, en caso de ser percibidas. Para ello se elaborará un escenario hipotético en el cual se otorgan una serie de retribuciones a la instalación proyectada, tomando como referencia las otorgadas a instalaciones de características similares.

También se tendrán en cuenta otras retribuciones e incentivos relacionados con la venta de energía eléctrica en el mercado y los diferentes servicios que REE ofrece.

El listado mostrado a continuación expone las Leyes, Órdenes, Directivas y Reales Decretos que se tendrán en consideración para el desarrollo del proyecto.

Real Decreto 815/2013, de 18 de octubre, por el que se aprueba el Reglamento de emisiones industriales y de desarrollo de la Ley 16/2002, de 1 de julio, de prevención y control integrados de la contaminación.

Real Decreto 413/2014, de 6 de junio, por el que se regula la actividad de producción eléctrica a partir de fuentes de energía renovables, cogeneración y residuos.

Real Decreto – ley 20/2028, de 7 de diciembre, de medidas urgentes para el impulso de la competitividad económica en el sector de la industria y el comercio de España.

Real Decreto 1042/2017, de 22 de diciembre, sobre la limitación de emisiones a la atmósfera de determinados agentes contaminantes procedentes de las instalaciones de combustión medianas y por el que se actualiza el anexo IV de la Ley 34/2007, de 15 de noviembre, de calidad del aire y protección de la atmósfera.

Real Decreto 2060/2008, de 12 de diciembre, por el que se aprueba el Reglamento de equipos a presión y sus instrucciones técnicas complementarias.

Orden de 6 de octubre de 1980, por la que se aprueba la instrucción técnica complementaria MIE – AP2 del Reglamento de Aparatos a Presión.

Real Decreto 616/2007, de 11 de mayo, sobre fomento de la cogeneración.

DIRECTIVA 2004/8/CE del Parlamento Europeo y del Consejo de 11 de febrero de 2004, relativa al fomento de la cogeneración sobre la base de la demanda de calor útil en el mercado interior de la energía y por la que se modifica la Directiva 92/42/CEE.

DIRECTIVA 2010/75/UE del Parlamento Europeo y del Consejo de 24 de noviembre de 2010, sobre emisiones industriales (prevención y control integrados de la contaminación).

DIRECTIVA (UE) 2018/2001 del Parlamento Europeo y del Consejo de 11 de diciembre de 2018, relativa al fomento del uso de energía procedente de fuentes renovables.

DIRECTIVA 2012/27/UE del Parlamento Europeo y del Consejo de 25 de octubre de 2012, relativa a la eficiencia energética, por la que se modifican las Directivas 2009/125/CE y 2010/30/UE, y por la que se derogan las Directivas 2004/8/CE y 2006/32/CE.

Ley 1/2005, de 9 de marzo, por la que se regula el régimen del comercio de derechos de emisión de gases de efecto invernadero.

Orden IET/1045/2014, de 16 de junio, por la que se aprueban los parámetros retributivos de las instalaciones tipo aplicables a determinadas instalaciones de producción de energía eléctrica a partir de fuentes de energía renovables, cogeneración y residuos.

PNIEC, o Plan Nacional Integrado de Energía y Clima, por el que se definen los objetivos de reducción de emisiones de gases de efecto invernadero, de penetración de energías renovables y de eficiencia energética.

Ley 24/2013, de 26 de diciembre, del Sector eléctrico.

Real Decreto 2019/1997, de 26 de diciembre, por el que se organiza y regula el mercado de producción de energía eléctrica.

Real Decreto 1367/2007, de 19 de octubre, por el que se desarrolla la Ley 37/2003, de 17 de noviembre, del Ruido, en lo referente a zonificación acústica, objetivos de calidad y emisiones acústicas.

Real Decreto 286/2006, de 10 de marzo, sobre la protección de la salud y la seguridad de los trabajadores contra los riesgos relacionados con la exposición al ruido.

Real Decreto 919/2006, de 28 de julio, por el que se aprueba el Reglamento técnico de distribución y utilización de combustibles gaseosos y sus instrucciones técnicas complementarias ICG 01 a 11.

Real Decreto 337/2014, de 9 de mayo, por el que se aprueban el Reglamento sobre condiciones técnicas y garantías de seguridad en instalaciones eléctricas de alta tensión y sus instrucciones técnicas complementarias ITC – RAT 01 A 23.

REGLAMENTO DELEGADO (UE) 2015/2402 DE LA COMISIÓN de 12 de octubre de 2015 por el que se revisan los valores de referencia de la eficiencia armonizados para la producción por separado de calor y electricidad, de conformidad con lo dispuesto en la Directiva 2012/27/UE del Parlamento Europeo y el Consejo, y por el que se deroga la Decisión de Ejecución 2011/877/UE de la Comisión.

1.3 Fundamentos teóricos – cogeneración

El término “*cogeneración*” hace referencia a la producción simultánea de dos tipos de energía en un proceso secuencial, siendo estos generalmente energía eléctrica o mecánica, y energía térmica empleada en un proceso como *energía útil*. En la mayoría de las tecnologías empleadas, la energía térmica es producto del proceso de producción de energía eléctrica o mecánica, haciendo referencia a un aprovechamiento de calor residual de este.

Según el tipo de proyecto, la cogeneración se puede dividir de forma genérica en los siguientes grupos:

- Cogeneración por parte de compañías eléctricas.
- Cogeneración en el sector industrial.
- “*District Heating*”, o sistemas de calefacción de distrito.
- Sistemas de energía total.

1.3.1 Cogeneración en el sector industrial

El presente proyecto está enfocado a un proceso de fabricación del sector industrial. Dentro de dicho sector, la cogeneración existe desde finales del siglo XIX, época en la cual se generaba vapor para abastecer la fuerza motriz de las propias instalaciones industriales y se aprovechaba el calor residual derivado de este para cubrir la demanda de procesos de calefacción. Esto se debía a la creciente demanda de energía eléctrica en el sector, y a la escasa fiabilidad en el suministro continuo por parte de las compañías eléctricas.

Sin embargo, la inversión en instalaciones de cogeneración disminuyó considerablemente a lo largo del Siglo XX, debido a la construcción de nuevas centrales térmicas, al incremento en la seguridad de suministro de energía eléctrica y por consiguiente al abaratamiento de los combustibles fósiles.

Por estos motivos las industrias optaron por comprar energía eléctrica de la red y autoabastecerse de energía térmica mediante generadores de vapor, los cuáles se fabricaban entonces ajustados a la demanda de energía térmica de los procesos.

En las últimas décadas del siglo XX, la inversión en instalaciones de cogeneración aumentó considerablemente debido a que el incremento del coste de energía eléctrica, las exigencias de seguridad y motivos ecológicos supusieron grandes dificultades en la construcción de nuevas centrales termoeléctricas.

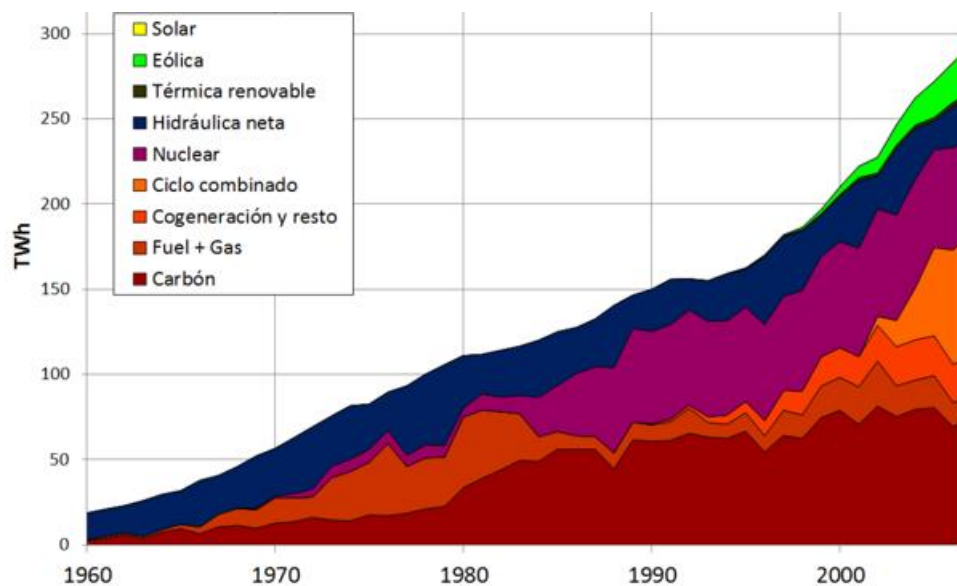


Figura 1 – Generación Eléctrica (1960 - 2010)

FUENTE: Wikipedia – Energía Eléctrica en España

Las restricciones y exigencias relativas a seguridad y medioambiente han ido aumentando exponencialmente durante los últimos años, y la producción de energía eléctrica en centrales convencionales se está viendo cada vez más limitada debido a las emisiones de gases de efecto invernadero y sustancias nocivas asociadas a sus procesos. Actualmente, las instalaciones más perjudicadas dentro del sector eléctrico son las centrales térmicas de carbón, seguidas por las centrales nucleares.

Parque de generación del Escenario Objetivo (MW)				
Año	2015	2020*	2025*	2030*
Eólica	22.925	27.968	40.258	50.258
Solar fotovoltaica	4.854	8.409	23.404	36.882
Solar termoeléctrica	2.300	2.303	4.803	7.303
Hidráulica	14.104	14.109	14.359	14.609
Bombeo Mixto	2.687	2.687	2.687	2.687
Bombeo Puro	3.337	3.337	4.212	6.837
Biogás	223	235	235	235
Geotérmica	0	0	15	30
Energías del mar	0	0	25	50
Biomasa	677	877	1.077	1.677
Carbón	11.311	10.524	4.532	0-1.300
Ciclo combinado	27.531	27.146	27.146	27.146
Cogeneración carbón	44	44	0	0
Cogeneración gas	4.055	4.001	3.373	3.000
Cogeneración productos petrolíferos	585	570	400	230
Fuel/Gas	2.790	2.790	2.441	2.093
Cogeneración renovable	535	491	491	491
Cogeneración con residuos	30	28	28	24
Residuos sólidos urbanos	234	234	234	234
Nuclear	7.399	7.399	7.399	3.181
Total	105.621	113.151	137.117	156.965

Tabla 1 – Potencia eléctrica instalada y prevista en España

FUENTE – Plan Nacional Integrado de Energía y Clima 2019

Por otra parte, como se puede observar en la *Tabla 1*, la cogeneración también se está viendo afectada por las exigencias y restricciones mencionadas.

Al igual que en el sector eléctrico, el tipo de instalación más afectado es el asociado a la quema de carbón, dando lugar a la modificación sustancial e incluso al cierre de numerosas plantas de cogeneración durante los últimos años.

Los combustibles por los que se está optando para sustituir al carbón son principalmente el gas natural, el combustible derivado de residuo, la biomasa y los denominados biocombustibles, siendo estos dos últimos más comunes en instalaciones con una demanda térmica relativamente baja. Todos estos combustibles tienen un menor impacto ambiental que el carbón, pero presentan ciertas dificultades e impedimentos en su utilización, relacionados principalmente con el coste, la disponibilidad e incluso las regulaciones impuestas.

Cabe mencionar también el Hidrógeno como combustible, cuyo poder calorífico llega incluso a triplicar el del resto. Sin embargo, es el más limitado y costoso de producir, ya que el elemento libre no se encuentra presente en la naturaleza, y suele ser producto o derivado de procesos industriales.

1.3.2 Ventajas intrínsecas relativas al ahorro de energía primaria

La producción de energía térmica y eléctrica de forma independiente, con instalaciones dedicadas a un único fin, supone una desventaja en términos de eficiencia energética. En las centrales termoeléctricas convencionales o centrales de carbón, al igual que en las centrales nucleares, el rendimiento total es menor o igual al **40%**, siendo este un valor relativamente bajo. En el caso de las centrales de ciclo combinado, el rendimiento llega a alcanzar valores del **60%**.

Todos estos rendimientos son muy bajos en comparación con los sistemas de cogeneración, donde se aprovecha el calor residual llegando a valores del **90%** de rendimiento, lo que implica una reducción en consumo de combustibles fósiles.

A la hora de establecer una comparación entre la producción de energía en centrales convencionales y la producción mediante sistemas de cogeneración, aparece un término conocido como “**ahorro de energía primaria**”, el cual hace referencia a la diferencia entre el consumo de energía primaria que hubiera sido necesario en generación separada de calor útil y electricidad/energía mecánica producidos y consumidos en el proceso de cogeneración, según define el **Real Decreto 616/2017**, de 11 de mayo, sobre fomento de la cogeneración.

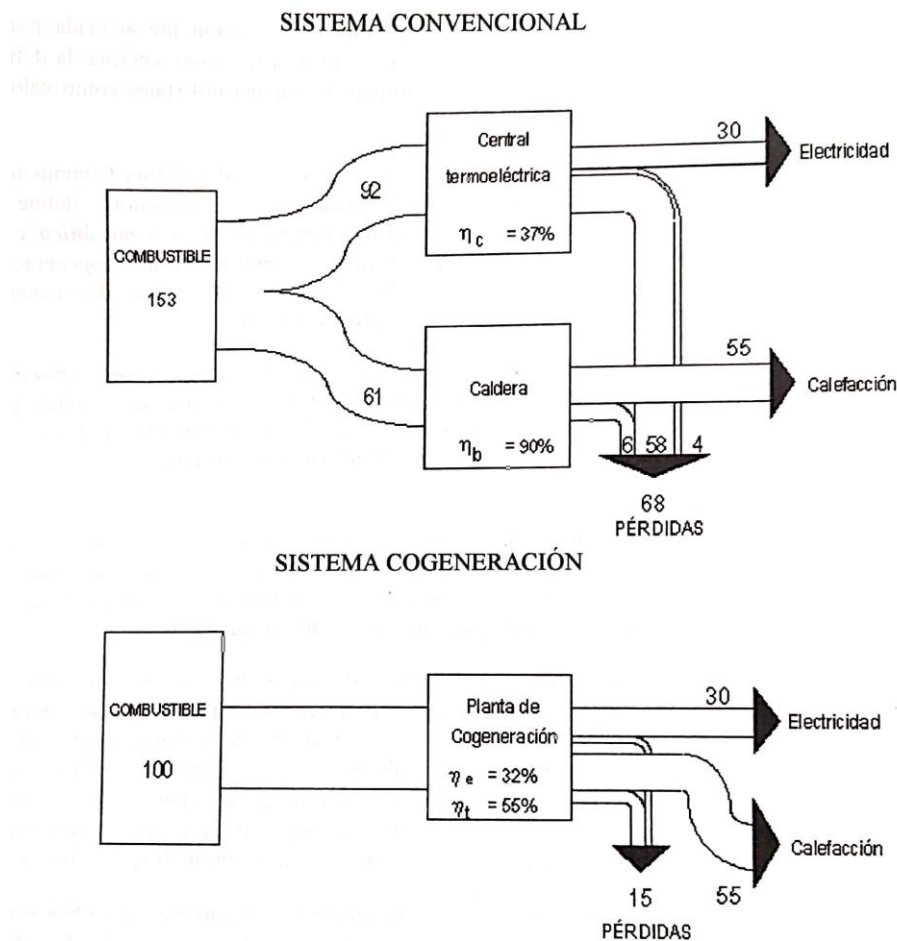


Figura 2 – Representación del ahorro de energía primaria

Fuente: Referencia (1)

En la *Figura 2* – Representación del ahorro de energía primaria se muestra un ejemplo de ahorro de energía primaria a partir de unos rendimientos característicos, comparando la energía primaria necesaria para producir la misma cantidad de energía eléctrica y térmica mediante dos sistemas diferentes. El ahorro de energía primaria en dicho caso sería el siguiente:

$$AEP \% = 1 - \frac{100}{153} = 0,3464 \rightarrow 34,64\%$$

La cogeneración tiene otra serie de ventajas asociadas, aparte de las mencionadas. Por una parte, permite que las instalaciones industriales electrointensivas puedan autoabastecerse, lo que implica no depender de un productor externo para el suministro de energía eléctrica. Esto supone la ventaja de no verse afectado por fluctuaciones en la red eléctrica, ya que actualmente la industria electrointensiva se está viendo cada vez más perjudicada a causa de la reducción de retribuciones en servicios de interrumpibilidad. Este problema se verá aún más acentuado conforme aumente la potencia instalada en energías renovables, debido a la inestabilidad de estas a la hora de producir de forma continua, ya que la mayor parte de tecnologías dependen de las condiciones meteorológicas.

Otra ventaja es la referida al emplazamiento, ya que se reducen los costes y pérdidas asociados al transporte y transformación de electricidad, adaptando de forma directa las instalaciones de transformación a la demanda de la empresa.

Como contraparte de las ventajas expuestas, cabe decir que el beneficio de exportar electricidad a la red por parte de las compañías cogeneradoras puede ser muy inestable, debido al precio en mercado del MW·h y del combustible empleado, sumado a los altos costes de inversión y mantenimiento que requieren estas instalaciones. Por esta razón, existe una serie de retribuciones otorgadas por el Estado para fomentar la inversión en instalaciones de cogeneración, siempre y cuando cumplan unos requisitos de eficiencia previamente establecidos.

1.4 Tecnologías de cogeneración en el sector industrial

El calor residual puede provenir de diversos procesos exotérmicos derivados de la producción de energía eléctrica/mecánica, como lo son los procesos de condensación o combustión, e incluso de sistemas de lubricación.

A la hora de estudiar la viabilidad del proyecto, se debe analizar por una parte la demanda térmica del proceso al que va a ir destinado, y por otra parte la demanda eléctrica, que estará asociada al autoabastecimiento o a la red eléctrica, o a ambas.

En función de la magnitud de la demanda, existen diferentes tecnologías empleadas comúnmente en el sector industrial.

1.4.1 Centrales de contrapresión convencionales

La energía térmica se obtiene mediante un generador de vapor, empleando combustibles como el carbón, gas natural o biomasa, entre otros. Su funcionamiento tiene como base el ciclo de potencia *Rankine*, y su disposición es similar a la de las centrales termoeléctricas convencionales.

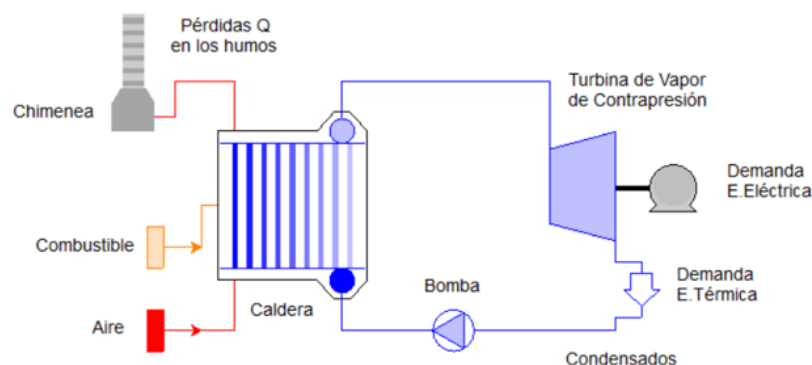


Figura 3 – Esquema básico de una central de contrapresión

FUENTE – Elaboración Propia

En las centrales convencionales el objetivo es producir energía eléctrica con el máximo rendimiento posible, y para ello se debe fijar una presión de evacuación en la turbina lo más baja posible, cercana a la presión de vacío, manteniendo un título de vapor que no suponga daños en los álabes de las últimas etapas de esta. Se denominan así “*turbinas de vapor de condensación*”.

En instalaciones de cogeneración, la descarga de la turbina debe abastecer un proceso de demanda térmica, para lo cual existen dos opciones: realizar extracciones a la presión que demanden los procesos posteriores, o limitar la presión de descarga a este mismo fin. El segundo caso es el más común, y se denominan así “*turbinas de vapor de contrapresión*”. También es habitual el empleo de ambos métodos combinados, pudiendo reducir el número de equipos para cubrir demandas a diferentes niveles de presión.

1.4.1.1 Cogeneración mediante motores alternativos

El ciclo de potencia de este tipo de máquinas térmicas se caracteriza por un bajo rendimiento, principalmente a causa de la energía térmica contenida en los gases de escape, la cual se puede emplear posteriormente como calor útil.

Un ejemplo bastante común es el empleo de turbocompresores, donde los gases a la salida del colector de escape son empleados para accionar una “*mini – turbina de gas*”, la cual acciona un compresor de aire. Esto permite al motor introducir un mayor caudal de aire de combustión a mayor presión, denominado exceso de aire o sobrealimentación, que incrementa la eficiencia del motor.

En motores de mediana – alta potencia, existe la posibilidad de aprovechar dicha energía en una caldera de recuperación, como se muestra en la *Figura 4*, e incluso el calor residual procedente de procesos de refrigeración y lubricación.

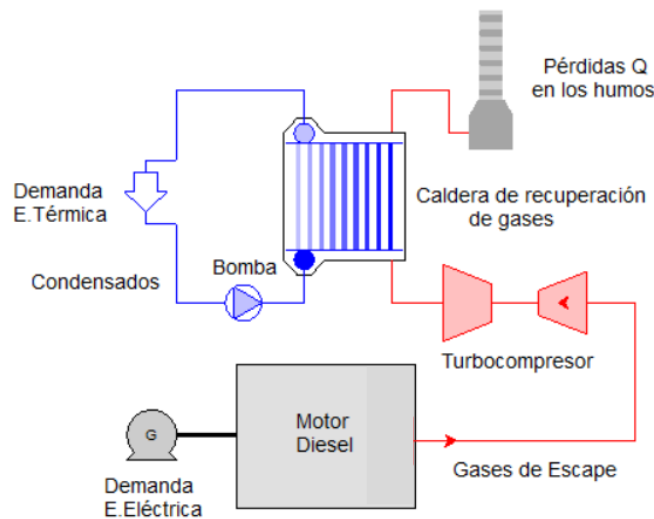


Figura 4 – Esquema básico de cogeneración mediante motor Diesel

FUENTE – Elaboración Propia

1.4.2 Cogeneración mediante turbina de gas

Este caso es similar al anterior respecto al principio de funcionamiento, y difiere en el tipo de máquina térmica generadora empleada.

Las turbinas de gas tienen una serie de ventajas significativas respecto a los motores alternativos. La primera y principal ventaja es la relativa a costes de mantenimiento, los cuáles son considerablemente bajos respecto a los asociados a motores alternativos, por el hecho de ser máquinas rotativas. La ausencia de movimientos alternativos se traduce en una reducción de pérdidas por rozamiento y gasto de aceite de lubricación – refrigeración, a la vez que una reducción de costes en mantenimiento, véase equilibrado de ejes o reglaje de válvulas.

Otras ventajas a tener cuenta son la versatilidad de las turbinas de gas ante variaciones de carga, y la elevada relación potencia peso respecto a motores alternativos, siendo estas mucho más compactas.

El proceso de cogeneración principal consiste también en alimentar una caldera de recuperación con los gases de escape de la turbina de gas, generando vapor para su utilización en procesos. También es posible emplear directamente la energía térmica de los gases en procesos de secado, pero es menos común a nivel práctico.

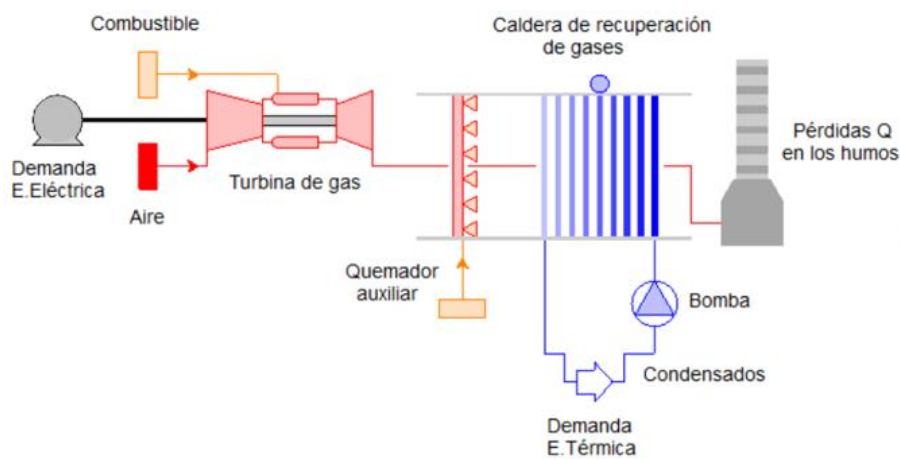


Figura 5 – Esquema básico de cogeneración mediante turbina de gas

FUENTE – Elaboración Propia

1.4.3 Tipos de turbinas de gas empleados en cogeneración

Las turbinas de gas se pueden clasificar de forma genérica en dos grupos: turbinas de gas industriales o “Heavy Duty” y turbinas de gas aeroderivadas.

- Turbinas de gas industriales o “Heavy Duty”: su diseño característico es más conservador y no tiene en cuenta aspectos como la limitación de tamaño y peso, ya que están dedicadas a procesos industriales y se considera así un aspecto menos relevante.

Se caracterizan también por una elevada disponibilidad y un rendimiento generalmente mayor que las aeroderivadas, y los costes de mantenimiento son bastante más reducidos. Como contraparte, la inversión inicial es mucho más elevada para este tipo de turbina.

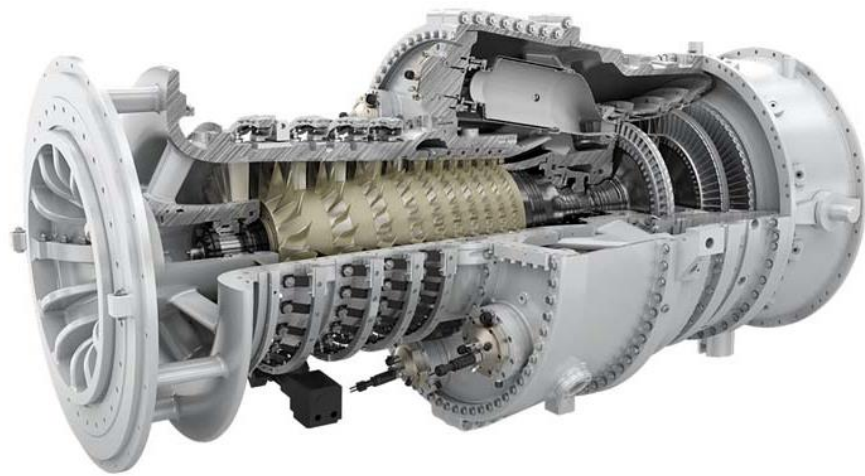


Figura 6 – Turbina de Gas “Heavy Duty” Siemens SGT – 100

FUENTE: fabricante – Siemens

En lo que a disposiciones constructivas se refiere, son mecánicamente más sencillas que la aeroderivadas, con configuraciones de un solo eje, álabes de un espesor considerable y carcassas de amplio grosor, entre otros aspectos.

La clase de cámara de combustión más común es de tipo tubular múltiple, con varias unidades dispuestas radialmente, como se observa en el ejemplo de la *Figura 6*. El hecho de estar compuesta por varios cuerpos facilita su mantenimiento y sustitución, ya que es el componente expuesto a mayores tensiones térmicas dentro del conjunto, seguido por las etapas de expansión.

- Turbinas de Gas “aeroderivadas”: este tipo de turbinas está basado en los modelos empleados en aviación, como su propio nombre indica, solo que, a diferencia de estas, están diseñadas para un funcionamiento continuo. Sus principales ventajas son la alta relación peso/potencia respecto a las industriales y la menor inversión inicial requerida.

Estructural y mecánicamente son más complejas que las turbinas de gas industriales, y comúnmente suelen estar compuestas por dos ejes concéntricos, uno común al compresor y turbina de alta, y otro al compresor y turbina de baja, siendo este último el que acopla al generador (o reductora, en caso de que el régimen de giro difiera con la frecuencia de red).

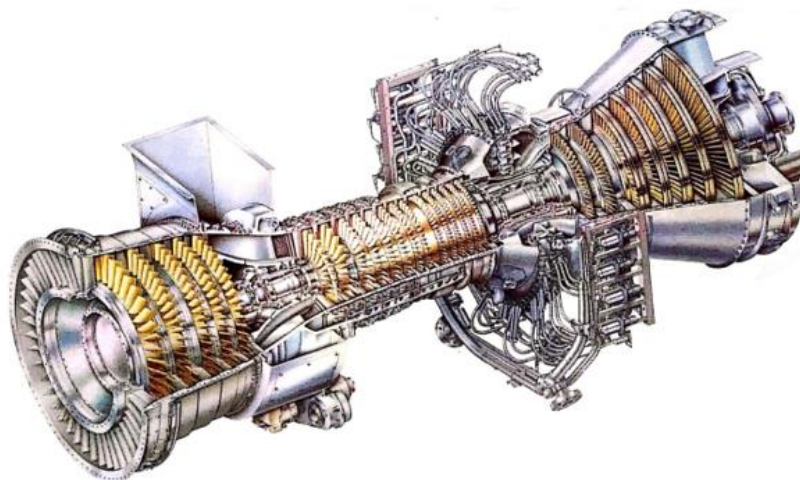


Figura 7 – Turbina de Gas Aeroderivada GE LM - 6000

FUENTE: fabricante – General Electric

En la *Figura 7* se muestra un modelo de turbina de gas Aeroderivada, denominada “LM” (*Land – Marine*). Las cámaras de combustión más comunes son de tipo anular, con inyectores dispuestos radialmente.

1.4.4 Cogeneración de ciclo combinado

El sistema de cogeneración mediante turbina de gas puede comprender un ciclo simple, asociado a la máquina térmica (*Ciclo Brayton*), tal y como se muestra en la *Figura 5*, o puede abastecer un segundo ciclo correspondiente a una turbina de vapor de contrapresión (*Figura 8*), recibiendo el nombre de *Ciclo Combinado*.

Este nombre es utilizado comúnmente para denominar a las plantas de producción de energía eléctrica, pero también hace referencia a un sistema de cogeneración.

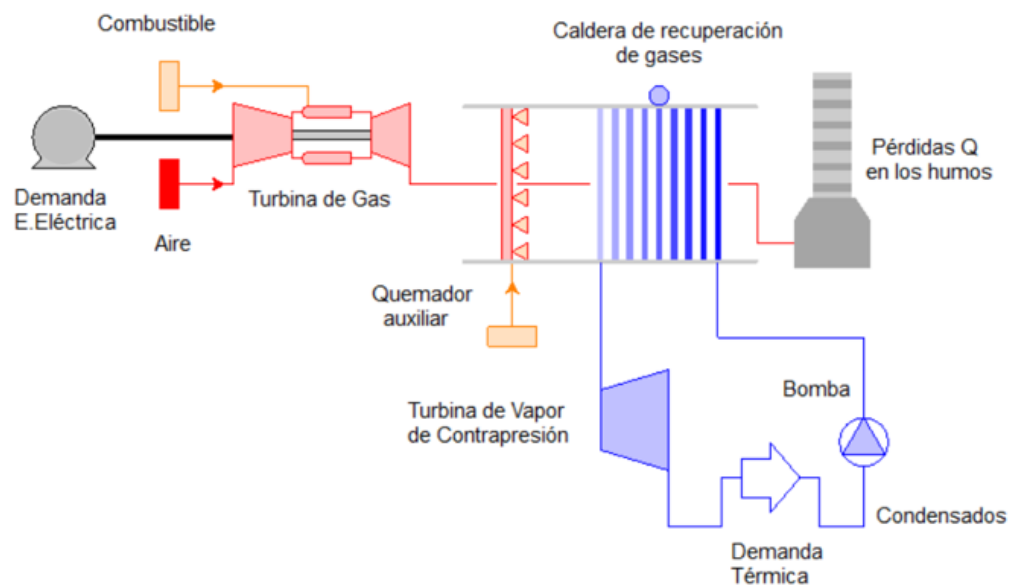


Figura 8 – Esquema básico de cogeneración de ciclo combinado.

FUENTE – Elaboración Propia

El último esquema mostrado corresponderá así con el modelo propuesto en el presente proyecto, siendo uno de los más eficientes para el orden de magnitud de energía térmica demandada.

1.5 Instalaciones de cogeneración de la planta

El complejo industrial está compuesto por varias instalaciones dedicadas a la producción de vapor, con el fin de abastecer una serie de procesos dedicados a la fabricación de productos. Estas, junto a las instalaciones complementarias a su proceso, se pueden clasificar de forma genérica en los siguientes grupos:

- Planta de desmineralización de agua
- Generador de vapor principal
- Tanque de agua de alimentación – desgasificador
- Grupo generador: Turbina de Vapor – Alternador “TASP – 0”
- Instalaciones secundarias de producción de vapor
- Proceso de fabricación: demanda térmica y condensación
- Redes de distribución y recuperación de vapor – condensados
- Instalaciones de transformación y distribución eléctrica

La instalación que se ha planteado sustituir en el proyecto es el generador de vapor principal, y se han tenido en cuenta de forma secundaria los procesos sustentados por otras instalaciones generadoras de vapor, debido a que estas presentan cierta pérdida de eficiencia causada por el deterioro. Por esta razón, sería relevante analizar su sustitución, aunque sea de forma parcial.

Las instalaciones de transformación y distribución de energía eléctrica no son objeto del presente proyecto. Se ha de mencionar también que los procesos de fabricación y las instalaciones de producción secundarias no se han detallado de forma exhaustiva, describiendo únicamente los parámetros de operación necesarios para el proyecto.

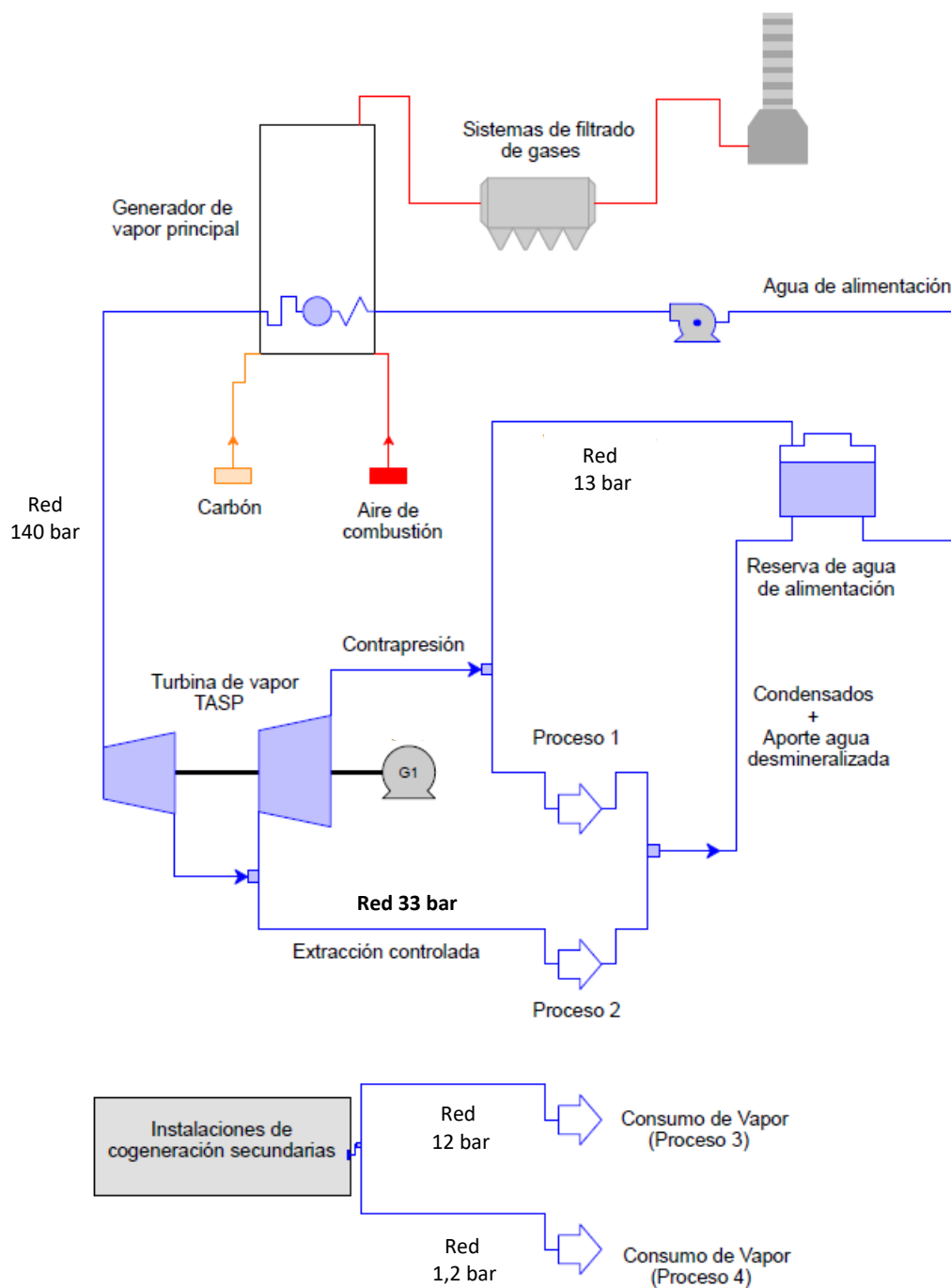


Figura 9 – Esquema genérico de las instalaciones de producción

FUENTE – Elaboración Propia

1.5.1 Planta de tratamiento de agua

El agua empleada en los generadores de vapor requiere unas condiciones muy estrictas, con el fin de evitar daños en los tubos sometidos a altas fatigas térmicas. Por esta razón, se debe realizar un tratamiento de agua previo a su utilización que permita reducir lo máximo posible las impurezas, y asegurarse de que mantiene una calidad óptima en sus ciclos de operación mediante observaciones rutinarias. Los principales problemas ocasionados por impurezas del agua son fenómenos de corrosión, incrustaciones, arrastres de agua y formación de espumas.

Los fenómenos de corrosión son principalmente consecuencia de la presencia de oxígeno y dióxido de carbono disueltos en el agua de alimentación de la caldera. Progresivamente, dan lugar a una pérdida de espesor en la pared de los tubos, y puede provocar grietas, picaduras y exfoliaciones, reduciendo las propiedades físicas de estos y pudiéndose provocar “*pinchazos*”. Otra causa de corrosión son los arrastres de agua hacia los sobrecalentadores, que son originados por una superficie de desprendimiento de vapor inadecuada.

Por otra parte, las incrustaciones en los tubos vienen dadas por la presencia de sales en el agua de alimentación, y provocan aislamiento térmico en los tubos, reduciendo así la eficiencia de los intercambiadores de calor de la caldera.

Debido a las extracciones de agua llevadas a cabo en tanques y calderines, a los procesos de fabricación que consumen agua y vapor, y a las propias pérdidas de caudal en los procesos, la planta de fabricación cuenta con un aporte continuo de agua, el cual se somete a una serie de tratamientos previos a su utilización.

El agua a tratar proviene de un río, e inicialmente se llevan a cabo tratamientos de filtrado con la finalidad de eliminar sólidos en suspensión, complementados con suministro constante de Hipoclorito de Sodio (NaClO).

El resto de los procesos llevados a cabo son los enumerados a continuación.

- Eliminación de barros y partículas coloidales: en este proceso se dosifica cloruro férrico como floculante, y polielectrolito como coagulante al agua para lograr la compactación y decantación de impurezas, y se procesa el agua de salida a través de filtros de arena para concluir el tratamiento, obteniendo agua clarificada.

- pH reacción $\approx 8,7$

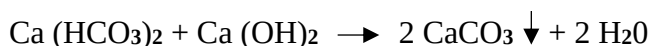
- pH agua salida $\approx 8,5$

- Debicarbonatación: en este proceso se eliminan los carbonatos mediante granos de sílice y lechada de cal, ajustando el pH a un nivel óptimo. Se eliminan así los carbonatos de calcio y magnesio (CaCO_3 MgCO_3). Para complementar el proceso anterior, se procesa el agua de nuevo a través de filtros de arena.

- pH reacción $\approx 9,6$

- pH agua salida $\approx 9,3$

Las reacciones dadas en el proceso son las mostradas a continuación:



- Desmineralización: es un proceso de ablandamiento, que consiste en un intercambio de iones a través del cual se eliminan sales disueltas en el agua. Se lleva a cabo a través de tres depósitos que albergan las resinas intercambiadoras.

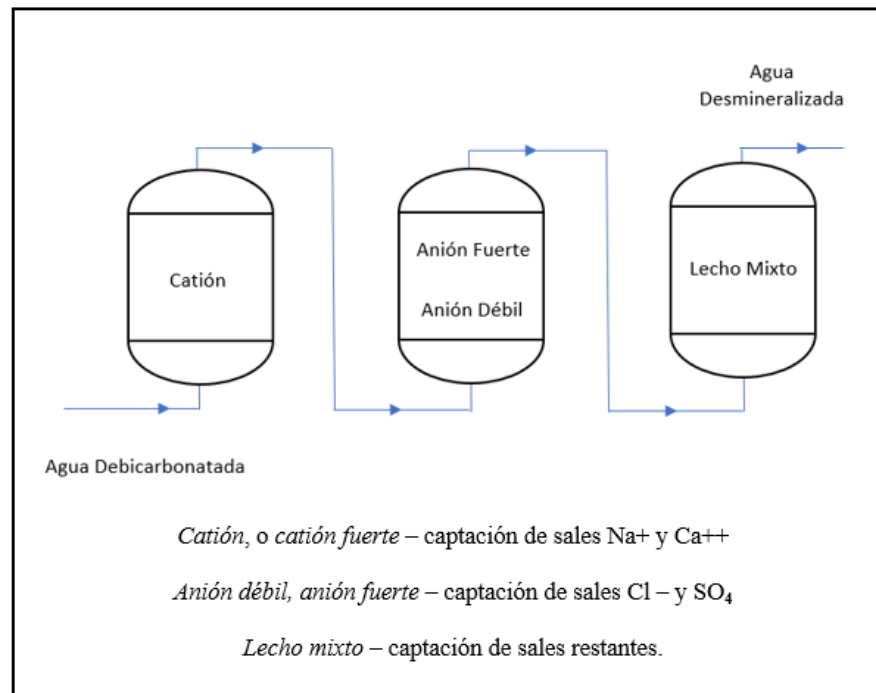


Figura 10 – Proceso de intercambio de iones

FUENTE – Elaboración Propia

Las condiciones del agua de salida del proceso de desmineralización son:

- pH $\approx$ 9,8 – 10,2
- Conductividad $\approx$ 0,2 μ S/cm
- Contenido en O₂: 1 – 1,5 ppb

El pH se ajusta mediante aporte de amoníaco (NH₃) y la conductividad aumenta hasta 380 μ S/cm, pero la calidad del agua se mantiene adecuada.

1.5.2 Recuperación de calor residual y desgasificación

El agua procedente de la planta de tratamiento, aprovechando sus condiciones, se emplea en varios circuitos de refrigeración de máquinas, lo que permite aumentar su temperatura hasta un valor de 85 °C, dependiendo del caudal empleado. Posteriormente es enviada a varios desgasificadores, con el fin de reducir al máximo la concentración de oxígeno y dióxido de carbono disueltos, para evitar los problemas mencionados en el apartado anterior.

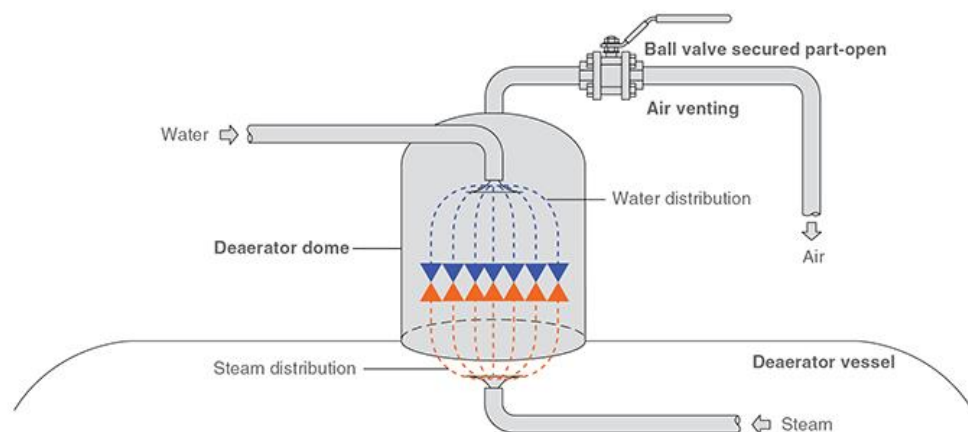


Figura 11 – Proceso de Desaireación

FUENTE – Spirax Sarco

El agua obtenido tras dichos procesos alcanza una temperatura de 85 – 90 °C, y es enviado a los tanques de agua de alimentación de las distintas instalaciones de cogeneración, donde se empleará para producir vapor sobrecalentado.

1.5.3 Tanque de agua de alimentación del generador de vapor

Esta instalación es complementaria al generador de vapor principal, y sus parámetros se tomarán como referencia para la nueva instalación, puesto que los caudales de aporte provienen mayoritariamente de varios procesos de demanda térmica como condensados, y las condiciones de equilibrio del tanque están fijadas en función de estos caudales. En la *Tabla 2* se muestran los parámetros de diseño de este.

Diámetro	3,1 m
Longitud total	15 m
Volumen total	103 m ³
Volumen útil de almacenamiento	75 m ³
Presión de equilibrio	13 bar
Temperatura de equilibrio	190 °C

Tabla 2 – Parámetros de diseño del tanque de alimentación existente

Los diferentes caudales de aporte al tanque de alimentación llegan a una presión próxima a la de equilibrio, fijada en valor de 13 bar, y se mezclan en el tanque junto a un aporte de vapor sobrecalentado procedente de la contrapresión de la turbina de vapor. De los diversos procesos de fabricación retorna un porcentaje de condensados (siendo el restante consumido en los respectivos procesos), por lo que no requieren tratamiento. Sin embargo, debido a la pérdida de caudal mencionada, se debe realizar un aporte de agua desmineralizada continuamente.

El tanque cuenta con una válvula de desgasificación, con el fin de reducir lo máximo posible la concentración de oxígeno en el agua (Concentración óptima = 0,005 mg/l). Dispone a su vez de una válvula de alivio cuya presión de timbre es de 16 bar.

- Condensados del “Proceso 1”: retornan del proceso de fabricación que abastece la contrapresión de la turbina de vapor.

$$\dot{m}_{C13} \approx 0,8 \cdot \dot{m}_{proceso\ 1} \quad T_{C13} \approx 160\ ^\circ\text{C}$$

- Condensados del “Procesos 2”: retornan del proceso de fabricación que abastece la extracción de la turbina de vapor.

$$\dot{m}_{C31} \approx 0,6 \cdot \dot{m}_{proceso\ 2} \quad T_{C31} \approx 195\ ^\circ\text{C}$$

En el *Proceso 1*, los condensados retornan con la presión suficiente para vencer las pérdidas de carga y llegar al tanque en condiciones de equilibrio, a diferencia del *Proceso 2*, donde se dispone de una bomba con una impulsión de ≈ 12 bar.

- Agua desgasificada: el agua desmineralizada procedente la planta de tratamiento es empleada en varios procesos de refrigeración, alcanzando una temperatura de $\approx 85\ ^\circ\text{C}$, y posteriormente es desgasificada para ser bombeada al tanque de agua de alimentación. Esta agua se emplea como compensación del caudal consumido en los *Procesos 1* y *2*.

$$\dot{m}_{Desmi} = * variable * \quad T_{Salida} = 105\ ^\circ\text{C}$$

- Vapor sobrecalentado procedente de la contrapresión de la turbina: se emplea para precalentar el agua del tanque, regulando la temperatura de equilibrio en función del caudal de compensación introducido.

$$\dot{m}_{V13} \approx 10\ \% \dot{m}_{out} \quad T_{V13} = 265\ ^\circ\text{C}$$

1.5.4 Generador de Vapor Principal – Instalación a sustituir

El generador de vapor que se pretende sustituir lleva en funcionamiento el año 1987, y produce vapor sobrecalentado a 140 bar y 540 °C empleando carbón pulverizado como combustible principal y fuel oil como combustible auxiliar.

Es una caldera de circulación natural con calderín separador de agua – vapor, cuya producción es conducida a una turbina de vapor de contrapresión con extracción. El vapor que descarga la turbina es empleado en varios procesos de fabricación.



Figura 12 - Generador de vapor principal GNSP

FUENTE: Propia

A continuación, se muestran los principales parámetros de operación del generador de vapor. La nueva instalación se ha proyectado acorde a dichos parámetros, pudiéndose adaptar así a las instalaciones complementarias y a las redes de vapor existentes.

Producción de vapor	170 t/h
Presión máxima de servicio	164 bar
Presión de trabajo salida de vapor	142 bar
Temperatura salida de vapor	540 °C
Temperatura agua de alimentación	190 °C
Potencia Térmica	137 MW
Consumo de carbón pulverizado	20 t/h

Tabla 3 – Parámetros de operación – generador de vapor

Debido al tiempo que lleva en operación, el generador de vapor presenta una leve pérdida de eficiencia, a la vez que un aumento en la periodicidad de fallo, principalmente por “*pinchazos*” en los tubos sometidos a mayor fatiga térmica. Esto supone un problema añadido si se pretende seguir empleando la instalación.

Mediante su sustitución se reducirán considerablemente las emisiones de CO₂ asociadas a su proceso de producción. Por otra, y aunque actualmente se encuentran controladas mediante sistemas de filtrado, también se reducirán las emisiones de compuestos NO_x y se mitigarán las relativas a compuestos SO_x.

1.5.5 Turboalternador de sobrepresión – TASP

El vapor sobrecalentado producido en la caldera principal es conducido a través de una turbina de vapor de sobrepresión (140 bar), la cual va acoplada a un alternador mediante una reductora, puesto que el régimen de giro del eje de la turbina difiere de la frecuencia de red. Es una turbina con descarga a contrapresión y dispone de una extracción controlada, con el fin de abastecer procesos de fabricación a varios niveles de presión.

Potencia máxima	22590 kW
Presión de vapor vivo	140 bar
Presión máxima de extracción	34,2 bar
Temperatura de vapor	540 °C
Contrapresión máxima	17 bar
Temperatura de escape	190 °C
Velocidad de giro	8000 rpm

Tabla 4 – Placa de parámetros nominales – Turbina de vapor

Potencia máxima	28500 KVA
Factor de potencia	0,8
Velocidad de giro	1500 rpm
Tensión	6,3 KV

Tabla 5 – Placa de parámetros nominales – Alternador

Esta turbina es la instalación más relevante para el proyecto, puesto que presenta unas condiciones óptimas de funcionamiento y su utilización supondría un ahorro significativo en la inversión inicial. Por esta razón, será de especial interés ajustar los parámetros de la nueva instalación a la presente máquina térmica.

1.5.5.1 Arquitectura y sistemas auxiliares

En la *Figura 13* se muestra una sección longitudinal de la máquina térmica, en la que se pueden apreciar las disposiciones constructivas principales. La turbina está compuesta por dos escalonamientos con una extracción intermedia controlada, y realiza la descarga de vapor a contrapresión.

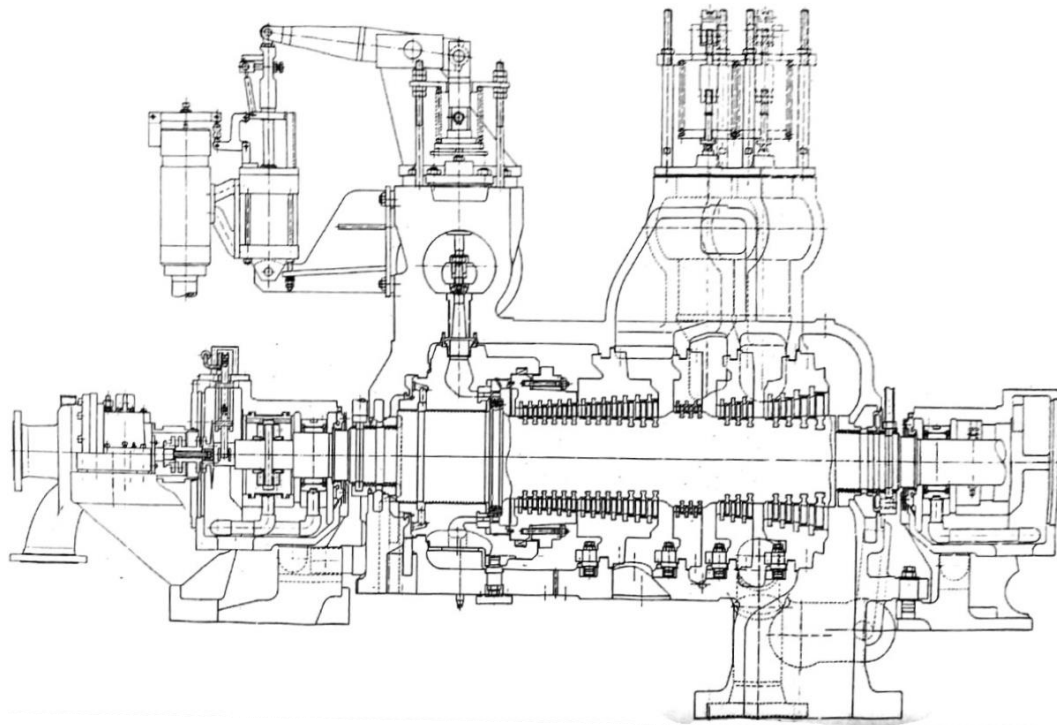


Figura 13 – Sección longitudinal – Turbina de vapor TASP

FUENTE – Propia

En la parte superior izquierda se sitúa el conducto de admisión de vapor, regulado por una válvula estranguladora (regulación cualitativa) y cinco válvulas de regulación cuantitativa, todas ellas de accionamiento hidráulico.



Figura 14 – Rotor de la Turbina de Vapor TASP

FUENTE – Propia

Tras la descarga del primer escalonamiento, la turbina cuenta con un conducto de extracción controlada que suministra vapor al “Proceso 2”, regulada mediante una válvula reductora de accionamiento hidráulico montada sobre el colector de salida. La temperatura está fijada por un “Set Point” de 320 °C, pero puede oscilar en función de la demanda de procesos, hasta un mínimo de 280 °C, y se regula mediante un caudal de atemperación, tal y como se muestra en el esquema de proceso de la *Figura 15*.

Para las maniobras de arranque / parada, y como seguridades de la máquina ante fluctuaciones, se dispone de dos válvulas de laminación, o “diversoras”, a través de las cuáles se lleva a cabo la expansión de vapor mediante un caudal de atemperación. Estas válvulas permiten enviar vapor a procesos sin depender de las condiciones de operación de la turbina.

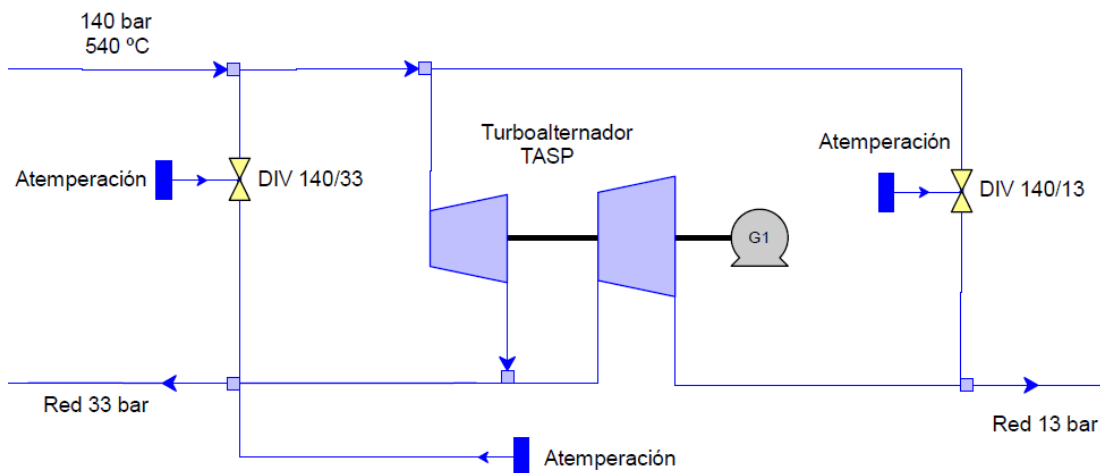


Figura 15 - Esquema de atemperaciones – válvulas de laminación (DIV)

FUENTE – Elaboración propia

El vapor sobrecalentado de extracción y contrapresión abastecen dos procesos de demanda térmica, de los cuáles se recupera una parte significativa del caudal en forma de condensados. En la Tabla 6 se muestran los parámetros de dichos procesos, complementario a lo expuesto en el apartado 1.5.3 respecto a las condiciones de retorno de condensados.

Vapor a procesos	Proceso 2	Proceso 1
Presión	31 bar	13 bar
Temperatura	300 – 320 °C	260 – 270 °C
Caudal	40 t/h	100 t/h

Tabla 6 – Rango de parámetros de vapor a Procesos

Por otra parte, la turbina de vapor dispone de un sistema de compensación de empuje axial, que depende de la red de vapor de 1,2 bar (consumo procesos). Generalmente se tiene en cuenta en el diseño de la máquina, de forma que se puedan compensar pequeñas variaciones (± 1 bar) mediante el cojinete de empuje, e incluso disponiendo de forma opuesta las etapas de la turbina. Sin embargo, para una turbina de contrapresión con extracción como la presente, las condiciones de operación en servicio ($v \geq 50$ %) comúnmente originan variaciones de empujes considerables, que en el presenta caso se equilibran mediante un émbolo de compensación, accionado por la red de vapor de contrapresión.

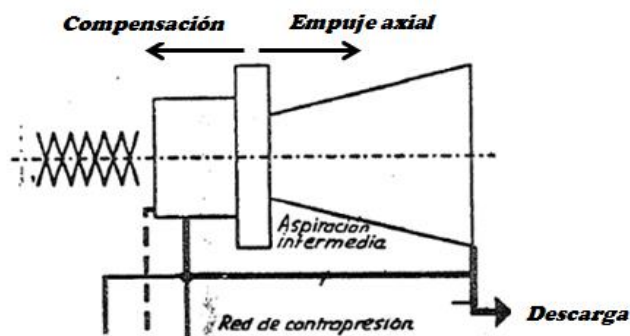


Figura 16 - Control del empuje axial de la turbina de vapor

Fuente – Propia

Como se puede observar en la *Figura 16*, el empuje se controla desde el lado de admisión de vapor, de forma opuesta al flujo axial. El caudal de vapor empleado para accionar el émbolo de compensación se incluirá dentro del Proceso 1.

Por último, cabe mencionar que la turbina cuenta con varios circuitos de aceite independientes, empleados para la regulación hidráulica y para la lubricación de los propios cojinetes de la turbina, alternador y reductora. La refrigeración del aceite de lubricación se lleva cabo mediante un intercambiador de calor tubular

La refrigeración del conjunto turbina – reductora se lleva a cabo mediante el propio aceite de lubricación, el cual es refrigerado en un intercambiador tubular agua – aceite, mediante aporte de la planta de tratamiento de agua.

La excitatriz y el alternador se refrigeran mediante un circuito abierto de aire, mediante una serie de ventiladores accionados por el propio conjunto.

1.5.5.2 Funcionamiento a cargas parciales

Uno de los aspectos más importantes a tener en cuenta serán las condiciones de operación de la máquina, ya que al plantear la nueva instalación adaptada a esta se podrán estudiar diversas opciones, siempre y cuando permitan que la turbina de vapor trabaje en unas condiciones óptimas. Los parámetros de presión y temperatura se mantendrán constantes, variando únicamente el caudal procesado.

En la *Figura 17* se muestra la curva característica de la turbina para diferentes caudales de extracción. Se observa que la turbina demanda un valor mínimo de caudal total para ser acoplada al alternador y sustentar la demanda eléctrica, el cual aumenta conforme lo hace el caudal de extracción. Sin embargo, el rango de operación lineal es bastante amplio, por lo que se analizarán varias opciones para la producción de vapor vivo.

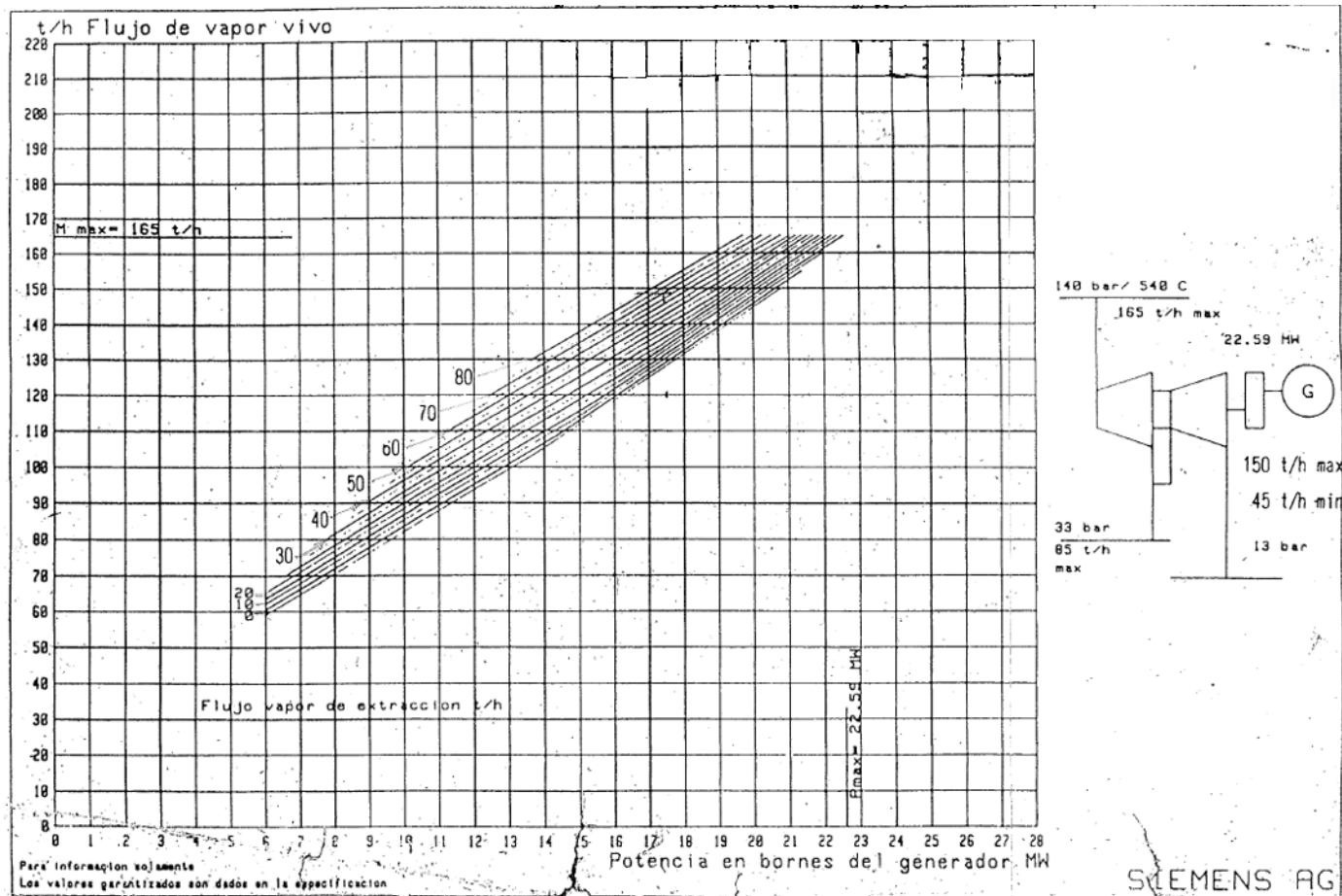


Figura 17 - Curva característica – Turbina de vapor TASP – 0

FUENTE – Propia

1.5.6 Instalaciones de cogeneración secundarias

De forma independiente al generador de vapor principal, se dispone de varias instalaciones de cogeneración que abastecen procesos de consumo de vapor. Estas instalaciones emplean gas natural, y tienen la capacidad de producción suficiente para actuar como “*backup*” ante fluctuaciones o paradas de la caldera principal. Para disponer de dicha capacidad de respaldo en la producción, en condiciones normales funcionan a cargas parciales. En la

Tabla 7 se muestran los procesos sustentados dichas instalaciones de cogeneración secundarias.

Consumo de Vapor	Proceso 3	Proceso 4
Presión	12 bar	1,2 bar
Temperatura	245 – 265 °C	120 °C
Caudal	35 – 50 t/h	60 t/h

Tabla 7 – Procesos de consumo de vapor

Estas instalaciones también presentan cierto deterioro que implica un aumento en la periodicidad de labores de mantenimiento, lo que supone unos costes considerables, por lo que será de interés analizar su sustitución, aunque sea de forma secundaria.

Respecto a las emisiones asociadas a dichas instalaciones de producción se encuentran en unos niveles adecuados, por lo que no serán de especial relevancia para el análisis y se considerarán neutras.

1.5.7 Red de recuperación de condensados de purga

Para mantener unas condiciones óptimas en el agua de calderas, se realizan una serie de extracciones o purgas con el fin de extraer impurezas que decantan al fondo de los diferentes conductos. Aunque existen diversos purgadores en las redes de vapor y otros elementos, el principal a considerar es el situado en el calderín separador agua – vapor. El agua procedente de ese es conducida a los denominados “*tanques flash*”, donde se produce una descompresión isotérmica hasta lograr unas condiciones de equilibrio cercanas a la curva de saturación. De esta forma, un porcentaje del caudal se evapora a partir de la energía liberada en el tanque, pudiendo recuperarse en otra red de menor presión.

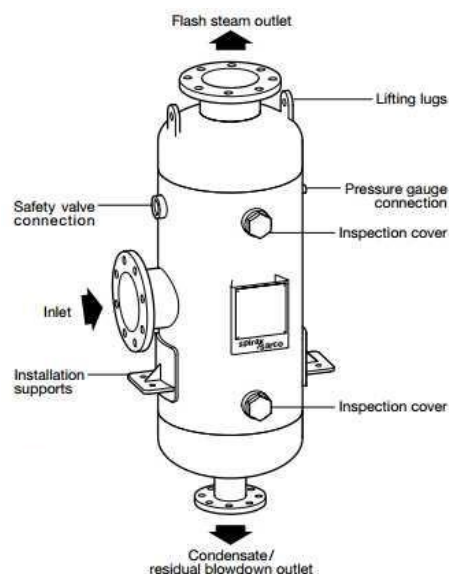


Figura 18 – Esquema genérico de un Tanque Flash

FUENTE – Spirax Sarco

El vapor recuperado se denomina “*vapor flash*”, y presenta una calidad óptima para ser aprovechado en las redes de vapor, puesto que las impurezas decantan al

fondo del tanque y son arrastradas por el agua condensada.

Los condensados de purgas de la caldera principal son enviados a un *tanque flash*, donde se expansionan para generar vapor enviado a la red de 13 bar, y el condensado restante es enviado a un segundo tanque, generando vapor para la red de 1,2 bar, tal y como se representa en la *Figura 19*. Aunque el vapor recuperado presenta una temperatura próxima a la de saturación, no supone un desequilibrio térmico en las redes, ya que la proporción de caudal es muy baja.

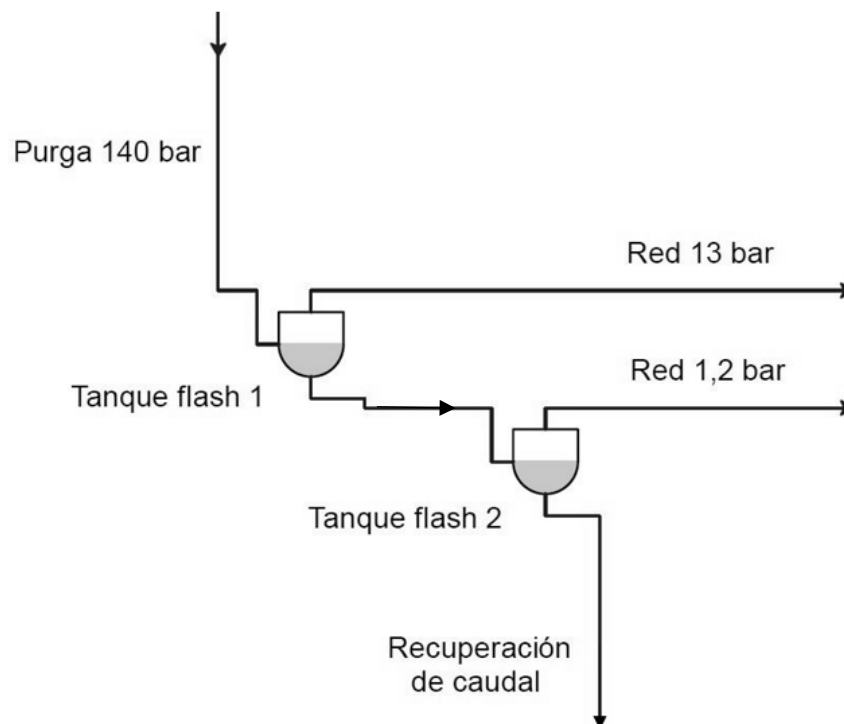


Figura 19 - Esquema de recuperación de caudal de purgas

FUENTE – Elaboración Propia

El caudal efluente del segundo tanque es llevado a una red de condensados para ser procesado de nuevo en las instalaciones de tratamiento de agua, logrando ahorros significativos en el consumo de agua de la planta.

1.6 Nueva Instalación – Cogeneración de Ciclo Combinado

La nueva instalación se compondrá de un grupo turbina de gas – alternador y una caldera de recuperación de gases asociada a dicho conjunto. Previo a la elaboración del *Documento 2 – Cálculo termodinámico*, se han establecido una serie de condiciones de partida:

- Parámetros retributivos del *Régimen Retributivo Específico*, tomados como referencia de la **Orden IET / 1045 / 2014**, correspondientes a las ayudas otorgadas a las nuevas instalaciones de producción de energía eléctrica a partir de fuentes renovables, cogeneración y residuos. El valor de potencia neta límite del tipo de tecnología empleado es de **100 MW**, de acuerdo con la Orden mencionada, y se cumplirán las consideraciones establecidas en el **Real Decreto 413 / 2014**. Las retribuciones otorgadas van asociadas a la inversión inicial y a los costes de operación, dentro de una vida útil regulatoria establecida para cada tipo de instalación.
- Venta de energía eléctrica a la red: el aspecto más relevante aquí será la posibilidad de participar en el **Mercado Intradiario (OMIE)**, pudiendo percibir una serie de retribuciones asociadas a este servicio de Red Eléctrica Española. Para dicho fin, la instalación deberá ser lo suficientemente versátil ante variaciones de carga, con la finalidad de suministrar energía eléctrica que pueda compensar los picos de demanda en la red. Un porcentaje de la energía eléctrica generada será dedicada al autoconsumo de las instalaciones industriales.
- Limitaciones en los parámetros de diseño de turbinas de gas comerciales, en función de las condiciones de vapor vivo y la potencia eléctrica máxima.

El objetivo de la nueva instalación será adaptarse a las redes de vapor de fábrica, buscando principalmente sustituir la producción del generador de vapor asociada a la red de 140 bar, de forma que se pueda suministrar vapor a la turbina existente, suponiendo ahorros potenciales en la inversión inicial.

- Límites de emisiones de NO_x y CO, establecidos por la **DIRECTIVA 2010/75/UE** para instalaciones de combustión cuya potencia térmica sea mayor de 50 MW. En su defecto, el **Real Decreto 1042/2017**, de 22 de diciembre, establece los límites relativos a instalaciones de combustión medianas, término que hace referencia a instalaciones con una potencia térmica mayor o igual a 1 MW, e inferior a 50 MW.

No se tendrán en cuenta las emisiones de compuestos SO_x, ya que, aunque se emplee un compuesto con contenido en azufre como odorizante para detectar fugas, es insignificante a nivel de emisiones.

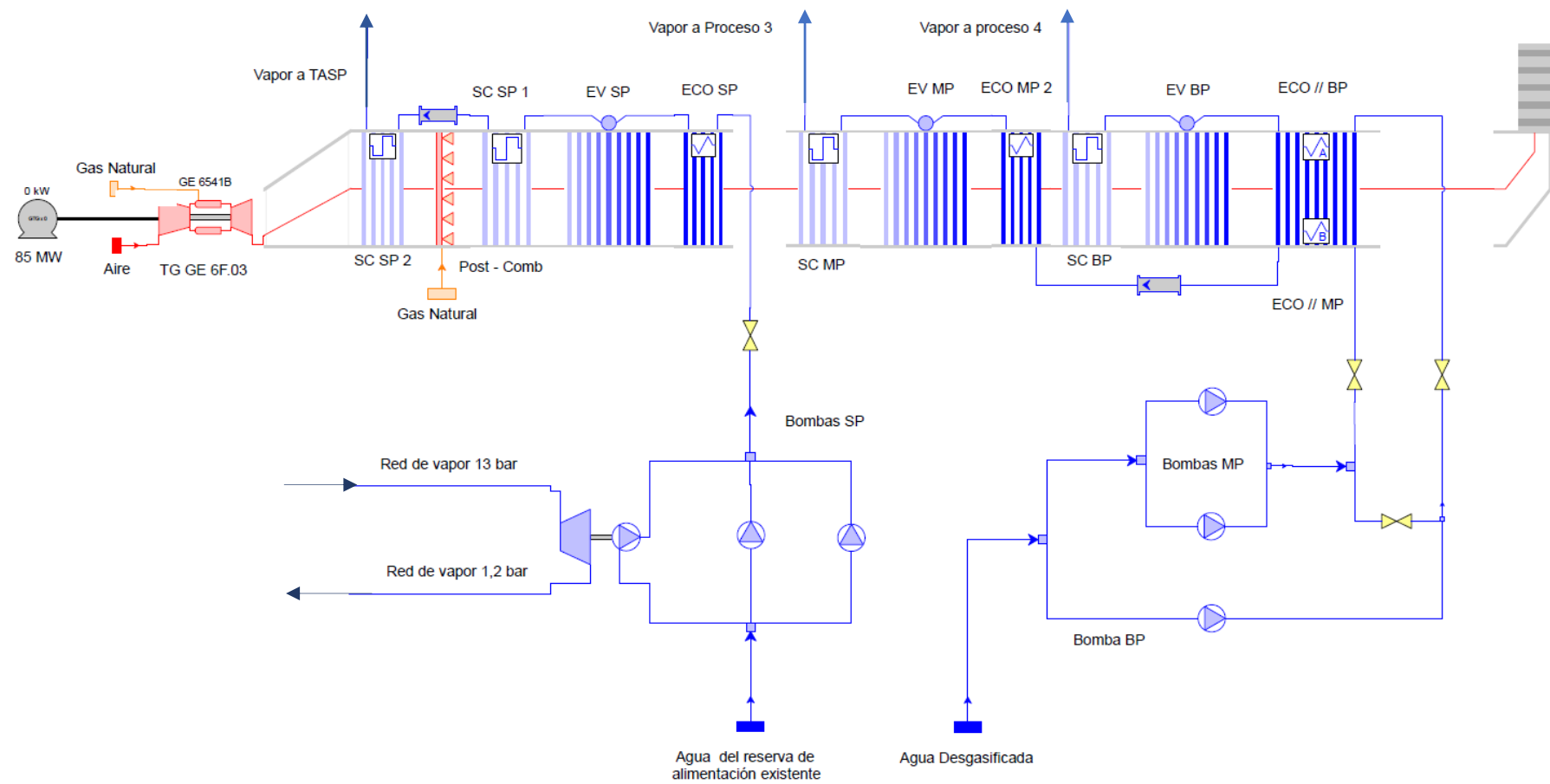
A continuación, se muestran los valores límite establecidos para cada compuesto y las condiciones de medición.

Valor límite de emisiones (mg/Nm ³)	NO _x	CO
1 MW ≤ Potencia Térmica < 50 MW	50	-
Potencia Térmica > 50 MW	50	100

O ₂ en gases de combustión = 15 %	P = 101,3 kPa	T = 273,15 K
--	---------------	--------------

Tabla 8 – Límites de NO_x para turbinas de gas nuevas

Esquema genérico – Instalación propuesta



1.6.1 Grupo Turbina de gas – Alternador y sistemas auxiliares

Para la nueva instalación se empleará la turbina de gas **GE 6F.03**, siendo este el modelo que mejor se adapta a las condiciones previamente establecidas.

Esta turbina de gas suministrará energía térmica a una caldera de recuperación de gases, que será capaz de producir una parte significativa del vapor procesado por la turbina *TASP – 0* actualmente, pudiendo sustentar de forma secundaria los procesos de consumo de vapor (*Procesos 3 y 4*).

Uno de los problemas encontrados en el planteamiento ha sido la imposibilidad de producir la totalidad de energía térmica asociada generador de vapor existente mediante una turbina, para las condiciones dadas. Sin embargo, se ha analizado la posibilidad de emplear un quemador auxiliar de post – combustión, alcanzando así la potencia térmica necesaria para sustituir dicha producción.

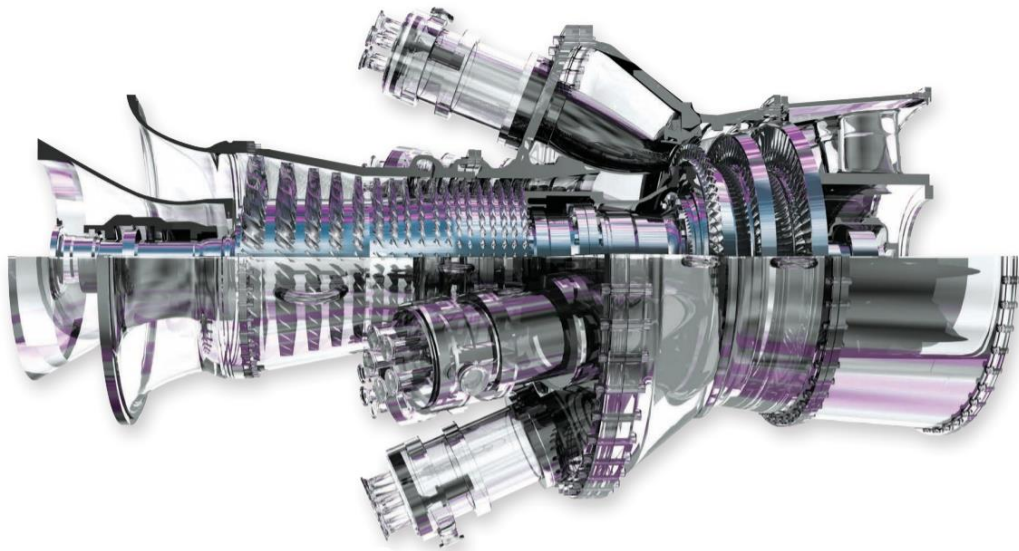


Figura 20 – Turbina de Gas GE 6F.03

FUENTE – fabricante: General Electric

En la *Tabla 10* se muestran los parámetros más relevantes de la turbina de gas, obtenidos a partir de la simulación realizada mediante el software ThermoFlex.

Presión	1,013 bar
Temperatura ambiente	15 °C
Humedad relativa	60 %
Temperatura de rocío	10,82 °C

Tabla 9 – Condiciones ambientales ISO

Potencia en bornes del alternador	85,706 MW
Consumo de gas natural	18,46 t/h
Caudal de gases en la descarga	786,6 t/h
Temperatura de gases en la descarga	624,4 °C
Velocidad de variación de carga	7 MW / min
Carga mínima	52 %
Emisiones NOx (15% O₂ Base Húmeda)	15 ppm (31 mg/Nm ³)
Emisiones CO (15% O₂ Base Húmeda)	9 ppm (11 mg/Nm ³)
Rendimiento neto	36%
Consumo específico (PCI)	9970 KJ/KWh
Tensión del alternador	11 kV

Tabla 10 – Parámetros de operación de la turbina de gas

Estos datos corresponderán al 100% de carga (para las condiciones ambientales ISO, mostradas en la *Tabla 9*), e inicialmente permanecerán constantes de forma independiente al funcionamiento del quemador de post – combustión.

Las disposiciones constructivas principales de la turbina de gas son las siguientes:

- Compresor axial de 18 etapas, con una relación de compresión de 16:1.
El rotor de la turbina se compone de un solo eje, y va acoplado al conjunto reductora – alternador por el lado del compresor (*“Cold End Drive”*).
- Cámaras de combustión tipo tubulares, dispuestas en ángulo respecto al eje del conjunto. Emplean el sistema de combustión seca (*DLN 2.6, Dry Low NOx combustion*), con la finalidad de reducir las emisiones de CO y NOx por debajo de los valores indicados en la *Tabla 10*, incluso trabajando a cargas parciales (dentro del límite de carga de la turbina).
Por otra parte, el tipo de quemadores empleados permite trabajar con combustibles sintéticos, con un contenido en Hidrógeno del 20 al 95 %.
- Turbina de expansión de 3 etapas, refrigerada mediante una extracción de aire del compresor correspondiente al ≈ 9 % del caudal de aire, para reducir la fatiga térmica del conjunto.

Cabe mencionar que la posibilidad de trabajar con combustibles sintéticos supone una reducción de emisiones de CO₂ debida al alto contenido en hidrógeno, pero como contraparte, aumentan las emisiones de NOx, siendo necesaria la inyección de nitrógeno o vapor para reducir el valor por debajo de 25 ppm.

1.6.1.1 Sistemas de filtrado de aire

El aire de entrada al compresor de la turbina de gas debe presentar unas condiciones óptimas, ya que la presencia de partículas sólidas puede ocasionar daños significativos en los álabes y una reducción notable del rendimiento. Por otra parte, si el aire del emplazamiento contiene sustancias contaminantes, no sólo afectará al rendimiento de la instalación, sino que también podría ocasionar problemas relativos a las emisiones del conjunto.

Para evitar los problemas mencionados, se debe disponer de una serie de filtros en las tomas de aire. Debido a las condiciones que presenta el aire en el emplazamiento industrial, se dispondrá de los siguientes sistemas de filtrado, de acuerdo con las normas ISO 16890 y EN 779:2012.

- Pre – etapa de filtrado: se emplearán filtros de bolsa *ePM10* para la eliminación de partículas de tamaño $\geq 10 \mu$ (0,01 mm), debido a la presencia de polvo y otras partículas derivadas de procesos dentro del emplazamiento industrial.
- Etapas de filtrado de alta eficiencia: se emplearán filtros compactos con pestaña tipo *F8 – F9*, dotados de sistemas de drenaje, óptimos para ambientes húmedos como es el presente caso.

La instalación contará con plataformas y puertas de acceso para realizar las correspondientes labores de mantenimiento, y tras las etapas de filtrado de aire se instalará una pantalla de filtrado de seguridad, y un silencioso para reducir el impacto acústico, de acuerdo con el **Real Decreto 286/2006**.

En lo relativo a instrumentación, se dispondrá de manómetros diferenciales (*PDAH*) para tener constancia del incremento de pérdida de carga en los filtros a medida que van obstruyéndose. El valor de dicha pérdida en condiciones normales no excederá los 10 mbar.

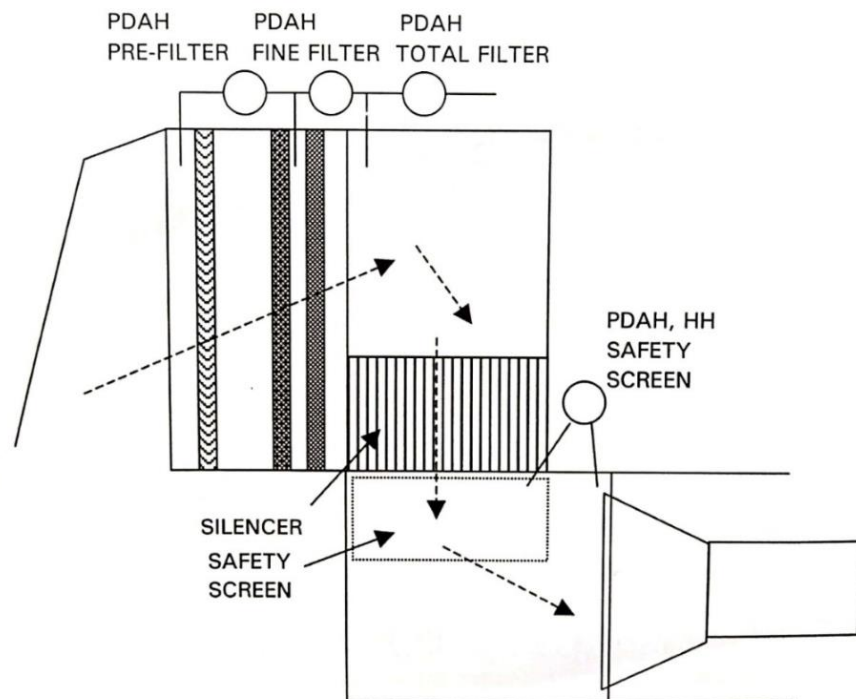


Figura 21 – Componentes principales de la casa de filtros

FUENTE – Propia

La zona exterior se acondicionará para reducir la presencia de suciedad y partículas en suspensión, disponiendo de “*zonas verdes*”, principalmente próximas a las tomas de aire. Esto supondrá una mejora en la calidad del aire introducido al compresor, y dará una imagen más ecológica de la misma.

1.6.1.2 Sistema de enfriamiento de aire

La temperatura del aire en la entrada del compresor tiene un impacto significativo en el rendimiento de la turbina de gas, debido a que el aire presenta una mayor densidad conforme disminuye su temperatura, lo que permite introducir un caudal mayor mejorando notablemente la eficiencia del compresor.

Cabe mencionar que, reduciendo dicha temperatura se reduce la energía calorífica en los gases de escape, pero de forma muy leve respecto al incremento de potencia que esto implica.

Analizando la instalación propuesta, se han obtenido las variaciones de potencia en bornes del alternador en función de la temperatura (*Figura 22, Figura 23*). Como se puede observar, la variación de potencia conforme aumenta la humedad relativa es poco significativa, ya que no alcanza los 50 kW.

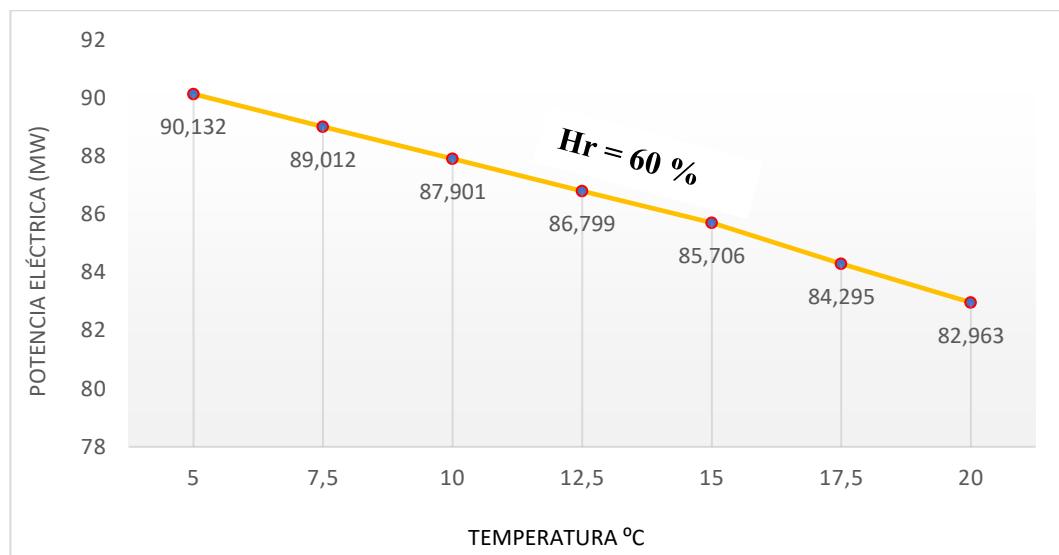


Figura 22 – Variación de la potencia en bornes $f(T)$; Hr = 60%

FUENTE – Elaboración Propia

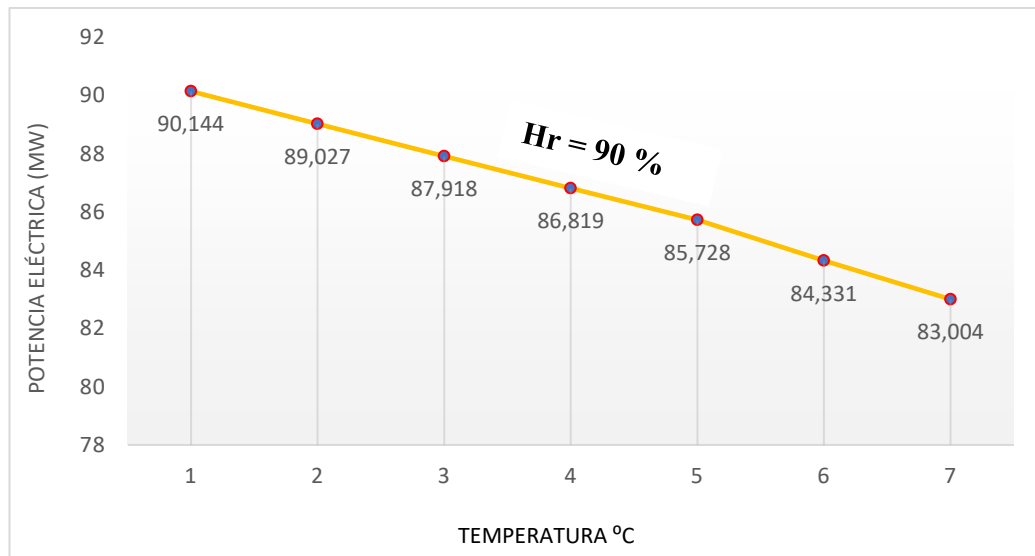


Figura 23 – Variación de la potencia en bornes $f(T)$; $Hr = 90\%$

FUENTE – Elaboración Propia

En la Figura 24 se puede observar la variación de temperatura a lo largo del año para la zona geográfica presente, que influirá notablemente en las condiciones de operación de la planta.

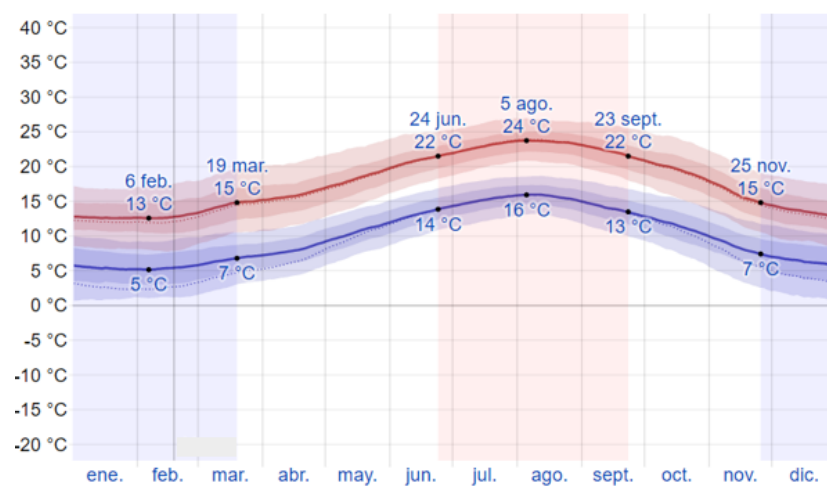


Figura 24 – Variación de la temperatura durante el año 2019

FUENTE – Weather Spark

Otra de las observaciones del análisis realizado es que, si la temperatura del aire de entrada al compresor excede los 20 – 25 °C, tiende a reducirse la producción de vapor máxima respecto a los valores de diseño, como consecuencia de la disminución del caudal de gases en la caldera, pero de forma menos significativa.

De acuerdo con las razones expuestas, se empleará un sistema de enfriamiento de aire para optimizar las condiciones de operación. El sistema más óptimo para la instalación tipo es el tipo evaporativo, dentro del cual se analizará la tecnología más eficiente de los dos sistemas expuestos a continuación.

- Sistema convencional: se basa en introducir agua por la parte superior de la casa de filtros, de forma que descienda a través de unos paneles de celulosa dispuestos horizontalmente. El flujo de aire se satura a su paso por los paneles, disminuyendo su temperatura y aumentando su humedad.
- Sistema de niebla o “fogging”: se basa en introducir agua a presión a través de una serie de boquillas pulverizadoras, logrando el mismo efecto que en el sistema convencional. El hecho de pulverizar el agua supone una mayor superficie de contacto agua – aire que en el caso anterior, logrando una mayor eficiencia. La principal desventaja de este sistema es la inversión inicial, y la alta presión de bombeo requerida. Sin embargo, los equipos presentan menos deterioro que en el sistema convencional.

El enfriador evaporativo empleará un caudal de agua desmineralizada procedente de la planta de tratamiento, de acuerdo con las condiciones de trabajo de los álabes del compresor. Independientemente de la tecnología empleada, el sistema se situará tras las etapas de filtrado de aire, de forma que el agua no entre en contacto con las partículas retenidas y mantenga una calidad óptima para el proceso.

1.6.1.3 Circuitos de refrigeración del conjunto

El conjunto turbina de gas – reductora se refrigerará mediante el propio aceite de lubricación, el cual deberá refrigerarse a su vez en un circuito aire – aceite cerrado mediante el uso de aerorefrigeradores, siendo esta la configuración más común.

Los principales componentes de la instalación serán los siguientes:

- Tanque principal de almacenamiento de aceite, dispuesto de un precalentador y un sistema de venteo, dotado de un separador aire – aceite. Se situará en la parte alta del compartimento del grupo turbogenerador.
- Filtros de aceite dispuestos por duplicado, para realizar labores de mantenimiento disponiendo de uno en operación.
- Grupo de aerorefrigeradores, cuya finalidad será reducir la temperatura del aceite hasta el valor óptimo de operación. Se estudiará el emplazamiento óptimo, de forma el aire caliente de salida por su parte superior no interfiera con las tomas de aire de refrigeración y ventilación de la instalación.
- Bomba de circulación de aceite. Se dispondrá de un segundo equipo en parada, que arrancará ante fallo de la bomba principal.
- Sistema de ventilación del tanque, dispuesto de un tanque colector.
- Instrumentación y control para los diferentes equipos.

El grupo alternador – excitatriz se refrigerará de forma independiente a la turbina de gas y reductora, mediante un circuito abierto de aire complementario al sistema de ventilación del compartimento., descrito en el siguiente apartado.

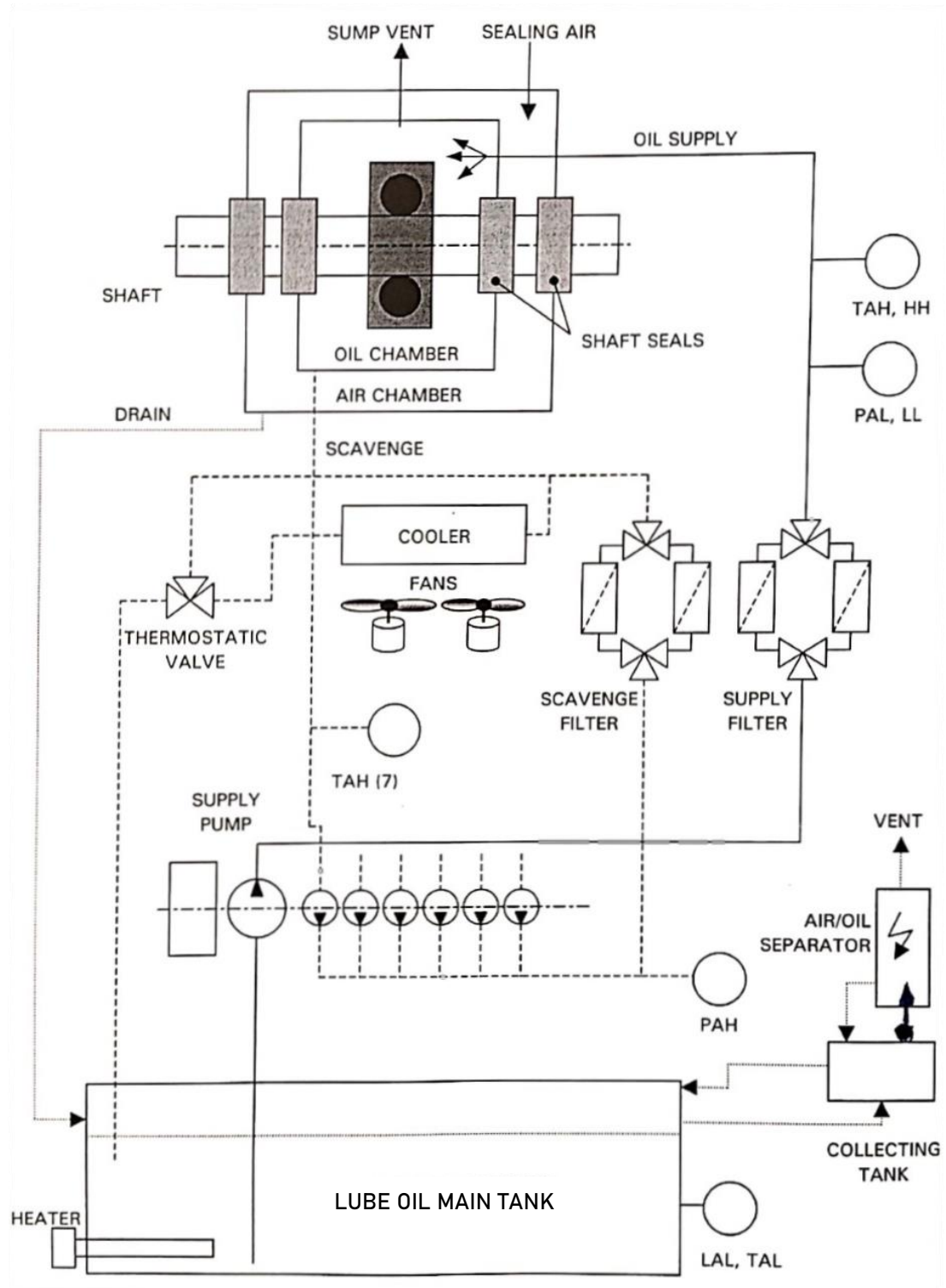


Figura 25 – Esquema básico del circuito de refrigeración aire – aceite de lubricación

FUENTE – Propia

1.6.1.4 Cerramiento y sistemas de ventilación

El conjunto turboalternador irá montado sobre una misma bancada, pero el compartimento del grupo reductora – alternador se aislará del de la turbina, por los motivos descritos más adelante. Ambos cerramientos dispondrán de un sistema de ventilación que garantice unas condiciones de trabajo adecuadas, y de puertas de acceso para las correspondientes labores de mantenimiento.

El compartimento de la turbina de gas dispondrá tomas de aire en las paredes laterales y de dos ventiladores de extracción en su parte superior, uno en funcionamiento constante, y otro en *Stand - By*, que actuará en caso de disparo del primero. Estos mantendrán el cerramiento a una presión negativa y refrigerado, evitando la posible ignición del combustible en caso de fuga y contacto con superficies a altas temperaturas.

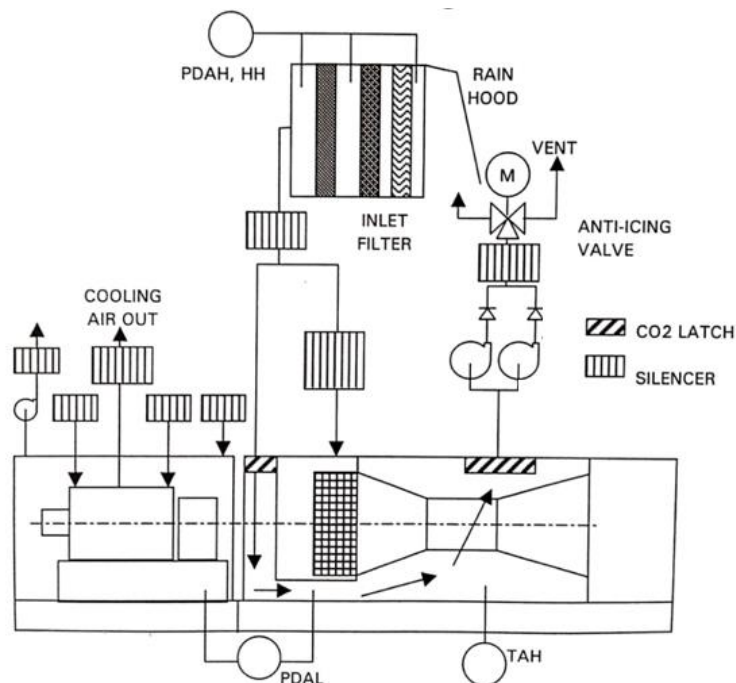


Figura 26 – Esquema de sistemas de ventilación del grupo turbogenerador

FUENTE – Propia

Respecto al compartimento del grupo reductora – alternador, dispondrá de un sistema de ventilación similar al de la turbina de gas, solo que la depresión requerida en él será menor, evitando de esta forma que el aire del compartimento de la turbina entre en contacto con los equipos eléctricos. Para evitar este problema, también se dispondrá de una pared aislante entre compartimentos, como ya se había mencionado. Se empleará un manómetro diferencial entre ambos cerramientos que actuará sobre los ventiladores, tal y como se muestra en la *Figura 27*, manteniendo una diferencia de presión adecuada.

1.6.1.5 Sistema de extinción de incendios

Para evitar la posible ignición del combustible en caso de fuga, la instalación dispondrá de detectores de fugas de gas y detectores de llama, los cuáles enviarán una señal de actuación un sistema de extinción de incendios, el cual empleará CO₂ para desplazar la atmósfera de oxígeno del compartimento. Estos se situarán en los dos compartimentos, como se muestra en la *Figura 27*.

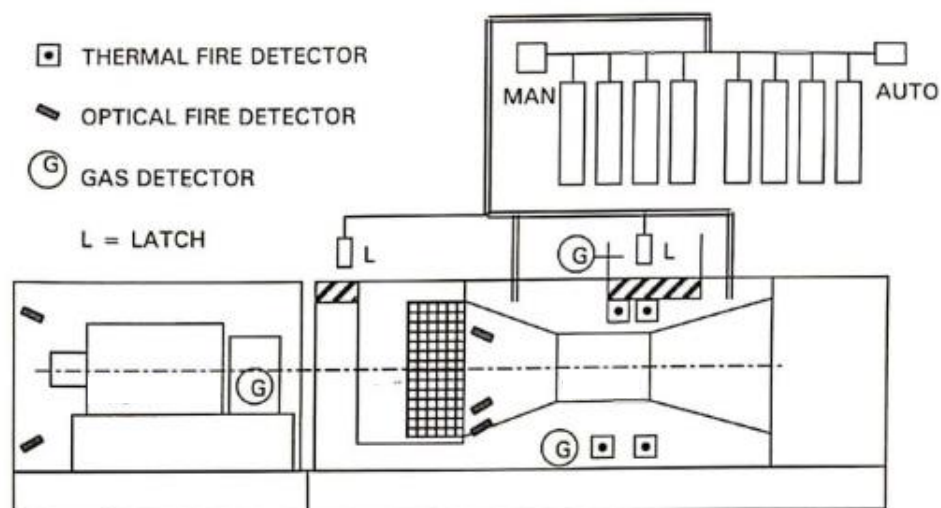


Figura 27 – Detectores del llama & gas en los compartimentos

FUENTE – Propia

El sistema de almacenamiento CO₂ se situará en el exterior de la instalación, el cual suministrará dicho gas a través de unas toberas situadas en la parte superior del interior de los compartimentos. La señal de los detectores de llama detendrá de forma inmediata el sistema de ventilación de los cerramientos y activará el sistema de extinción de CO₂, disponiendo también de un control manual.

1.6.1.6 Sistema de lavado del compresor

A pesar de emplear sistemas de filtrado de aire en la entrada del compresor, es difícil conseguir una calidad óptima que no perjudique al grupo turbogenerador. Durante la operación de la turbina de gas se producen depósitos de partículas en los álabes que reducen la eficiencia del compresor de forma gradual, lo que se traduce en una reducción en la eficiencia del conjunto.

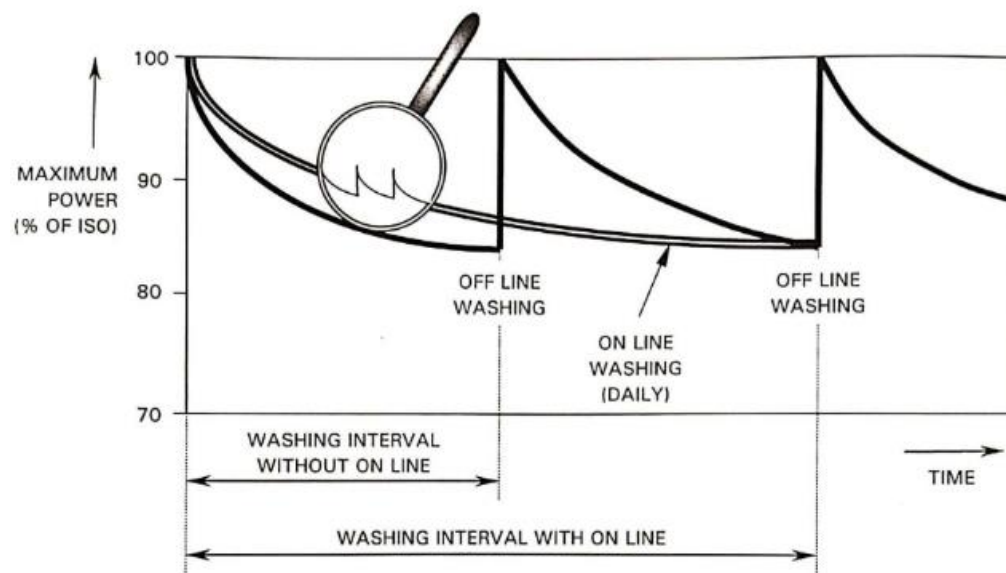


Figura 28 – Variación de potencia en función de los lavados realizados

FUENTE – Propia

En la *Figura 28* se muestra la reducción de potencia a causa de la suciedad acumulada en los álabes, y cómo se recupera mediante los lavados realizados. Estos se podrán realizar en marcha (*on – line*), y “en frío” (*off – line*), siendo estos últimos más eficientes, aunque requieren parar la instalación completa.

La periodicidad de los lavados se establecerá en el programa de mantenimiento preventivo correspondiente.

La instalación contará con un tanque de agua desmineralizada, proveniente de la planta de tratamiento existente, para el lavado. Este tanque estará presurizado a 1,2 bar, y se precalentará con vapor obtenido de la propia instalación, incluido en el Proceso 4 (consumo) del esquema termodinámico.

1.6.1.7 Aislamiento térmico y acústico

Todas las zonas a las que puedan estar expuestos los trabajadores de la planta deberán cumplir las condiciones establecidas en el **Real Decreto 1367/2007**.

Para dicho fin, todas las instalaciones que puedan exceder los límites de ruido establecidos contarán con un aislamiento adecuado. También se debe considerar lo establecido en el **Real Decreto 286/2006**, señalizando de forma adecuada las zonas de obligado uso de protección auditiva (valor límite de exposición = 87 dB; valor superior de exposición que da lugar a una acción = 85 dB).

Una de las zonas críticas de la instalación en lo relativo a aislamiento térmico y acústico será el conducto de descarga de gases de la turbina (unión con la caldera de recuperación), el cual deberá ir provisto del aislamiento óptimo para el cumplimiento de las normas mencionadas y para minimizar las pérdidas de calor en los gases por conducción. Para ello se dispondrá de un silenciador reactivo para la conducción de gases hasta la caldera de recuperación.

1.6.2 Caldera de recuperación de gases “HRSG”

Los gases de descarga de la turbina serán conducidos a una caldera de recuperación de gases (HRSG - *Heat Recovery Steam Generator*), donde se empleará la energía térmica contenida para producir vapor sobrecalentado.

La caldera de recuperación empleada se compondrá de tres niveles de presión independientes para los circuitos agua – vapor, todos ellos de circulación natural.

Para lograr la producción máxima demandada actualmente, el conjunto se dotará de un quemador auxiliar, o quemador de Post – Combustión.

Los gases procedentes del silenciador serán conducidos a un conducto de expansión, de forma que estos ocuparán la superficie transversal de la estructura (HRSG Casing), como se puede observar en la *Figura 29*.

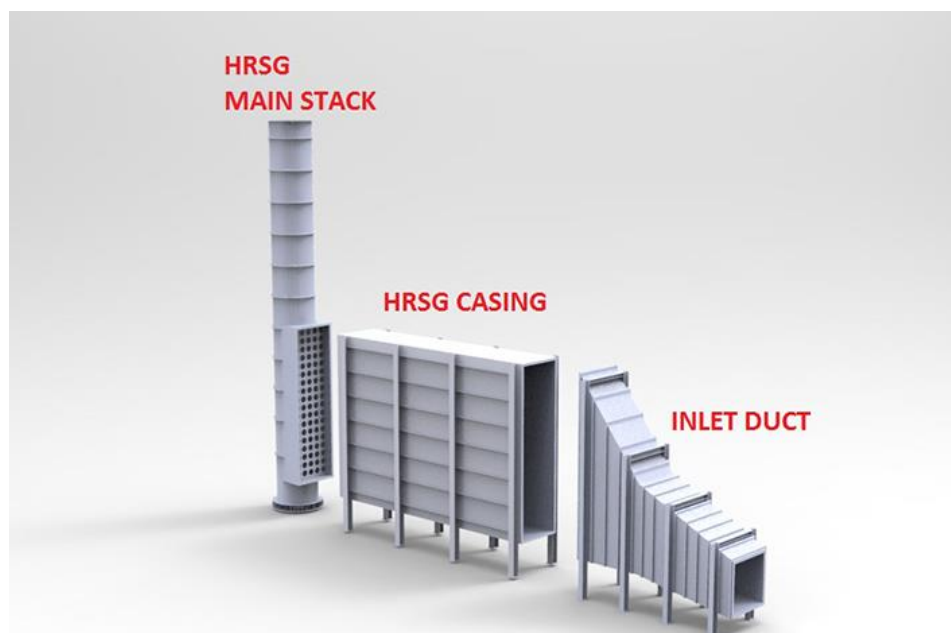


Figura 29 – Estructura genérica de una caldera de recuperación

FUENTE – ENPRO Engineering

1.6.2.1 Nivel de super – presión SP (vapor vivo)

Este será el circuito de agua – vapor principal para el cual se ha diseñado la caldera de recuperación de gases, por lo que consumirá la mayor parte de la energía térmica de los gases de escape de la turbina. En la *Figura 30* se muestra el esquema genérico de las instalaciones correspondientes al circuito agua – vapor.

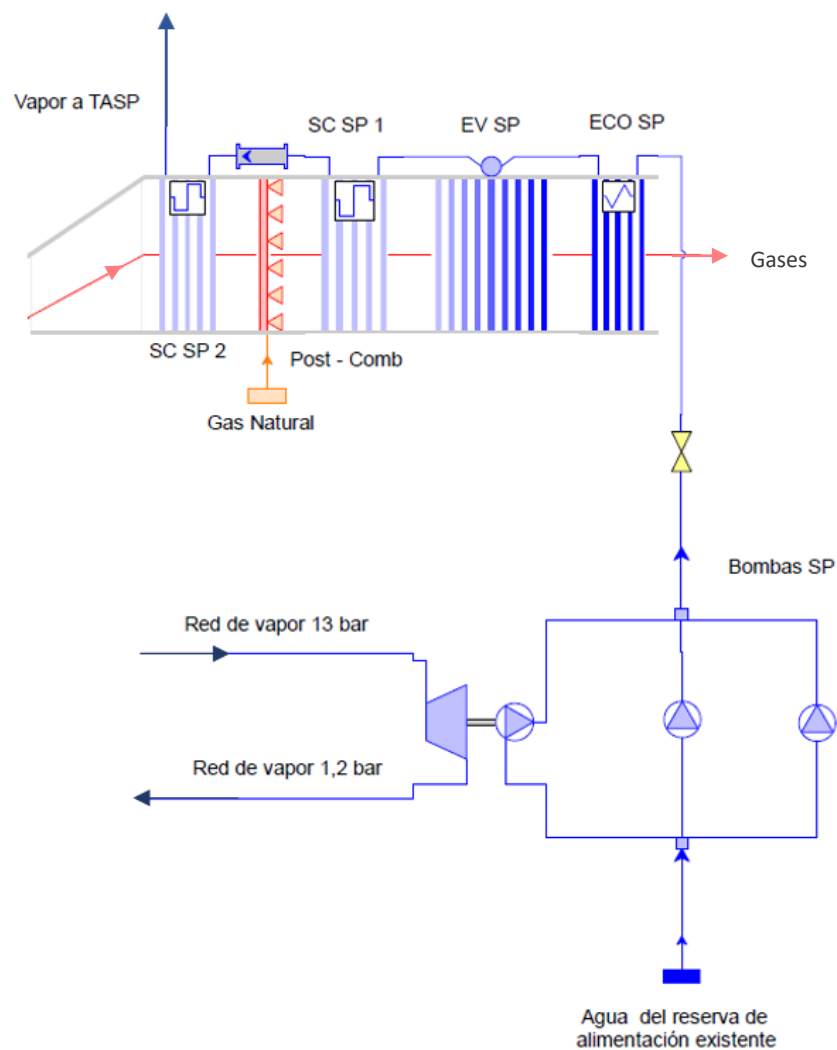


Figura 30– Esquema genérico del nivel de sobrepresión del HRSG

FUENTE – Elaboración Propia

Este nivel de presión producirá vapor sobrecalentado en las mismas condiciones de presión y temperatura que el generador de vapor a sustituir, para ser procesado en el turboalternador existente (TASP). Las condiciones de operación de la caldera (sin uso del quemador de Post – Combustión) se muestran en la *Tabla 11*.

Caudal de vapor vivo	120 t/h
Presión de vapor vivo	140 bar
Temperatura de vapor vivo	540 °C
Temperatura de agua de alimentación	190 °C
Energía térmica demandada	87 MW

Tabla 11 – Parámetros de operación, nivel SP sin Post – Combustión

Respecto al diseño del economizador, se ha establecido una temperatura límite de subenfriamiento de 15 °C para el cálculo, con el fin de evitar la formación de vapor en los últimos haces tubulares. Esta consideración de diseño se ha aplicado a los tres niveles de presión, y es orientativo ya que dependerá del diseño del HRSG.

1.6.2.1.1 Tanque de agua de alimentación

El agua procederá del tanque de agua de alimentación existente, puesto que su diseño está adaptado a las condiciones de retorno de condensados, las cuáles no variarán. Este depósito se reubicará en una de las plataformas de acceso de la caldera de recuperación a una altura similar a la que se encuentra actualmente, con el fin de evitar fenómenos de cavitación en el conducto de succión de la bomba.

Esta será una consideración preliminar, ya que se debe evaluar el estado estructural del mismo y analizar la viabilidad de su sustitución, en cuyo caso se diseñaría un nuevo tanque de condiciones similares al existente.

El tanque se empleará únicamente para este circuito agua – vapor, puesto que no se pretende reducir la temperatura del agua de alimentación, dependiente de las condiciones de presión y temperatura de los condensados que retornan de proceso. Para el resto de los niveles presión, se ha establecido un valor de temperatura mucho más reducido para optimizar la recuperación de energía térmica.

1.6.2.1.2 Calderín separador agua – vapor SP

El evaporador estará compuesto por un calderín separador agua – vapor, que tendrá la función de distribuir el agua procedente del economizador hacia los tubos de caída que conducen al hogar, logrando su evaporación en los tubos ascendentes. Tanto el calderín como los tubos de caída y todos los tubos de unión entre calderín y colectores superiores dispondrán de una capa de aislamiento de lana mineral, en función de las condiciones de trabajo y el diseño de los tubos. Esto reducirá las pérdidas por pared, ya que se sitúan en el exterior de la caldera.

El calderín se diseñará según código ASME, para una presión de operación de 150 bar, con un margen de seguridad del 10% de dicha presión, que será el valor de presión de timbre de las válvulas de alivio (165 bar). Estas descargarán vapor a la atmósfera por su parte superior ante fluctuaciones. Por otra parte, dispondrá de una válvula de purga de condensados con el fin de eliminar las impurezas que decanten al fondo del depósito, la cual conducirá al tanque de expansión (*tanque flash*) de la caldera existente, pudiendo recuperar vapor en las diferentes redes. Para el cálculo se ha considerado una purga continua del 2% del caudal total producido.

El vapor generado será conducido a través de varios separadores ciclónicos, saliendo del calderín hacia los sobrecalentadores. Estos últimos intercambiadores de calor lograrán las condiciones de temperatura requeridas en la turbina de vapor, y dispondrán de varios sistemas de pulverización de agua procedente de la bomba de alimentación, cuya función será “atemperar” el vapor sobrecalentado, acondicionando la temperatura hasta un valor óptimo. El caudal de atemperación será fijado por el diseñador de la instalación.

1.6.2.1.3 Quemador auxiliar de Post – Combustión

Se dispondrá de un quemador auxiliar de gas natural con el fin de aumentar la producción de vapor en el nivel de sobrepresión, alcanzando el caudal máximo producido actualmente por la instalación a sustituir.

El uso de este tipo de quemadores es muy común, tanto en centrales de ciclo combinado como en cogeneración, ya que permite mantener aprovechar el oxígeno presente en los gases de escape de la turbina de gas, y mantener esta a un régimen constante permitiendo variar las condiciones de producción de la caldera de recuperación, dotando al grupo de una mayor versatilidad ante picos de demanda.

Caudal de vapor vivo	170 t/h
Presión de vapor vivo	140 bar
Temperatura de vapor vivo	540 °C
Temperatura de agua de alimentación	190 °C
Energía térmica demandada	125 MW

Tabla 12 – Parámetros de operación, nivel SP con Post – Combustión

Como se puede observar en la *Figura 30*, el sobrecalentador de sobrepresión (*denominado SC SP*) se ha dividido en dos secciones. Con esta consideración de diseño, se consigue reducir las tensiones térmicas a las que estaría sometida una sola sección frente al quemador, ya que de esta forma el intercambio de calor sucede en dos fases, reduciéndose la temperatura de exposición del SC SP y evitando también fenómenos de radiación. Esta disposición de diseño será orientativa.

El quemador de Post – Combustión se ha ajustado a las condiciones de producción nominales requeridas de forma orientativa. El valor exacto de potencia y el número de módulos instalados se escogerá acorde a dicho valor siempre que las condiciones de operación lo permitan.

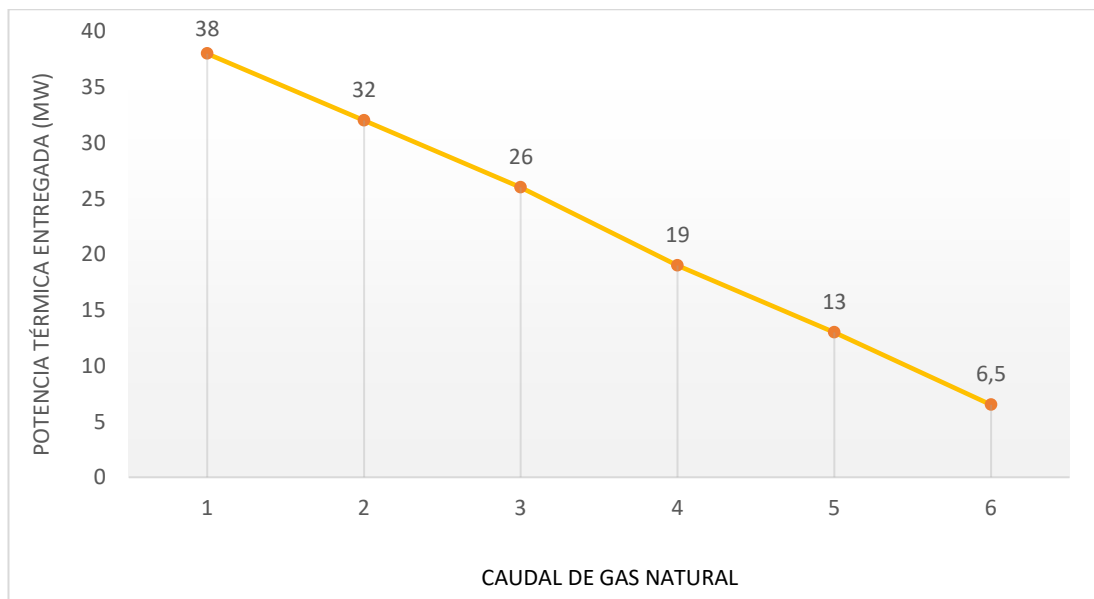


Figura 31 – Relación caudal G.N. – potencia entregada por el quemador auxiliar

FUENTE – Elaboración Propia

1.6.2.1.4 Bombas de alimentación SP

Debido a la presión de trabajo requerida en el circuito, se empleará una bomba accionada por una turbina de vapor como equipo de bombeo principal en el nivel de super – presión, siendo la opción óptima en términos de eficiencia energética. La bomba será tipo centrífuga, multietapa y de eje horizontal, y la turbina de vapor de accionamiento será alimentada por una fracción del caudal de contrapresión de la turbina TASP, y la descarga de vapor ira directa a la red de 1,2 bar, ajustada al equilibrio térmico para abastecer el Proceso 4 (consumo de vapor).

Las condiciones de operación de la bomba principal se muestran en la *Tabla 13*.

Presión de aspiración	15 bar
Presión máxima de impulsión	175 bar
Caudal máximo de impulsión	170 t/h
Temperatura máxima de servicio (agua)	215 °C
Caudal de vapor (potencia máxima)	12,7 t/h
Presión de entrada de vapor	13 bar
Temperatura de entrada de vapor	264 °C
Presión de descarga de vapor	1,2 bar
Temperatura de salida de vapor	105 °C

Tabla 13 – Parámetros de operación de la turbobomba de SP

La instalación contará también con dos bombas *Stand – By* de accionamiento eléctrico, de forma que puedan actuar ante fallo de la bomba principal mediante un sistema de arranque automático. Estas bombas tendrán los mismos parámetros de operación que la turbobomba, solo que, a diferencia de esta, serán de accionamiento eléctrico AC y se emplearán también en los arranques de la instalación, hasta que se den las condiciones necesarias para accionar la turbobomba.

Las bombas *Stand – By* serán también de tipo multietapa horizontales, y para actuar ante las variaciones de carga dependientes del quemador auxiliar, estarán dotadas de un variador de velocidad que las permitirá actuar ante el incremento de caudal, y por consiguiente de las pérdidas de carga en la caldera y las redes de distribución.

1.6.2.2 Niveles de media y baja presión

De forma complementaria al circuito agua – vapor principal, se han dispuesto dos circuitos adicionales de menor presión con el fin de optimizar la recuperación de energía térmica de los gases, reduciendo lo máximo posible la temperatura de estos en la base de la chimenea. Estos circuitos se denominarán de media y baja presión, para 12 y 1,2 bar respectivamente, y sustentarán los procesos 3 y 4 asociados al consumo de vapor sobrecalentado.

Como se puede observar en la *Figura 32*, se ha optado por disponer de dos superficies paralelas de BP y MP. La finalidad de esta consideración de diseño es distribuir de forma más uniforme la energía térmica de los gases en los últimos intercambiadores del HRSG, sin requerir de diferencias de temperatura muy próximas entre gases – agua, lo que incrementaría la superficie de intercambio de calor requerida, y por tanto los costes de la instalación. Esta consideración se ha aplicado para el cálculo, y podrá variar en función del diseño estructural.

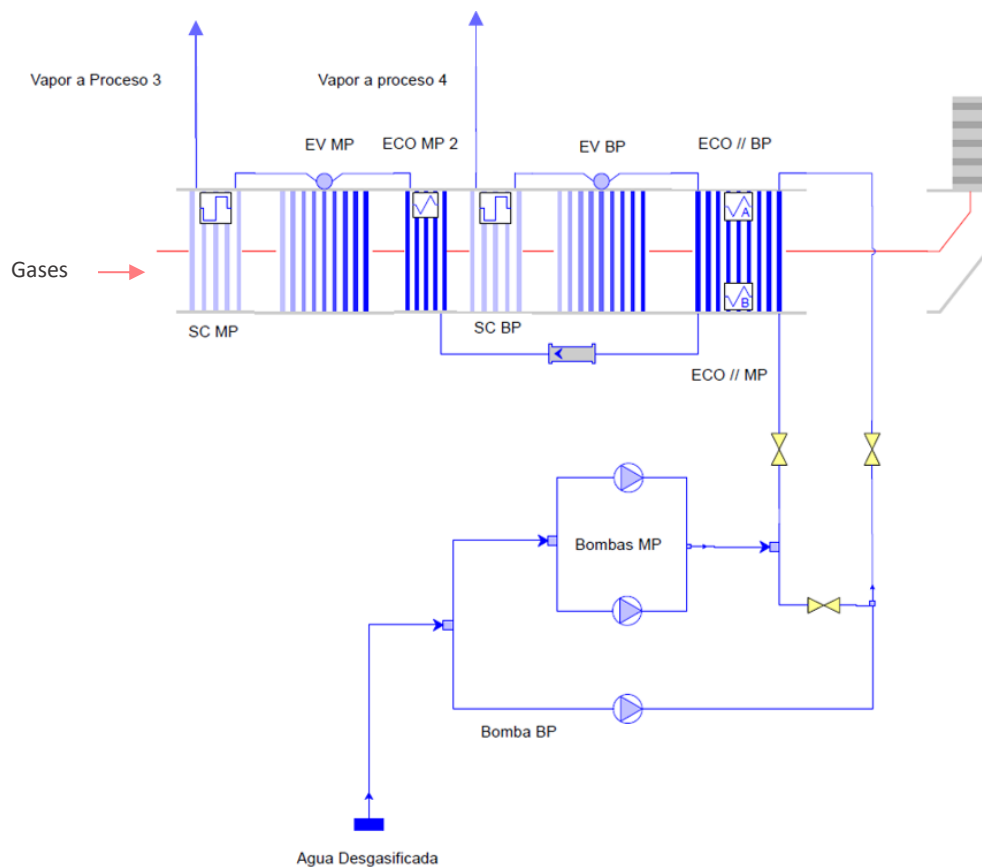


Figura 32 – Esquema genérico de los niveles de media y baja presión del HRSG

FUENTE – Elaboración Propia

Caudal de vapor	24 t/h
Presión de vapor	12 bar
Temperatura de vapor	250 °C
Temperatura de agua de alimentación	85 °C
Energía térmica demandada	17 MW

Tabla 14 – Parámetros de operación, nivel de MP

Caudal de vapor	20 t/h
Presión de vapor	1,2 bar
Temperatura de vapor vivo	150 °C
Temperatura de agua de alimentación	85 °C
Energía térmica demandada	13,5 MW

Tabla 15 – Parámetros de operación, nivel de BP

Respecto al agua de alimentación, se ha considerado una opción inicial la cual podría variar durante la ejecución del proyecto, al igual que en el nivel de sobrepresión. Esta consistirá en bombear agua desde un sistema de desgasificación existente en la planta de forma independiente al nivel de sobrepresión, debido a que la temperatura (190 °C) limitaría la energía térmica recuperada de los gases. De esta forma, se evitaría disponer de un segundo tanque de alimentación.

1.6.2.2.1 Calderines separadores agua – vapor, MP y BP

El calderín de media presión se diseñará para una presión máxima de 16 bar y una presión de operación de 12,5 bar, dotado de las correspondientes válvulas de alivio de presión y sistemas de purga.

El calderín de baja presión seguirá las mismas disposiciones constructivas que los otros dos calderines, solo que estará diseñado para una presión de operación de 1,86 bar, y una presión máxima de 2,5 bar.

(Las Presión diseño/operación es orientativa, basada en la simulación realizada)

1.6.2.2.2 Bombas de alimentación MP y BP

Para el nivel de media presión se emplearán dos bombas centrífugas monoetapa de iguales parámetros de operación, una en funcionamiento y otra en *Stand – By* con arranque automático en caso de fallo de la bomba principal.

Presión de aspiración (tanque de vacío)	0,8 bar
Presión máxima de impulsión	18 bar *
Caudal máximo de impulsión	25 t/h *

Tabla 16 – Parámetros de operación de las bombas de MP

Para al nivel de baja presión, únicamente se empleará una bomba centrífuga monoetapa. Como opción prioritaria, se dispondrá de una válvula reductora de presión en la tubería de impulsión de la bomba MP, la cual permitirá bifurcar parte del caudal al nivel de BP en caso de que la bomba falle. Esta opción implicará disponer de un rango de potencia más amplio en la bomba de MP.

Presión de aspiración (tanque de vacío)	0,8 bar
Presión máxima de impulsión	18 bar *
Caudal máximo de impulsión	25 t/h *

Tabla 17 – Parámetros de operación de la bomba de BP

1.6.2.2.3 Recuperación de condensados de purga

Para el cálculo se han escogido unos valores de purga coherentes en función de las condiciones de trabajo de cada nivel de presión. Como opción prioritaria, las redes se diseñarán para una pérdida de carga admisible que permita enviar el caudal de purga a los tanques flash existentes. En su defecto, se diseñarán los tanques correspondientes con las mismas condiciones de equilibrio que los actuales.

- Purga del calderín SP: el sistema de purga dispondrá de una válvula que descargará de forma continua un caudal de condensado, correspondiente al 2% del caudal procesado en la caldera en condiciones normales de operación (con y sin Post – Combustión). Esta válvula se dimensionará en función del caudal de purga máximo requerido en las condiciones de arranques y paradas de la instalación. La descarga de condensado será conducida al Tanque Flash 1 de la instalación actual.
- Purga del calderín MP: para este nivel de presión se extraerá un caudal correspondiente al 1% del caudal procesado en la caldera en condiciones normales de operación. La descarga de condensado será conducida al Tanque Flash 2 de la instalación actual.

Para el nivel de BP, las condiciones requeridas en el agua serán menos exigentes, razón por la cual no se ha optado por no disponer de un sistema de purga continua.

Sin embargo, tanto para este como para el resto de niveles se realizarán una serie de purgas, denominadas purgas intermitentes, cuya periodicidad se establecerá en el programa de mantenimiento preventivo. Por esta razón, el calderín de BP dispondrá de un sistema de purga intermitente, el cual conducirá el condensado a un nuevo tanque flash, presurizado a 1,2 bar. Este tanque será independiente a los existentes, y permitirá producir vapor que se conducirá a la red de distribución de BP, siempre que el equilibrio térmico de esta lo permita.

1.6.2.3 Redes de distribución de agua y vapor

Como ya se ha mencionado anteriormente, la instalación pre – diseñada suministrará vapor a las redes existentes en la fábrica, pudiendo emplear los equipos existentes, lo que supondrá un ahorro potencial en la inversión inicial.

La primera consideración para el diseño de redes será el diámetro de tubería, el cual se elegirá acorde a un valor óptimo de pérdida de carga, sin sobrepasar los valores de velocidad máxima permitida en tuberías de agua y vapor, *Tabla 18*.

Velocidad del agua caliente o sobrecalentada	5 m/s
Vapor saturado	50 m/s
Vapor sobrecalentado y recalentado	80 m/s

Tabla 18 – Velocidades máximas para las redes de agua y vapor

Las redes de distribución principales serán las enumeradas a continuación.

- Red de agua de alimentación a nivel SP
- Red de vapor (140 bar 540 °C)
- Red de agua de alimentación a nivel MP
- Red de vapor (12 bar 250 °C)

- Red de agua de alimentación a nivel BP
- Red de vapor (1,2 bar 150 °C)
- Redes de recuperación de condensados

Todas las tuberías pertenecientes a las redes de distribución estarán calorifugadas, recubiertas por una capa de aislamiento térmico/acústico adecuado, cuyo espesor dependerá del diámetro de la tubería y la temperatura a la que se encuentre el fluido en su interior, minimizando así las pérdidas de calor.

1.6.2.4 Chimenea de evacuación de gases

Los gases de salida de la caldera serán conducidos a una chimenea para ser evacuados a la atmósfera. Una disposición constructiva común es la de disponer de una “*Chimenea Bypass*” entre la entrada a la caldera de recuperación y la descarga de la turbina de gas, lo que permite que esta última pueda seguir operativa si se detiene la producción en la caldera de recuperación de gases.

Como contraparte, la evacuación de gases por la *Chimenea Bypass* supone una pérdida de eficiencia significativa, debido a la temperatura a la que se encuentran dichos gases (en el presente caso $T_g \approx 625\text{ °C}$), lo que se traduce en aumento de los costes de producción de energía eléctrica mientras la caldera no esté operativa. Por esta razón, sumado a los costes de inversión (menos significativos) se ha optado por no disponer de este elemento en la nueva instalación.

Cabe mencionar que este tipo de chimeneas actúan como seguridad ante disparo de la caldera de recuperación. Como alternativa, el sistema de disparo derivará también en la turbina de gas, parando la instalación completa ante fluctuaciones.

Caudal de gases (sin uso de Post – Comb)	786,6 t/h
Caudal de gases (con uso de Post – Comb)	789,6 t/h
Temperatura de gases	130 – 140°C

Tabla 19 – Parámetros de los gases en la base de la chimenea

Respecto a la chimenea principal, se diseñará para cumplir las condiciones de tiro en los dos modos de funcionamiento de la instalación, siguiendo la normativa relativa a la prevención y control integrados de la contaminación atmosférica.

Se construirá en paneles de acero prefabricados atornillables, con aislamiento térmico interior, y dispondrá de aletas helicoidales en su parte superior para reducir el posible riesgo de colapso provocado por la formación de vórtices de viento. Por otra parte dispondrá de analizadores de O₂ en base húmeda, caudal de gases, NO_x temperatura, y estará provista de orificios accesibles mediante escaleras y plataformas con la correspondiente iluminación para la toma de medidas, con el fin de poder corroborar el valor de los analizadores en auditorías de emisiones.

1.6.3 Suministro de gas natural – ERM

El combustible empleada en la turbina de gas y en el quemador auxiliar será gas natural sin contenido en azufre, cuya composición se muestra en la *Tabla 20*. Cabe mencionar que el gas natural presenta una leve concentración en C₄H₈S, también conocido como “THT”, empleado como odorizante para poder ser percibido en caso de fugas de gas, puesto que el gas natural es incoloro e inodoro. Sin embargo, el contenido en azufre del compuesto tiene un impacto irrelevante en fenómenos de condensación ácida en chimeneas y no se ha tenido en cuenta.

Metano - CH₄	87 %
Etano - C₂H₆	8,46 %
Nitrógeno - N₂	3,65 %
Hidrógeno - H₂	0,36 %
Dióxido de Carbono - CO₂	0,34 %
Monóxido de Carbono - CO	0,09 %
Oxígeno - O₂	0,07 %
Etileno - C₂H₄	0,03 %
Total	100 %

Tabla 20 – Composición del gas natural empleado (% Volumen)

$$PCI_{G.N.} = 46280 \text{ (KJ/Kg)}$$

Condiciones de suministro	
Presión	60 bar
Temperatura	25 °C

Tabla 21 – Condiciones de suministro de gas por parte de la compañía

La nueva instalación dispondrá de una ERM que adaptará las condiciones del gas suministrado a las requeridas en la turbina de gas y en el quemador auxiliar, eliminando las posibles impurezas y actuando como seguridad ante fluctuaciones.

- Etapa de filtrado de gas natural: se emplearán filtros ciclónicos, dispuestos de manómetros diferenciales.
- Etapa de reducción de presión: se emplearán válvulas reductoras de presión para adaptar ésta a las condiciones de suministro. Se dispondrá también de las correspondientes válvulas de seguridad ante presión máxima (válvulas de alivio de presión), y ante presión mínima.

	Presión de entrada	Presión de salida
Válvula reductora a Turbina de Gas	60 bar	40 bar
Válvula reductora a Post – combustión	60 bar	2,5 bar

Tabla 22 – Regulación de presión del gas natural

- Etapa de precalentamiento: para el precalentamiento del gas natural se empleará vapor de 1,2 bar procedente de la instalación, o en su defecto, de las instalaciones de cogeneración secundarias. Otra función de esta etapa será evitar la posible formación de hielo a causa del incremento de velocidad en conductos de expansión.

	Temp. de entrada	Temp. de salida
Precalentador a Turbina de Gas	25 °C	60 °C
Precalentador a Post – combustión	25 °C	30 °C

Tabla 23 – Regulación de temperatura del gas natural



- Etapas de medida: corresponderá a la medición de caudal y poder calorífico del gas natural empleado, realizadas mediante un caudalímetro de turbina y un cromatógrafo respectivamente. Ambos dispositivos dispondrán de correctores electrónicos y deberán estar homologados para las auditorías de CO₂ y facturación de gas. Por otra parte, el resto de etapas contarán con medidores de presión y temperatura a la salida de cada proceso.
- Sistemas de seguridad: las estaciones de regulación dispondrán de una cubierta de tejado, cercas de seguridad para limitar el acceso y el correspondiente balizamiento de riesgo de inflamabilidad en los diversos conductos de suministro y distribución de gas natural a las instalaciones. Las válvulas de alivio de presión descargarán por encima de la cubierta.

Todos los conductos de la instalación se diseñarán para una velocidad máxima de 20 m/s, y dispondrán de una capa de imprimación amarilla para su correcta identificación. Las líneas de distribución estarán diseñadas según norma DIN 2440 ($\varnothing \leq 3''$) y DIN 2448 ($\varnothing \geq 3''$), y se emplearán aceros sin soldadura.

1.6.4 Instalaciones de transformación y distribución de E.Eléctrica

La instalación de cogeneración producirá un total de ≈ 85 MW eléctricos, los cuáles serán exportados a la red eléctrica en condiciones normales de operación. El alternador accionado por la turbina de gas será tipo síncrono con una tensión en bornes de 11 kV, y un factor de potencia de 0,98 de acuerdo con lo establecido en el **Real Decreto 413/2014**. En función del receptor de energía eléctrica, la instalación generadora tendrá dos modos de funcionamiento principales:

- Operación en paralelo con la red eléctrica externa: en este modo, el alternador suministrará la totalidad de la energía eléctrica a la red externa. Previo a la sincronización con la red eléctrica externa, se deberán cumplir las condiciones expuestas en la *Tabla 24*.

Máxima diferencia de tensión	$\pm 8 \%$
Máxima diferencia de frecuencia	$\pm 0,1 \%$
Máxima diferencia de fase	$\pm 10 \%$

Tabla 24 – Rango de valores permitidos para la sincronización con la red

- Operación en paralelo con la red de fábrica: el alternador podrá suministrar una parte de la energía eléctrica generada a las instalaciones de fábrica para el autoconsumo, ante fluctuaciones en el suministro del turboalternador TASP. Puesto que la energía máxima producida excede la demanda de fábrica, se exportará el excedente a la red eléctrica externa.

Para los modos de funcionamiento descritos, se requerirá de dos unidades transformadoras de energía agrupadas en una misma subestación.

- Transformador de MT a AT, para el suministro de energía eléctrica a la red externa (en condiciones normales). Dispondrá de un interruptor automático de conexión a la red y un seccionador como protección.

Tensión de entrada	11 kV
Tensión de salida	55 kV

Tabla 25 – Parámetros de transformación de la Subestación 1

- Transformador de MT a BT, para el suministro a la red de fábrica (ante fluctuaciones en el suministro actual). Al igual que el anterior, dispondrá de un interruptor automático de conexión a la red y un seccionador.

Tensión de entrada	11 kV
Tensión de salida	400 V

Tabla 26 – Parámetros de transformación de la Subestación 2

De acuerdo con lo establecido en el Real Decreto 413/2014, la instalación deberá disponer de los correspondientes aparatos de medida de tensión, potencia activa y reactiva, y estado del interruptor de conexión a la red, con el fin de suministrar dichos valores a tiempo real al operador de red (Red Eléctrica Española).

La instalación estará dotada de los correspondientes equipos de seguridad necesarios para la operación, según lo establecido en el **Real Decreto 337/2014**.

1.7 Impacto ambiental y comparativa de emisiones

A la hora de realizar las auditorías de control de emisiones de CO₂, se toman medidas del combustible fósil consumido a lo largo de un periodo de tiempo concreto, generalmente mensual, y se calculan las emisiones de dicho periodo en función del Poder Calorífico Inferior medio del combustible a lo largo de ese mes, y del factor de emisiones asociado a dicho combustible. En el caso de compuestos NO_x y SO_x, se toman los valores de medida dados por los analizadores en la base de la chimenea, los cuáles deben estar homologados (sus medidas se corroborarán de forma periódica).

1.7.1 Emisiones de la instalación actual

Para comparar las emisiones de CO₂ la instalación actual y la propuesta, se ha realizado el cálculo suponiendo un régimen de trabajo del 100% de horas anuales. Este dato, por supuesto, no corresponderá con la realidad, debido a que las instalaciones experimentan paradas de mantenimiento previstas e imprevistas a causa de fluctuaciones, pero se tomará como referencia para la comparativa.

Consumo de carbón	20 t/h (175.200 t/año)
PCI del carbón empleado	24.756 MJ/t
Factor de emisión aplicable	95,24 t CO ₂ /TJ
Emisiones de CO₂ anuales	413.079,8 t CO ₂ /año

Tabla 27 – Emisiones de CO₂ del generador de vapor existente

Para comparar las emisiones de NO_x y SO_x se han tomado los valores en función del caudal de combustible. Estas emisiones actualmente se encuentran por debajo de los límites fijados por la **DIRECTIVA 2010/75/UE, Anexo V**, gracias al uso de sistemas de filtrado y retención de compuestos contaminantes.

Emisiones NO_x	150 – 175 mg/Nm ³
Emisiones SO_x	125 – 140 mg/Nm ³

Tabla 28 – Emisiones de NO_x y SO_x del generador de vapor existente

1.7.2 Emisiones de la nueva instalación

Para la elección de los equipos de combustión de la nueva instalación, se ha tenido especial consideración en los valores de emisiones de NOx. La **Directiva 2010/75/UE, Anexo II**, establece un valor límite de emisiones de NOx de **50 mg/Nm³** para nuevas instalaciones que empleen turbinas de gas. Para las nuevas instalaciones que empleen Post – Combustión el límite es menos restrictivo, y está establecido en un valor de **100 mg/Nm³**.

Emisiones NOx – T.G. GE 6F.03	15 ppm (31 mg/Nm ³)
Emisiones NOx – Quemador auxiliar	15 ppm (31 mg/Nm ³) *

Tabla 29 – Emisiones de NOx para nuevas instalaciones

* Se optará por un quemador que cumpla dicho parámetro, siendo este valor común en los quemadores de post combustión actuales (Low NOx Duct Burners).

Las emisiones de CO₂ se deben analizar teniendo en consideración dos puntos de vista, dadas las funciones que cumple la instalación tipo.

- Producción de energía eléctrica: la principal ventaja medioambiental de la instalación tipo, relativa a producción de electricidad, está asociada al **Ahorro de Energía Primaria (AEP)**, tal y como se explica en el apartado “Ventajas intrínsecas relativas al ahorro de energía primaria”.
- Generación de calor útil: aparte de lo relativo al “AEP”, la producción de calor útil supondrá una ventaja medioambiental derivada de la sustitución del carbón por el gas natural, ya que dará resultado a una reducción considerable de las emisiones de CO₂ y de compuestos NOx, a la vez que una mitigación de

las emisiones de compuestos de azufre (SO_x). También se debe considerar la formación de “*inquemados*” en el proceso de combustión del carbón, la cual es mucho menor en la combustión de sustancias gaseosas, dando lugar a un mayor rendimiento en el proceso de combustión y recuperación de calor.

Para calcular las emisiones de CO₂ se ha seguido el mismo procedimiento que en la instalación existente, variando el factor de emisión asociado al combustible. La instalación trabajará principalmente a plena carga, por lo que el valor de emisiones sin uso de post combustión será menos relevante.

Consumo de gas natural	18,46 t/h
PCI del gas natural empleado	46.280 MJ/t
Factor de emisión aplicable	51,77 t CO ₂ /TJ
Emisiones anuales	387.454 t/año

Tabla 30 – Emisiones de CO₂ de la nueva instalación, sin uso de Post – Comb

Consumo de gas natural	21,46 t/h
PCI del gas natural empleado	46.280 MJ/t
Factor de emisión aplicable	51,77 t CO ₂ /TJ
Emisiones anuales	450.421 t/año

Tabla 31 – Emisiones de CO₂ de la nueva instalación, con uso de Post – Comb

1.7.3 Reducción de emisiones del proceso productivo

Las tablas mostradas en el apartado anterior hacen referencia a las emisiones de CO₂ del conjunto, teniendo en consideración los dos puntos de vista mencionados. Sin embargo, para realizar la comparativa tan sólo se ha tenido en cuenta el nivel SP con uso del quemador auxiliar a plena carga, ya que su producción de vapor equivale a la del generador de vapor existente. Los niveles de media y baja presión sustituyen parcialmente la producción de instalaciones de cogeneración secundarias cuyas emisiones son similares, por lo que realizar una comparativa no sería del todo relevante.

La potencia térmica del generador de vapor, tal y como se indicaba en la *Tabla 3*, corresponde a la energía térmica demandada para un rendimiento del 90% en el proceso de combustión de la caldera ($\eta \approx 90\%$).

Potencia térmica del generador de vapor	137 MW
Calor útil generado en forma de vapor	123 MW

Tabla 32 – Valores de potencia del generador de vapor

Puesto que hemos considerado una producción en el nivel SP equivalente a la del generador de vapor a sustituir, se ha realizado una comparativa de las emisiones asociadas a la potencia térmica de este proceso de producción. De esta forma, el método de cálculo ha consistido en considerar únicamente el calor útil del nivel SP, hallar el porcentaje que este supone respecto a la energía térmica del combustible, y aplicarlo a las emisiones totales de la cogeneración de turbina de gas.

Calor útil generado en forma de vapor SP	123 MW
Potencia eléctrica neta generada T.G.	85,750 MW
Calor útil total generado en forma de vapor	153,715 MW
Energía neta total generada (eléctrica + térmica)	239,465 MW
Porcentaje de calor útil en nivel SP respecto a la energía neta total generada	51,36 %

Tabla 33 – Valores de potencia del conjunto T.G. y HRSG

Aplicando dicho porcentaje al valor de emisiones obtenido (Tabla 31), hemos obtenido las emisiones asociadas al proceso de producción de vapor vivo.

Emisiones asociadas a la producción de vapor SP = 231.356,49 (t CO₂/año)

Finalmente, hemos calculado la reducción de emisiones de CO₂ comparando el valor de la nueva instalación y el correspondiente a la actual (Tabla 27).

La producción de vapor de media y baja presión se considera neutra en emisiones respecto a las instalaciones de producción secundarias existentes (gas natural), por lo que no se ha considerado una variación de ningún tipo de emisiones.

$$\text{Reducción de emisiones CO}_2 = 1 - \frac{231.356,5 \text{ (t CO}_2\text{/año)}}{413.079,8 \text{ (t CO}_2\text{/año)}} = 43,99 \%$$

1.8 Ahorro de Energía Primaria (AEP)

Partiendo de los fundamentos teóricos expuestos en el apartado 1.3.2, se concluye que una de las razones principales por las que se ha optado por la instalación tipo del presente proyecto es el ahorro en de energía primaria, el cual deriva de la producción conjunta de energía eléctrica y calor útil en una misma instalación.

Por otra parte, se ha mencionado el término “*cogeneración de alta eficiencia*”, el cual está directamente relacionado con el ahorro de energía primaria y es una de las condiciones para percibir el Régimen Retributivo Específico, de acuerdo con lo establecido en el **Real Decreto 413/2014**.

La instalación tipo del proyecto obtendrá así la denominación “*cogeneración de alta eficiencia*” si aporta un ahorro de energía primaria mayor o igual al 10%, según lo establecido en el ANEXO III de la **DIRECTIVA 2004/8/CE**. El cálculo se realizará empleando la fórmula mostrada a continuación, establecida en el mismo anexo de la directiva nombrada (*PES = Primary Energy Saving, o Ahorro de Energía Primaria*).

$$PES = \left(1 - \frac{1}{\frac{CHP H\eta}{Ref H\eta} + \frac{CHP E\eta}{Ref E\eta}} \right) * 100 \%$$

CHP H η : es la eficiencia térmica de la producción mediante cogeneración definida como la producción anual de calor útil (H_{CHP}) dividida por la aportación de combustible utilizada para generar la suma de la producción de calor útil y electricidad procedentes de la cogeneración (F_{CHP}).

Ref H η : es el valor de referencia de la eficiencia para la producción separada de calor.

CHP η : es la eficiencia eléctrica de la producción mediante cogeneración definida como la electricidad anual producida por cogeneración (E_{CHP}) dividida por la aportación de combustible utilizada para generar la suma de la producción de calor útil y electricidad procedentes de la cogeneración (F_{CHP}).

Ref η : es el valor de referencia de la eficiencia para la producción separada de electricidad.

Los valores (E_{CHP}), (H_{CHP}) y (F_{CHP}) se han obtenido empleando el software *ThermoFlex*, mediante el cual se ha simulado la planta de cogeneración de ciclo combinado completa, para las **Condiciones ISO** de medida. Los parámetros aparecen expuestos en la tabla mostrada a continuación, junto a otros parámetros relevantes complementarios al balance térmico del apartado anterior.

Ambient pressure	1,013 bar
Ambient temperature	15 C
Ambient RH	60 %
Ambient wet bulb temperature	10,82 C
Gross power	105637 kW
Net power	103808 kW
Total auxiliaries and transformer losses	1828,6 kW
CHP efficiency	88,84 %
Gross electric efficiency(LHV)	38,29 %
Gross heat rate(LHV)	9403 kJ/kWh
Net electric efficiency(LHV)	37,62 %
Net heat rate(LHV)	9569 kJ/kWh
Net fuel/energy input(LHV)	275919 kW
Net process heat output	141331 kW
Energy chargeable to power	123950 kW
Plant Emissions: NOx per year	180,1 tonne/year
Plant Emissions: CO2 per year	450412 tonne/year

Se ha comprobado que el rendimiento global de la planta (η), tal y como figura en la tabla anterior, (*CHP efficiency (LHV)*), es mayor o igual al rendimiento umbral (η_{umbral}) establecido por el Anexo II del **Real Decreto 616/2007**. Se ha concluido entonces que toda la energía eléctrica generada es de cogeneración.

$$\eta_{\text{umbral}} = 80 \% \ ; \ \eta = 88,84 \% \ ; \ \eta > \eta_{\text{umbral}}$$

Horas de funcionamiento de la cogeneración (100% h anuales) = 8760 h/año

$$CHP \ H\eta = \frac{H_{CHP}}{F_{CHP}} = \frac{141331 \text{ kW}}{275919 \text{ kW}} \cdot 100 = 51,22 \%$$

$$CHP \ E\eta = \frac{E_{CHP}}{F_{CHP}} = \frac{103808 \text{ kW}}{275919 \text{ kW}} \cdot 100 = 37,62 \%$$

Los valores de referencia vienen expuestos en los Anexos I y II del **REGLAMENTO DELEGADO (UE) 2015/2402**, para combustibles gaseosos.

$$Ref \ H\eta = 53 \%$$

$$Ref \ E\eta = 87 \%$$

$$PES = \left(1 - \frac{1}{\frac{37,62 \%}{53 \%} + \frac{51,22 \%}{87 \%}} \right) * 100 \% = 22,99 \%$$

$$PES = 22,99 \%$$

1.9 Referencias Bibliográficas

- [1] SALA LIZARRAGA, J. M^a.; 1999. *Cogeneración. Aspectos termodinámicos, tecnológicos y económicos*. 3^a Ed. Servicio editorial, Universidad del País Vasco. ISBN 84 - 7585 - 571 - 7.
- [2] *THERMOFLOW - ThermoFlex*, Versión 28.2 (Software - Balances térmicos).
- [3] NEAGA, C.; FLOAREA, L. 2009. *Influence of Pinch and Approach Point on Construction of a Heat Recovery Steam Generator in a Combined Cycle*. U.P.B. Sci. Bull. Series D, Vol. 71 Iss4. ISSN 1454-2358.
- [4] HENNESEY, S.P.; 2017. *Heat Recovery Steam Generator Technology*. Edited by ERIKSEN, V.L. ISBN 978-0-08-101940-5.
- [5] COSKUN, C.; OKTAY, Z.; ILTEN, N. 2009. *A New Approach for Simplifying the Calculation Of Flue Gas Specific Heat and Specific Exergy Depending on Fuel Composition* [en línea]. Balikesir University [Consulta: 15/12/2019]. Disponible en: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0360544209003351>.
- [6] NAVAIE, A.R.; 2017. *Thermal Design and Optimization of Heat Recovery Steam Generators and Waste Heat Boilers*. Disertation Technical University of Berlin.
- [7] JUNTA DE CASTILLA Y LEÓN, Energía y Minería [sitio web]. 2010. Manual Técnico de Diseño y Cálculo de Redes de Vapor. Eficiencia Energética en Redes de Vapor.
- [8] IDAE. Guía Técnica para la medida y determinación del calor útil, de la electricidad y del ahorro de energía primaria de cogeneración de alta eficiencia. [sitio web]. [Consulta: 19-02-2020]. Disponible en: <https://www.idae.es/tecnologias/eficiencia-energetica/transformacion-de-la-energia/cogeneracion>

- [9] Katagroup España SL. Proyecto básico de una central de cogeneración motores de gas. [en línea]. [Consulta: 15/02/2020]. Disponible en:
<http://www.indi.gva.es/documents/161328209/166612382/0.PYTO+BASICO+Kartogroup+Cogeneracion.pdf/2c39906c-19a6-4fdd-b9e5-5c812f9ef39b>
- [10] Stephen A. R.; 2017. *Power Generation Fundamentals*. En: *Carbon Capture and Storage*. 2nd Ed. Butterworth-Heinemann. ISBN 978-0-12-812041-5.
- [11] Renovetec - Ciclos Combinados [sitio web]. 2010. [Consulta: 12-02-2020]. Disponible en:
<http://www.cicloscombinados.com/cicloscombinados.html>
- [12] FRAILE D.; *Cogeneración: aspectos tecnológicos*. Asignatura del Master en Energías Renovables y Mercado energético 2007/2008. Eoi.
- [14] TOPOLSKI, J.; BADUR, J.; 2002. *Comparison of the combined cycle efficiencies with different heat recovery steam generators*. Institute of Fluid-Flow Machinery PAS, Fiszer 14, 80-952 Gdańsk, Poland.
- [15] Ahmed, A.; Esmail, K.K.; Irfan, M.A.; Al-Mufadi, F.A.; 2018. *Design methodology of heat recovery steam generator in electric utility for waste heat*. International Journal of Low-Carbon Technologies 2018, 13, 369–379
- [16] Yang, C.; Yang, Z.; Cai, R.; 2008. *Analytical method for evaluation of gas turbine inlet air cooling in combined cycle power plant*. [en línea]. College of Electric Power, South China University of Technology, Guangzhou 510640, China; Institute of Engineering Thermophysics, Chinese Academy of Science, Beijing 100080, China [Consulta: 12/12/2019]. Disponible en:
<https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S0306261908002122>

- [17] GARCÍA, S.S.; MOÑUX, F.G; 2006. *Centrales térmicas de Ciclo Combinado, Teoría y Proyecto*. Ediciones Díaz de Santos. ISBN 847978735X, 9788479787356

- [18] Apuntes de la asignatura “*Optimización energética y Proyectos*”, impartida por José Isla Romero.

- [19] Apuntes de la asignatura “*Turbina de vapor y gas I*”, impartida por Sergio García Gómez.

- [20] Apuntes de la asignatura “*Turbina de vapor y gas II*”, impartida por Sergio García Gómez.

- [21] Apuntes de la asignatura “*Generadores de vapor y transmisión de calor*”, impartida por Alfredo Trueba Ruiz.

- [22] Apuntes de la asignatura “*Termodinámica y mecánica de fluidos*”, impartida por Carlos Javier Renedo Estébanez.



ANEXO. CÁLCULO BALANCE TÉRMICO (CONDICIONES ISO)

Turbina de gas GE 6F.03 / Condiciones ISO / 100 % Carga		
Potencia en bornes del alternador	85750	kW
Rendimiento eléctrico	36,09	%
Consumo específico	9975	kJ/kg
Caudal de aire de entrada del compresor	768,2	t/h
Extracción de aire a la turbina de expansión	71,35	t/h
Relación de compresión	16:1	
Temperatura de descarga del compresor	406,7	C
Consumo de gas natural	18,46	t/h
Temperatura de entrada de gas natural	60	C
Presión de entrada de gas natural	40	bar
Turbina de expansión - Presión de entrada	15,27	bar
Turbina de expansión - Temperatura de entrada	1340,4	C
Turbina de expansión - Presión de descarga	1,042	bar
Turbina de expansión - Temperatura de descarga	624,4	1,041
Turbina de expansión - Caudal de gases	786,6	t/h
Potencia generada por la turbina de expansión	175037	kW
Potencia en bornes del alternador	85706	kW
Potencia consumida en el compresor	86013	kW
Pérdidas mecánicas y accionamientos de la turbina	686,7	kW
Pérdidas mecánicas en la reductora	1363	kW
Pérdidas por refrigeración del alternador	1084	kW
Pérdidas mecánicas y accionamientos del alternador	184,3	kW

Tabla 34 – Balance energético de la Turbina de Gas GE 6F.03

Composición de gases de descarga de la turbina de gas (fracción molar)	
Nitrógeno	74,41%
Oxígeno	12,27%
Dióxido de Carbono	3,95%
Agua	8,48%
Argón	0,89%

Tabla 35 – Composición de gases de escape

Caldera de recuperación de gases (Sin uso de Post Combustión)		
Nivel de Sobrepresión SP		
Caudal de entrada a la caldera de recuperación	122,19	t/h
	33,94	kg/s
Economizador de Sobrepresión ECO SP		
Temperatura mínima de aproximación agua/vapor gases	25	C
Entalpía de agua de entrada	833,9	kJ/kg
Entalpía de agua de salida	1487,4	kJ/kg
Potencia térmica	22180,33	kW
Evaporador de Sobrepresión EV SP		
Temperatura mínima de aproximación agua/vapor gases	20	C
Entalpía de agua de entrada	1487,4	kJ/kg
Entalpía de vapor de salida	2625,6	kJ/kg
Caudal de purga continua a tanque flash	2%	
Potencia térmica	37940,00	kW
Sobrecalentador 1 de Sobrepresión SC SP		
Temperatura mínima de aproximación agua/vapor gases	25	C
Entalpía de vapor de entrada	2625,6	kJ/kg
Entalpía de vapor de salida	3201	kJ/kg
Potencia térmica	19180,00	kW
Sobrecalentador 1 de Sobrepresión SC SP		
Temperatura mínima de aproximación agua/vapor gases	25	C
Entalpía de vapor de entrada	3201	kJ/kg
Entalpía de vapor de salida	3430	kJ/kg
Potencia térmica	7633,33	kW
Caudal de vapor vivo a turbina TASP		
	120,00	t/h
	33,33	kg/s
Potencia térmica total transferida	86933,67	kW

Tabla 36 – Balance térmico de la caldera de recuperación SP sin Post – Combustión

Caldera de recuperación de gases (Con uso de Post Combustión)		
Nivel de Sobrepresión SP		
Caudal de entrada a la caldera de recuperación	173,47	t/h
	48,19	kg/s
Economizador de Sobrepresión ECO SP		
Temperatura mínima de aproximación agua/vapor gases	25	C
Entalpía de agua de entrada	835,2	kJ/kg
Entalpía de agua de salida	1498,6	kJ/kg
Potencia térmica	31967,40	kW
Evaporador de Sobrepresión EV SP		
Temperatura mínima de aproximación agua/vapor gases	20	C
Entalpía de agua de entrada	1498,6	kJ/kg
Entalpía de vapor de salida	2616	kJ/kg
Caudal de purga continua a tanque flash	2%	
Potencia térmica	52767,51	kW
Sobrecalentador 1 de Sobrepresión SC SP		
Temperatura mínima de aproximación agua/vapor gases	25	C
Entalpía de vapor de entrada	2616	kJ/kg
Entalpía de vapor de salida	3371	kJ/kg
Potencia térmica	35653,73	kW
Sobrecalentador 1 de Sobrepresión SC SP		
Temperatura mínima de aproximación agua/vapor gases	25	C
Entalpía de vapor de entrada	3371	kJ/kg
Entalpía de vapor de salida	3428	kJ/kg
Potencia térmica	2691,74	kW
Caudal de vapor vivo a turbina TASP		
	170,00	t/h
	47,22	kg/s
Potencia térmica total transferida	123080,38	kW

Tabla 37 – Balance térmico de la caldera de recuperación SP con Post – Combustión

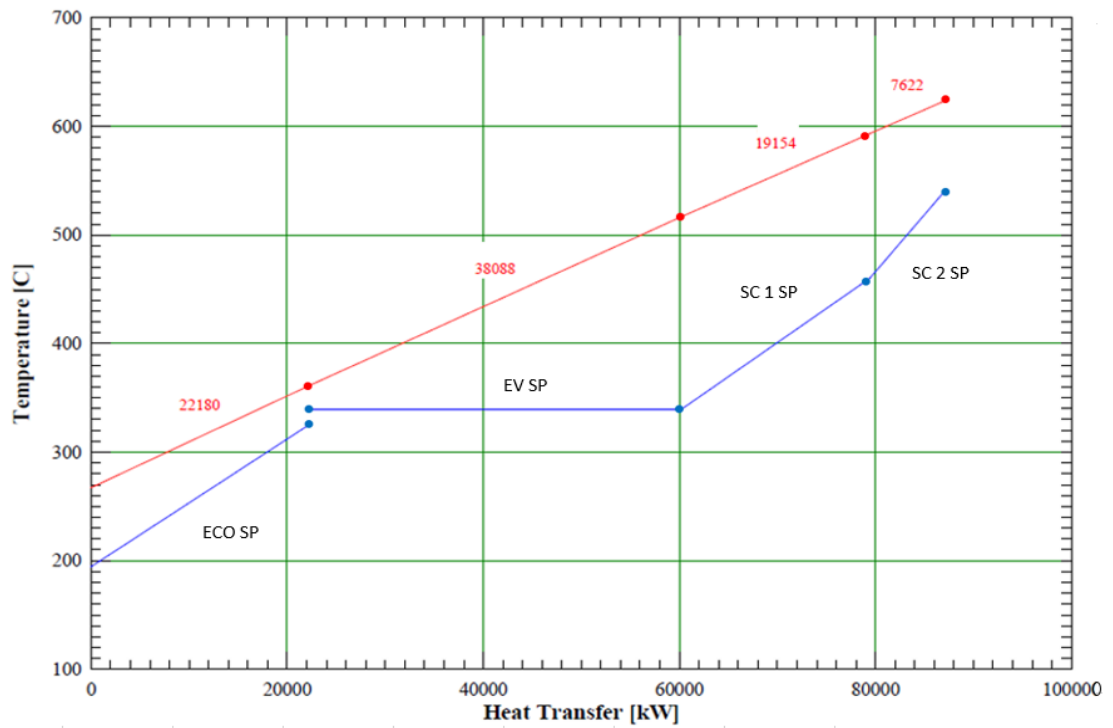


Figura 33 – Diagrama TQ – Nivel SP (Sin Post – Combustión)

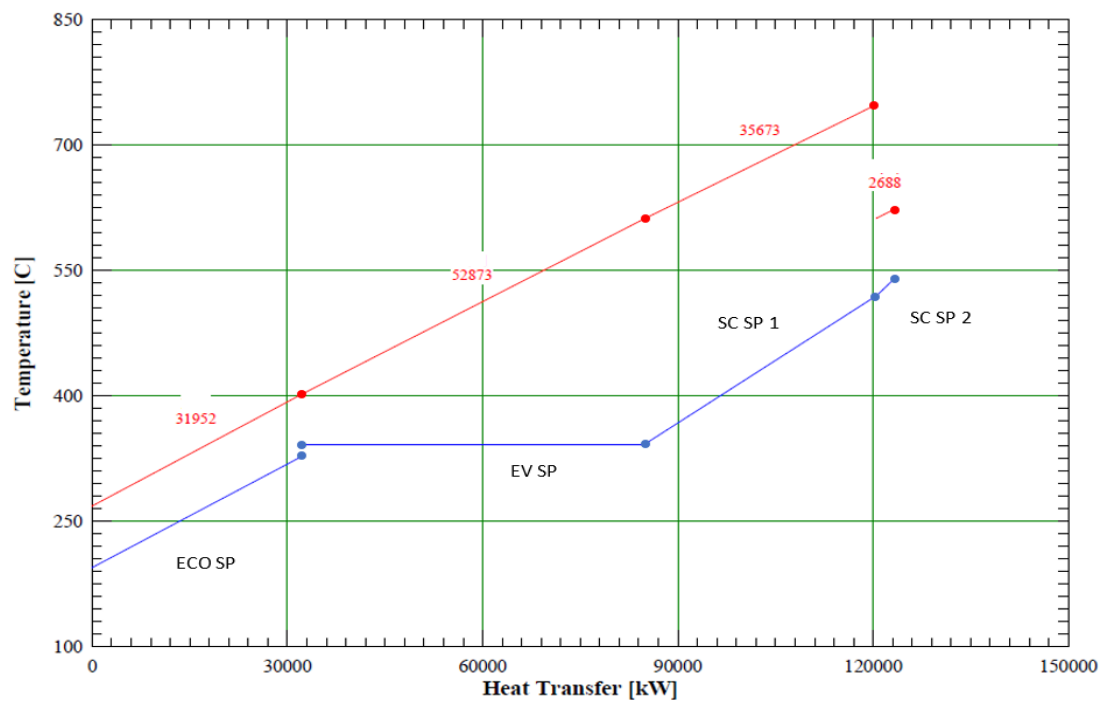


Figura 34 – Diagrama TQ – Nivel SP (Con Post – Combustión)

Caldera de recuperación de gases		
Nivel de Media Presión MP		
Caudal de entrada a la caldera de recuperación	24,24	t/h
	6,73	kg/s
Economizador paralelo de Media Presión ECO // 1 MP		
Temperatura mínima de aproximación agua/vapor gases	15	C
Entalpía de agua de entrada	357,9	kJ/kg
Entalpía de agua de salida	530	kJ/kg
Potencia térmica	1158,81	kW
Economizador 2 de Media Presión ECO 2 MP		
Temperatura mínima de aproximación agua/vapor gases	15	C
Entalpía de agua de entrada	530	kJ/kg
Entalpía de agua de salida	740,1	kJ/kg
Potencia térmica	1414,67	kW
Evaporador de Media Presión EV MP		
Temperatura mínima de aproximación agua/vapor gases	10	C
Entalpía de agua de entrada	740,1	kJ/kg
Entalpía de vapor de salida	2783,9	kJ/kg
Caudal de purga continua a tanque flash	1%	
Potencia térmica	13625,33	kW
Sobrecalentador Media Presión SC MP		
Temperatura mínima de aproximación agua/vapor gases	15	C
Entalpía de vapor de entrada	2783,9	kJ/kg
Entalpía de vapor de salida	2934,8	kJ/kg
Potencia térmica	1006,00	kW
Caudal de vapor a Proceso 3 – Consumo de vapor		
	24,00	t/h
	6,67	kg/s
Potencia térmica total transferida	17204,81	kW

Tabla 38 – Balance térmico de la caldera de recuperación MP

Caldera de recuperación de gases		
Nivel de Baja Presión BP		
Caudal de entrada a la caldera de recuperación	20,00	t/h
	5,56	kg/s
Economizador paralelo de Baja Presión ECO // BP		
Temperatura mínima de aproximación agua/vapor gases	15	C
Entalpía de agua de entrada	357	kJ/kg
Entalpía de agua de salida	431,5	kJ/kg
Potencia térmica	413,89	kW
Evaporador de Baja Presión EV BP		
Temperatura mínima de aproximación agua/vapor gases	20	C
Entalpía de agua de entrada	431,5	kJ/kg
Entalpía de vapor de salida	2702,8	kJ/kg
Caudal de purga continua a tanque flash	-	
Potencia térmica	12618,33	kW
Sobrecalentador de Baja Presión SC BP		
Temperatura mínima de aproximación agua/vapor gases	15	C
Entalpía de vapor de entrada	2702,8	kJ/kg
Entalpía de vapor de salida	2774,3	kJ/kg
Potencia térmica	397,22	kW
Caudal de vapor a Proceso 4 – Consumo de vapor	20,00	t/h
	5,56	kg/s
Potencia térmica total transferida	13429,44	kW

Tabla 39 – Balance térmico de la caldera de recuperación BP

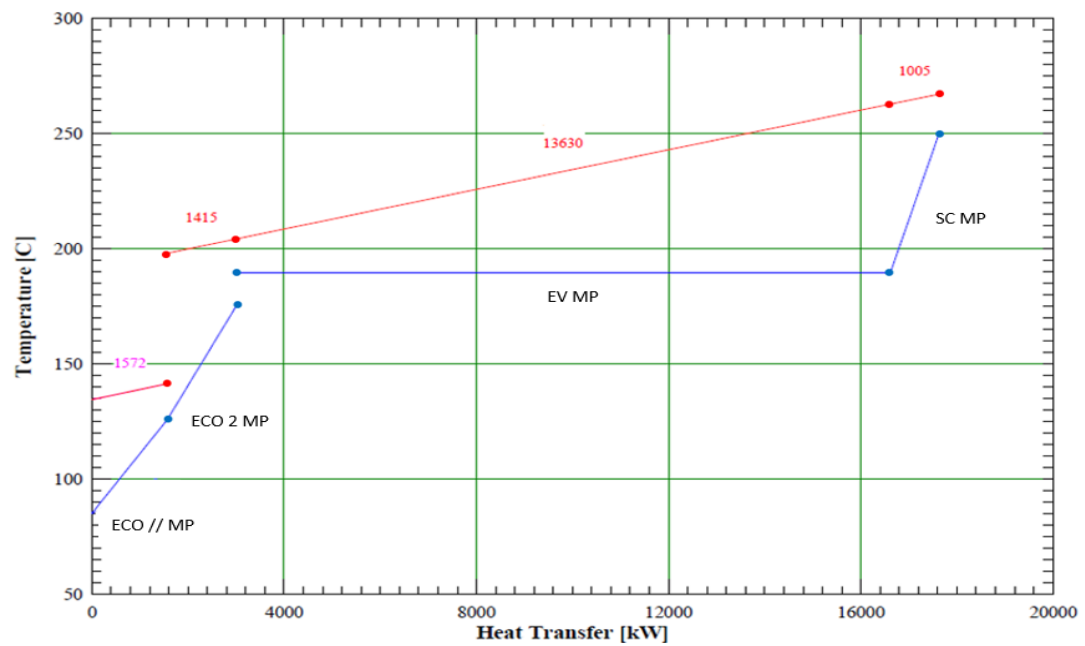


Figura 35 – Diagrama TQ – Nivel MP

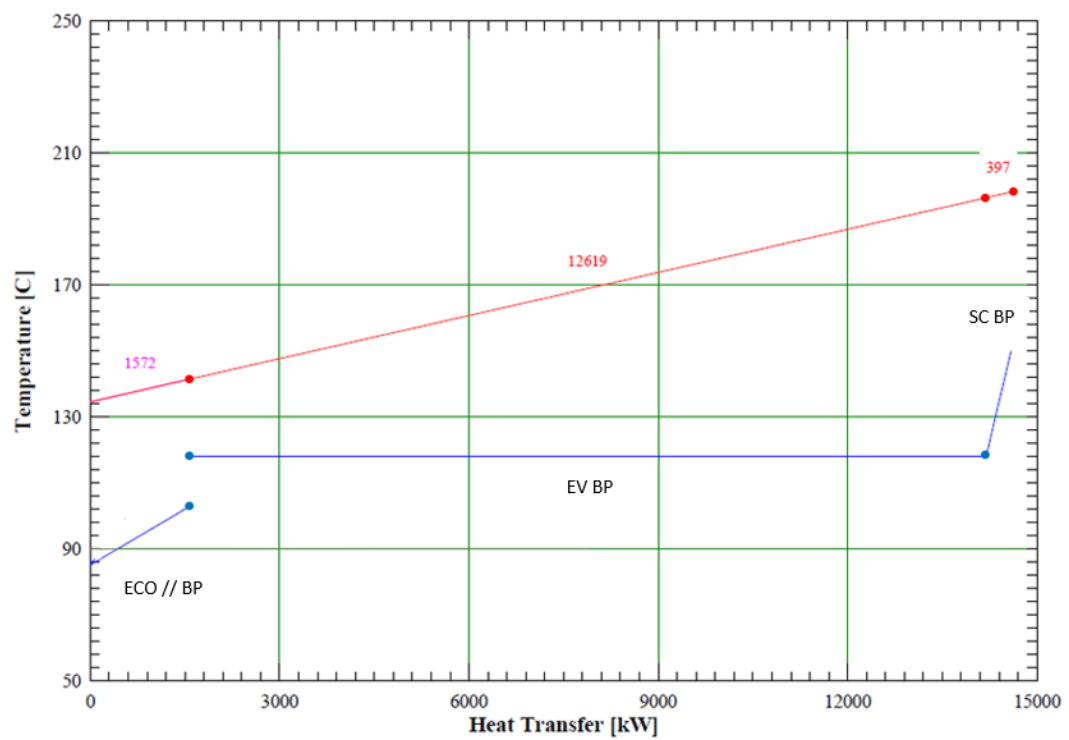


Figura 36 – Diagrama TQ – Nivel BP

Cogeneración – Turbina de Gas		
Sin uso de Post – Combustión		
PCI Gas Natural	46280	kJ/kg
Consumo de Gas Natural T.G.	18,46	t/h
	5,13	kg/s
Energía obtenida del combustible	237313,56	kW
Pérdidas por pared en cada intercambiador	2%	
Calor útil generado en forma de vapor (suma de SP, MP, BP)	117567,93	kW
Con uso de Post – Combustión		
PCI Gas Natural	46280	kJ/kg
Consumo de Gas Natural T.G.	18,46	t/h
	5,13	kg/s
Consumo de Gas Natural Quemador Post Combustión	3	t/h
	0,83	kg/s
Consumo Total de Gas Natural	21,46	t/h
	5,96	kg/s
Energía obtenida del combustible	275880,22	kW
Pérdidas por pared en cada intercambiador	2%	
Calor útil generado en forma de vapor (suma de SP, MP, BP)	153714,64	kW

Tabla 40 – Balance Térmico de la caldera de recuperación “HRSG”

- El balance térmico global, junto a las instalaciones existentes, se ha llevado a cabo mediante el software ThermoFlow, ThermoFlex, cuyos resultados aparecen reflejados en los esquemas termodinámicos del apartado PLANOS.



PLANOS

PLIEGO DE CONDICIONES

4.1 Introducción

El presente trabajo es un estudio de proyecto previo a la realización del mismo, a partir del cual se llevará a cabo el diseño y dimensionado de todas las instalaciones que lo componen por parte del contratista. Sin embargo, se han establecido unas condiciones de carácter general y específico que regirán la ejecución del proyecto y servirán como referencia para este, reflejadas en el presente documento.

4.2 Condiciones de carácter general

La instalación de los equipos componentes de la planta de cogeneración se realizará siguiendo las directrices del Proyecto específico (planos, presupuesto, memoria y pliego de condiciones) y las indicaciones que se faciliten durante la ejecución por parte del proyectista y de la dirección de obra, es decir, por la Dirección Facultativa.

La disposición del conjunto de instalaciones se ajustará a las especificaciones del estudio de proyecto siempre y cuando sea posible, y en caso de existir formas de optimizar el planteamiento y la ejecución del mismo, se llevarán a cabo de la forma más próxima a lo establecido en los presentes documentos.

4.2.1 Normativa aplicable

Se cumplirá la normativa expuesta en el *apartado 1.2* del documento MEMORIA, siguiendo un orden específico de prioridades durante la ejecución del proyecto:

- Reglamentos de las condiciones generales de diseño de instalaciones de cogeneración de turbina de gas.

- Reglamentos de aparatos a presión y las correspondientes instrucciones técnicas complementarias asociadas a la instalación tipo.
- Reglamentos de los diferentes equipos componentes de la instalación.

4.2.2 Modificaciones

Las posibles modificaciones que se lleven a cabo durante la ejecución del proyecto, por parte del contratista o de cualquiera de sus subcontratas, deberá ser sometida a la Dirección Facultativa que tendrá que aprobar por escrito cualquier cambio que se produzca y facilitar los planos de detalle suficientes para la correcta ejecución de la instalación.

4.2.3 Desacuerdos

Si hubiese discrepancias con las especificaciones o a datos que figuran en alguno de los Documentos, prevalecerá el criterio razonado de la Dirección Facultativa.

4.2.4 Pruebas

Una vez estén instalados todos los equipos, se realizarán las correspondientes pruebas de funcionamiento previas a su puesta en marcha, véase pruebas de presión en tuberías y calderines o pruebas de conexión eléctrica. Todas estas pruebas se realizarán siguiendo la normativa y regulación relativa a la seguridad.

4.3 Condiciones de carácter técnico

4.3.1 Materiales

Los materiales empleados en los diferentes componentes y equipos de la instalación deberán presentar una calidad óptima, y estarán libres de defectos y debidamente homologados para su uso. Para ello, el contratista deberá presentar a la Dirección Facultativa una muestra de todos los materiales empleados, y todo material que presente defectos de fabricación, como grietas o irregularidades superficiales, será desechado incluso habiéndose realizado su instalación.

4.3.2 Equipos y componentes de la instalación

Respecto a los equipos y componentes de la instalación, deberán seguirse una serie de pautas relativas a la seguridad, enumeradas a continuación.

- Todos los accionamientos mecánicos deberán estar provistos de elementos protecciones que impidan el atrapamiento por parte del operario, y dispondrán del correspondiente aislamiento acústico, térmico y eléctrico necesario para su operación, para garantizar las condiciones de seguridad en su operación.
Por otra parte, deberán estar dotados de los sistemas anti vibratorios adecuados en todas sus conexiones con las redes de distribución.
- Todos los accionamientos eléctricos, cableado y equipos de distribución y conexión deberán estar provistos de aislamiento y dispondrán de un cuadro de protección y maniobra.

- Se deberá prestar especial atención en el montaje de todo aislamiento eléctrico, térmico y acústico, de forma que no existan imperfecciones que puedan causar puentes eléctricos - acústicos - térmicos.
- Toda plataforma y escalera de acceso deberá estar provista de las barandillas, iluminación, y otros elementos que garanticen la seguridad de los operadores de planta durante la ejecución de labores de operación y mantenimiento.
- Toda zona susceptible de riesgo deberá estar correctamente señalizada de acuerdo con la normativa y reglamento vigente, véase zonas con riesgo de atmósferas explosivas (ATEX), alta tensión, o altos niveles de ruido.

4.3.3 Instrumentación

Toda la instrumentación de la instalación se dispondrá de tal forma que no existan posibles interferencias. Para todos los sensores que actúen ante fluctuaciones que supongan un riesgo grave para la instalación o los operadores de la misma, o que detengan esta por completo mediante señal de disparo, se dispondrá de tres unidades, y se dará la actuación ante la alarma de dos de ellos (esto evitará paradas de la instalación causadas por el mal funcionamiento de un sensor y servirá para reforzar la seguridad de la misma ante fluctuaciones).

Se comprobará el correcto funcionamiento de todos los dispositivos de instrumentación y control previo a la puesta en marcha de la instalación.

PRESUPUESTO

PRESUPUESTO DE LA NUEVA INSTALACIÓN	
Turbina de gas GE 6F.03	20.210.000 €
Caldera de recuperación de gases	29.500.000 €
Costo del equipo especializado	49.710.000 €
Equipos auxiliares	3.500.000 €
Obra civil	6.500.000 €
Montaje eléctrico y cableado	2.200.000 €
Edificios y estructuras	3.500.000 €
Ingeniería y puesta en marcha	5.500.000 €
Gastos diversos del contratista + gastos propios	5.700.000 €
Costo total de la instalación	76.610.000 €

En lo referente al presupuesto para la nueva instalación, se deben tener en cuenta las retribuciones otorgadas por la administración pública para la instalación tipo, como ya se ha mencionado a lo largo del presente trabajo. Puesto que ya se ha comprobado que se cumplen las condiciones establecidas para percibir el **Régimen Retributivo Específico**, se podrán aplicar las retribuciones a la inversión y operación para la instalación tipo a la hora de hacer un análisis económico previo a la realización del proyecto, permitiendo conocer la viabilidad del mismo.

A continuación, se muestran los valores de retribución a la inversión tomados como referencia de la **Orden TED/171/2020, de 24 de febrero** para la instalación tipo.

Grupo	a.1
Subgrupo	a.1.1
Combustible	Gas Natural
Rango de potencia	$50 < P \leq 100$ MW
Subtipo de tecnología	Turbinas
Modificación Sustancial	-
Año de autorización de explotación definitiva	2010
Código instalación	IT-01455

Código de Identificación	IT-01455
Retribución a la Inversión Rinv 2020-2022 (€/MW)	43.003

AVISO:

Este documento es el resultado del Trabajo Fin de Grado de un alumno, siendo su autor responsable de su contenido.

Se trata por tanto de un trabajo académico que puede contener errores detectados por el tribunal y que pueden no haber sido corregidos por el autor en la presente edición.

Debido a dicha orientación académica no debe hacerse un uso profesional de su contenido.

Este tipo de trabajos, junto con su defensa, pueden haber obtenido una nota que oscila entre 5 y 10 puntos, por lo que la calidad y el número de errores que puedan contener difieren en gran medida entre unos trabajos y otros,

La Universidad de Cantabria, la Escuela Técnica Superior de Náutica, los miembros del Tribunal de Trabajos Fin de Grado así como el profesor tutor/director no son responsables del contenido último de este Trabajo.