

**MÁSTER UNIVERSITARIO EN
INGENIERÍA INDUSTRIAL**

TRABAJO FIN DE MÁSTER

***DISEÑO DE CICLO COMBINADO PARA
ABASTECER DE ENERGÍA ELÉCTRICA Y
TÉRMICA A IBIZA***

Alumno/Alumna *Aguirre, Requejo,
Gonzalo*

Director/Directora *De la peña,
Aranguren, Victor*

**Departamento Máquinas y motores
térmicos**

Curso académico *2*

Bilbao, 28, mayo, 2019>

ÍNDICE

1.	SITUACIÓN ACTUAL.....	4
1.1.	Descripción de las islas.....	4
1.2.	Consumos de energía eléctrica.....	7
1.3.	Picos de demanda.....	10
1.4.	Consumos de ACS.....	11
1.5.	Instalaciones actuales.....	13
2.	PROPUESTA ENERGÉTICA.....	14
3.	OBJETIVOS.....	15
4.	DESCRIPCIÓN DE LA PLANTA.....	17
5.	DESCRIPCIÓN DE LOS EQUIPOS PRINCIPALES.....	23
5.1.	Turbina de gas.....	23
5.2.	Caldera de recuperación de calor (HRSG).....	30
5.3.	Turbina de vapor.....	33
5.4.	Condensador.....	35
5.5.	Desaireador.....	37
5.6.	Precaentador.....	39
5.7.	Bombas de agua de alimentación.....	40
6.	MANTENIMIENTO DE LOS EQUIPOS.....	42
6.1.	Caldera de recuperación.....	43
6.2.	Turbinas de gas.....	47
6.3.	Bombas de alimentación.....	49
7.	DIMENSIONAMIENTO DE LA INSTALACIÓN.....	50
7.1.	Definición de estados.....	51
7.2.	Cálculo de potencia generada.....	57
7.2.1.	Turbina de gas.....	57
7.2.2.	Ciclo de vapor.....	58
7.2.3.	Balance global.....	59
7.2.4.	Potencia térmica del condensador.....	59
7.3.	Ecuaciones del software EES.....	59
8.	ESTUDIO ECONÓMICO.....	63
8.1.	Inversión inicial.....	63

8.2.	Beneficios de la planta	65
8.3.	Gastos planta.....	67
8.4.	Balance económico global.....	68
8.5.	Tiempo de retorno simple.....	68
9.	BIBLIOGRAFÍA	69
10.	ANEXOS	70
	ANEXO 1	70
	ANEXO 2	78

ÍNDICE DE ILUSTRACIONES:

Ilustración 1:	Islas de Ibiza y Formentera.....	5
Ilustración 2:	Población de Ibiza.....	6
Ilustración 3:	Población de Formentera	7
Ilustración 4:	Demanda Ibiza.....	8
Ilustración 5:	Gráfico desglose demanda-generación.....	9
Ilustración 6	Diagrama simple de ciclo combinado.....	18
Ilustración 7	Diagrama P-V ciclo Brayton	21
Ilustración 8	Diagrama T-S ciclo Rankine	23
Ilustración 9	tabla de características LMS100.....	24
Ilustración 10	turbina LMS100	25
Ilustración 11	filtro turbina de gas	26
Ilustración 12	Etapas del compresor	27
Ilustración 13	compresor con intercooler.....	28
Ilustración 14	colocación del intercooler	28
Ilustración 15	combustor	29
Ilustración 16	Cuerpo de turbina de gas completo.....	30
Ilustración 17	Esquema caldera ciclo combinado	31
Ilustración 18	evolución temperaturas en la caldera.....	33
Ilustración 19	Esquema turbina de vapor	34
Ilustración 20	ejemplo de condensador.....	36
Ilustración 21	Diagrama p-v agua.....	37
Ilustración 22	Desaireador	39
Ilustración 23	bomba de agua de alimentación´	41
Ilustración 24	caldera pirotubular.....	43
Ilustración 25	Caldera pirotubular	44
Ilustración 26	Esquema completo ciclo.....	51
Ilustración 27	Maqueta ciclo combinado completa 1.....	78
Ilustración 28	Maqueta ciclo combinado completa 2.....	78
Ilustración 29	Turbina de gas y caldera de recuperación 1.....	79

Ilustración 30 Turbina de gas y caldera de recuperación 2.....	79
Ilustración 31 Turbina de vapor, condensador y precalentadores 1	80
Ilustración 32 Turbina de vapor, condensador y precalentadores 2	80

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1: Oferta hotelera de Ibiza y Formentera.....	12
Tabla 2 Resumen de estados.....	56
Tabla 3 Inversión por equipo.....	64
Tabla 4 Ingresos por generación eléctrica	66
Tabla 5 Ingresos por energía térmica.....	66
Tabla 6 Resumen consumo gas natural.....	67
Tabla 7 Balance económico global	68
Tabla 8 Tiempo de retorno simple	69

1. SITUACIÓN ACTUAL

Para comenzar con el dimensionamiento de la planta se ha de comprobar el estado actual de consumos en las islas a las cuales va a abastecer la misma. Así mismo, se ha de asegurar, con el funcionamiento del ciclo combinado, un funcionamiento autónomo de las islas a las que va a suministrar la energía eléctrica y térmica (ACS). Para ello es necesario concretar los consumos anuales que se tienen de electricidad, que serán la base para el cálculo de los equipos, siendo los consumos de energía térmica un complemento derivado del aprovechamiento del calor restante del condensador. Igualmente es necesario poder generar suficiente energía para cubrir demandas de energía pico, por ello, además de la demanda anual, se necesitará saber cuál es esa demanda máxima dada en la isla a lo largo de un año y el máximo histórico, aunque no vaya a tratarse como un dato con gran importancia.

A la hora de generar energía, se ha de tener en cuenta que ésta será aprovechada tanto por la isla de Ibiza como por la de Formentera. Ya que, ambas se encuentran interconectadas, compartiendo misma red eléctrica para evitar así tener que diseñar una red para una isla de tan pequeño tamaño como es la isla vecina de Formentera en este caso.

Actualmente, el sistema de generación de las islas, como se verá más adelante, se basa en un sistema básico que no es capaz de cubrir toda la demanda que se produce a lo largo del año. Por ello, se hace uso de una conexión a las islas de Mallorca y Menorca, que a su vez utilizan una conexión peninsular como auxiliar en situaciones en los que la red no sea capaz de cubrir las necesidades de la población isleña. Esta conexión es la que debe evitarse utilizar para conseguir una autonomía casi total.

1.1. Descripción de las islas

Antes de comprobar los consumos antes indicados, se va a describir geográfica y demográficamente las islas. Además, se van a dar datos básicos sobre las mismas para

entender el sistema de generación más adecuado para las mismas y los beneficios derivados de este.

En la ilustración 1, se puede ver una imagen aérea de ambas islas. Se puede ver la cercanía y por tanto la idoneidad de interconexión entre ambas, gracias a la pequeña distancia que existe entre ellas y la facilidad que existe para el tendido de un cable submarino entre las mismas, el cual, actualmente se encuentra instalado. Esta distancia no sobrepasa de los 20 Km en la mayor parte de los puntos en los que se pueden tender conexiones entre ellas.



Ilustración 1: Islas de Ibiza y Formentera

La extensión de las islas es de, 571 Km² la de Ibiza y de 83,24 Km² la de Formentera. Lo que no llega, ni siquiera, a sumar, entre las dos islas juntas, la extensión ni de Menorca ni Mallorca, que se extienden 697 y 3640 Km² cada una respectivamente y las cuales tienen una generación independiente cada una y, a su vez, como se ha comentado antes, se encuentran unidas a la península mediante un sistema submarino, que les

permite tener un sistema de consumo auxiliar en momentos de falla en el sistema generador.

Para observar el crecimiento demográfico se tienen las siguientes dos ilustraciones (ilustración 2 e ilustración 3), que corresponden a la variación desde 2002 a 2017 de la población de cada isla y obtenidos de la página del instituto de estadística [1]. En la primera, se tiene el aumento que ha sufrido la población de Ibiza. La variación no es muy acentuada, de unas 3000 personas al año, y la cual se ha ido manteniendo en el tiempo, lo que da una idea de cuánto puede variar en años futuros este valor poblacional. El máximo de población en 2017 fue de 151.000 personas.

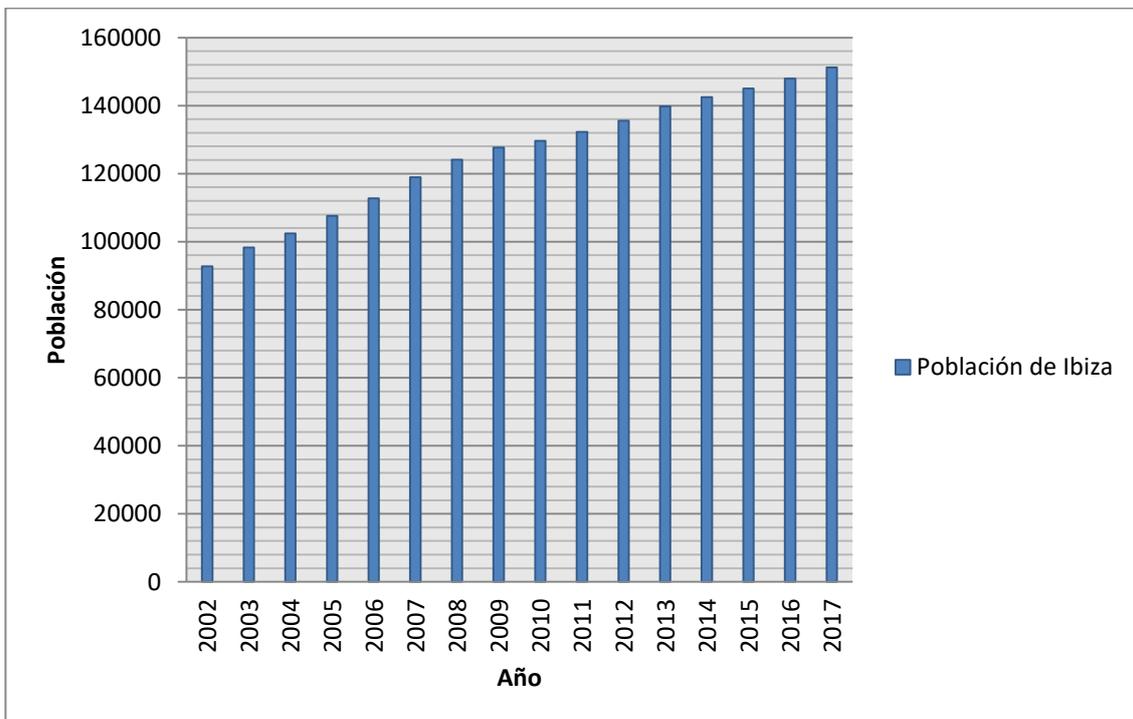


Ilustración 2: Población de Ibiza

En cuanto a la población de Formentera, esta supone un 10% respecto a la de Ibiza, lo que no haría rentable, nuevamente, gestionar un sistema de generación autónomo para esta pequeña isla, y favorece la ya comentada interconexión entre ambas islas que se encuentra en uso a día de hoy. La población actual en Formentera se estima en 13.249 personas.

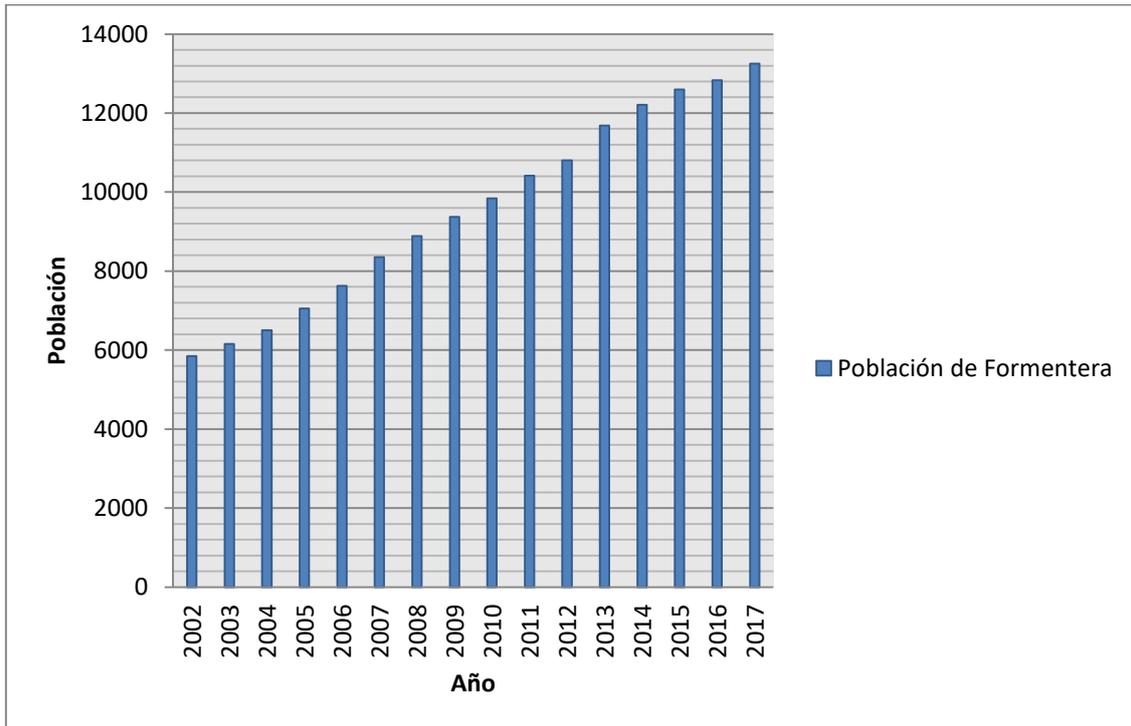


Ilustración 3: Población de Formentera

Todos estos datos comentados son interesantes desde el punto de vista de generación, ya que, se busca conseguir una autonomía de las islas y conseguir no depender energéticamente de la península, lo cual obliga, además de a comprobar los datos de demandas actuales, a prever un aumento de demanda, el cual también será necesario cubrir cuando se vea en la necesidad. Este aumento de la demanda actual va estrechamente ligado al consumo por persona que se realiza de energía eléctrica, el cual aumentará de forma directamente proporcional junto con el aumento poblacional. Como se ha dicho este es de menos del 3% anualmente con lo que no se considera significativo para sobredimensionar el ciclo que se diseñará en los siguientes apartados, pudiendo en futuras ampliaciones mejorar la cantidad de energía generada mediante la adición de nuevos módulos de generación.

1.2. Consumos de energía eléctrica

Para la comprobación de la demanda real que hay en la isla en cuanto a energía eléctrica, que será la base para el dimensionamiento del ciclo combinado, se ha consultado la página web de la red eléctrica de España [2]. En esta fuente se puede

comprobar la demanda diaria e instantánea que se tiene en la isla (donde se incluye también Formentera) actualizada cada diez minutos al igual que de cualquier parte del país. Además de esto, dispone de una herramienta que muestra las fuentes de las cuales obtiene esta energía y las emisiones de CO2 que se tienen con esta demanda y un desglose del tipo de consumo de ambas islas. Es una herramienta útil para comprobar cualquier consumo de las diferentes partes de la península y las islas que forman España y que provee de datos reales y actualizados en tiempo real para su posterior uso.

Cogiendo un día aleatorio, para comprobar las variaciones de demanda que se tienen en la isla, se pueden ver las tendencias diarias y comprobar las situaciones más desfavorables que pudieran darse. En la ilustración 4, por ejemplo, se ha escogido el día del 12 de Enero, un día con una demanda elevada con respecto a la media, para ponerse en ese marco desfavorable que se busca a la hora de realizar el análisis para el predimensionamiento.

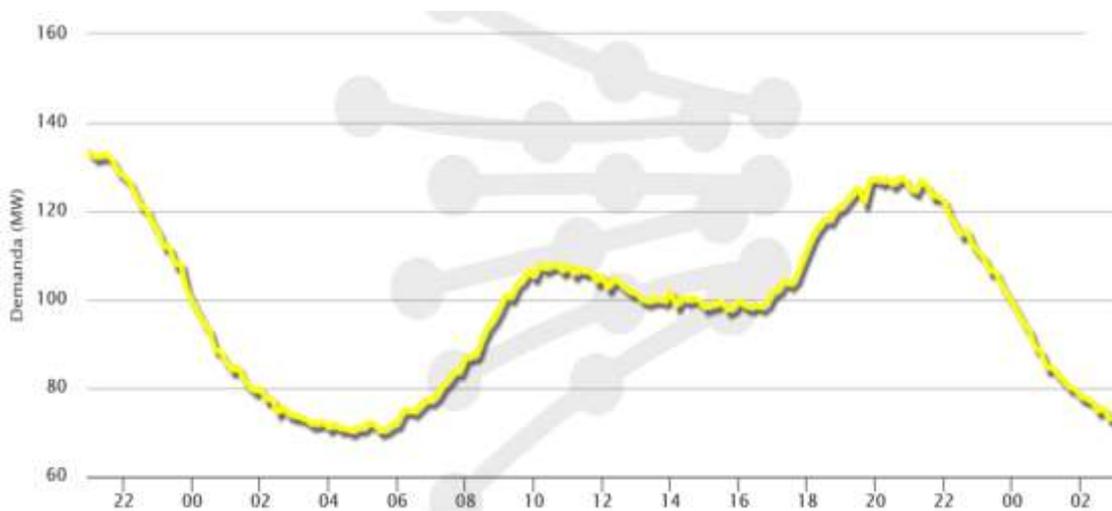


Ilustración 4: Demanda Ibiza

La gráfica mide las 24 horas de un día de demanda con los picos típicos al anochecer y media mañana, coincidiendo con las horas de falta de luz y mayor actividad en las viviendas, así como las horas valle durante la noche y periodos de menor actividad. Teniendo en cuenta estas gráficas el consumo máximo es del día anterior a las 21:00,

lugar en el que comienza la gráfica, donde el consumo pico alcanza los 133 MW. Se han comprobado los valores que se tienen para todo el mes de Enero y este valor solo llega a alcanzar los 135 MW, asumiendo que es un valor adecuado para establecer un mínimo para el cálculo de la potencia del ciclo, ya que, aunque se tenga que hacer cierto uso de la potencia exterior, se debe cubrir la mayor parte de la demanda sin problemas de suministro.

Entrando al desglose de esta demanda, la misma página web de la red eléctrica española, ofrece un gráfico circular que se puede observar en la ilustración 5 en el que se muestra la procedencia de la energía eléctrica que se está consumiendo en cada momento de la gráfica anterior, para poder hacerse una idea de la dependencia que se tiene en la isla del resto del conjunto insular.



Ilustración 5: Gráfico desglose demanda-generación

En este gráfico se tienen cuatro zonas. La primera, y marcada en la ilustración es la correspondiente a la que se entrega a la isla de Formentera y que entra dentro del total necesario a generar (signo negativo). En este caso de pico de consumo la energía eléctrica que demanda la pequeña isla es de 7,1 MW, un 5% del consumo total de ambas, casi despreciable comparado con el consumo que tiene la isla de Ibiza. Así mismo, el gráfico también muestra las distintas fuentes que cubren esa demanda. Nuevamente en rojo, y con la mayor proporción, se tiene el enlace con el resto de islas

baleares, Mallorca y Menorca, y con la península. Este enlace cubre las deficiencias del sistema generador Ibicenco, el cual, como se ve, no está preparado para trabajar de forma autónoma y recurre a importar casi la misma energía de la que genera en la actualidad. En concreto se tiene que hacer uso de 68,1 MW externos a la isla, un 48,47%. Después, se tiene la generación actual de motores diésel, destacado en gris, con 58,8 MW, que corresponde a un 41,85% y turbina de vapor, destacado en azul, con 13,6 MW, 9,68% del total. Estas dos fuentes generadoras que posee la isla corresponden al 51,53%, poco más de la mitad de la demanda. Se describirán con más detalle estos métodos que utiliza la isla para generar la energía actualmente, pero como se puede anticipar, son insuficientes debido a la utilización que se está haciendo del enlace exterior. Esta importación de energía supone unas pérdidas inmensas de energía debida al transporte por los cables submarinos, que tienen kilómetros de tendido y además, suponen una pérdida económica para la isla, ya que el precio pagado por el MW eléctrico es mayor por esta dependencia exterior que si la generación fuera local.

1.3. Picos de demanda

Dentro de los picos de demanda, que se han comentado anteriormente, se ha tratado de encontrar un máximo histórico para las islas. Según el diario de Ibiza [3], Endesa fijó el consumo record registrado por la red insular en 240,7 MW. Con una central de ciclo combinado capaz de generar alrededor de 140 MW habría que importar alrededor de 100 MW para suplir la demanda de este pico máximo. Esto supone un 75% de la energía que se generara en esa situación, pero sobre el total se trata del 40%. Cifra que se aleja mucho del 72% del total demandado, que se necesitaría importar si lo generado se mantuviera en la cifras actuales, siendo de 72,4 MW que se produce mediante los motores diésel y la turbina de vapor que hay actualmente instalados y que se ha visto anteriormente que se encuentran en funcionamiento en momentos de demanda máxima diaria.

En cualquier sistema eléctrico se presentan dificultades para días como el anteriormente descrito, pero se ha de tener en cuenta que son días y situaciones

puntuales, y no se pueden prever ni pretender cubrir esta demanda sin entrar en un marco de pérdidas económicas, ya que se necesitaría sobredimensionar las plantas para cubrir situaciones que están fuera de lo normal y estas, se encontrarían en el resto de situaciones trabajando fuera de su potencia nominal para la que se han diseñado, con lo que se encontrarían en situaciones que sería más rentable incluso mantenerlas apagadas y consumir energía exterior porque la energía y los recursos que consumen plantas de esas dimensiones son muy superiores a lo que genera. Se ha de intentar llegar a un equilibrio y un compromiso entre el coste de la planta y el coste de la importación de energía y venta de la energía. Usando como base los 140 MW se consigue mejorar un 30% este margen de déficit en cuanto a generación y demanda, lo cual es bastante adecuado y, aunque se comprobará más adelante, se puede deducir que devendrá en un ahorro económico importante para a localidad y sus habitantes.

1.4. Consumos de ACS

Calcular los consumos de ACS (agua caliente sanitaria) de toda una población se vuelve una tarea difícil, ya que, no hay ningún dato claro ni forma de calcularlo exactamente. Por ello, este cálculo se basará en estimaciones. El cálculo servirá, por tanto, para hacerse una idea de hasta qué punto se van a beneficiar los habitantes de la isla de este aporte de ACS que puede proporcionar el condensador del ciclo combinado. Se verá por tanto la magnitud del consumo de ACS entendiendo el consumo extra de gas natural, u otros combustibles de los que se haga uso, que va a suponer esta potencia térmica demandada.

Con el fin de fomentar a la principal fuente de ingresos de la isla de Ibiza, se distribuirá esta agua del ciclo al conjunto hotelero que solicite la contratación de dicho servicio. Por ello, se hará la estimación en base a la oferta hotelera de la isla, aunque es lógico que no se cubrirá una demanda total, es necesario calcular qué porcentaje se podría beneficiar y se podrá observar a su vez el beneficio ambiental como consecuencia de evitar usar calderas para obtener ese ACS.

El primer paso para el cálculo es saber cuál es el número de hoteles que hay edificados en la isla. Seguido se usarán estimaciones encontradas en distintas fuentes que se comentarán más adelante.

En la página del gobierno de las islas baleares [4] se puede acceder a todos los datos necesarios sobre el turismo del conjunto de las islas. Concretamente útil será en este caso el enlace que lleva al instituto de estadística de las islas baleares (Institut d'estadística de les illes Balears) [5], donde se puede confeccionar una tabla para posteriormente descargar en versión Excel con los datos personalizados. En este caso se han tenido en cuenta el número de hoteles totales y por desglose de número de estrellas que hay en Ibiza y Formentera. Estos datos son dados para cada mes del año desde 2008 a 2018, aunque advierten que el último año aún no son datos oficiales. La tabla 1 es para el último año 2018, que sería el más cercano a la situación actual.

Tabla 1: Oferta hotelera de Ibiza y Formentera

Eivissa-Formentera						
	TOTAL	Cinco estrellas	Cuatro estrellas	Tres estrellas	Dos y una estrellas	Sin estrellas
2018M12	0	0	0	0	0	0
2018M11	13	0	0	0	0	0
2018M10	204	0	37	37	27	94
2018M09	310	12	48	63	51	136
2018M08	312	12	48	63	51	138
2018M07	311	12	44	65	52	138
2018M06	308	12	43	66	49	138
2018M05	267	12	43	59	37	116
2018M04	84	0	12	0	0	0
2018M03	18	0	0	0	0	0
2018M02	18	0	0	0	0	0
2018M01	15	0	0	0	0	0
MEDIA	169	12	39	59	45	127

Como se puede ver se aportan los valores del número de hoteles y la suma total de estos. Hay meses en los que aparece un "0", valor que indica que los datos no son claros del todo. Por ello lo más correcto es realizar una media apartando dichos valores para todos los meses y tipos de hoteles. Se ve que depende de la época del año hay distinto número de hoteles, debido a que la demanda es ondulante, es más popular el turismo isleño en épocas estivales.

Posteriormente cuando se tenga la producción de agua que se tendrá con el condensador del ciclo combinado se podrá tener una idea de la magnitud de la mejora ambiental y económica que se va a tener en el entorno de las islas y los hoteles de la red de agua caliente sanitaria.

1.5. Instalaciones actuales

Las instalaciones de generación eléctrica de Ibiza actualmente se basan en la energía térmica derivada de combustibles fósiles, lo que ha sido habitual desde hace muchos años. Utilizando principalmente motores de diésel y, como complementarias, turbinas de gas con un ciclo simple.

En la isla se dispone de 13 bloques de motores diésel con diferentes potencias instaladas, dos de ellos que generan hasta 3 MW cada uno y otros 4 más que pueden producir 8,3 MW cada uno. Se tienen además 5 grupos de 16 MW y 2 de 18,3 MW que son de mayor tamaño, de hecho son de un tamaño que raramente se instala en este tipo de motores de combustión. Esto hace una potencia total de 155,8 MW generada con gasóleo mediante motores convencionales, los cuales tienen una alta tasa de contaminación y emisiones.

En cuanto a las turbinas de gas, actualmente hay 4 instaladas funcionando con gas natural en lugar de diésel como los anteriores bloques de potencia. Tres de ellas de 14 MW y dos más de mayor tamaño de 24,8 y 21,45 MW cada una respectivamente. Esto hace que la producción mediante gas natural sea de 88,25 MW. La mitad aproximadamente de la de diésel. El tamaño de estas turbinas es bastante pequeño para lo que se suele fabricar y esta baja potencia hace que sean turbinas de una menor eficiencia que las que son de un tamaño mayor (más de 100 MW).

El total de la potencia instalada actual es de 244 MW teniendo en cuenta ambos sistemas de generación. Esta potencia se va a ver drásticamente reducida, ya que, por una ley de Enero de 2018 el govern balear estableció que se deberá dejar de producir con los grupos que consumen gasóleo a lo largo del año 2019, porque, como se ha

dicho antes, estos tienen un alto impacto en la contaminación del medio y la atmósfera. Esto hace necesaria una transición hacia la turbina de gas y con ello, beneficia el desarrollo del proyecto, el cual busca mejorar la eficiencia y aprovechar la capacidad del combustible fósil al máximo que permita técnicamente la situación de la isla. El motivo de esta decisión del govern balear se debe a la elevada producción de óxidos de nitrógeno que se genera con los mismos, 13 veces mayor que el generado con las turbinas de gas, además de la emisión de partículas al ambiente, que afectan altamente a la población de la zona, siendo en muchas ocasiones causante de problemas respiratorios e incluso vinculado a problemas oncológicos. Esto unido a las nuevas medidas de transición energética que se están implantando en Europa y la visibilidad que tiene la problemática de la contaminación.

2. PROPUESTA ENERGÉTICA

La propuesta que se plantea para la isla es el diseño y puesta en marcha de un nuevo ciclo combinado que pueda cubrir las demandas energéticas que se tienen. Este ciclo combinado poseerá una turbina de gas de 100 MW de la compañía “general electric” como base del predimensionamiento y una turbina de vapor dimensionada a partir de la primera según las posibilidades del diseño. El hecho de que se dimensione ésta a partir de la primera deriva de que éstas primeras son turbinas de catálogo y tienen unos parámetros predefinidos por la empresa que las diseña. Por ello, con los parámetros del caudal de gases y su temperatura, proporcionados por el fabricante, que será la que provea de energía al agua que se turbinará en la segunda etapa del ciclo combinado, se puede dimensionar el ciclo al completo.

En la segunda parte del ciclo combinado, el vapor, obtenido mediante el intercambio de calor con los gases de la turbina de gas en la caldera de recuperación, se pasa a través de una turbina de vapor diseñada según los parámetros del ciclo calculado. Más adelante se describirá el ciclo en profundidad con sus diferentes estados y procesos termodinámicos además de las singularidades de la planta. Tras el paso por la turbina, en lugar de desperdiciar el sobrante de calor a la salida, enviándolo a una corriente de

agua fría o con torres de refrigeración para condensar el vapor, como se hace usualmente en los ciclos combinados que se han ido instalando a lo largo del país, se hará un intercambio de calor en un condensador hacia una red de agua caliente sanitaria. Esta agua caliente, previamente tratada, será aprovechada por la red hotelera de la isla que lo solicite y contrate el servicio. No es posible, como antes se ha anticipado, cubrir la demanda de agua caliente total, pero será una manera de aprovechar esa energía sobrante, haciendo más rentable el gasto de combustible realizado en la cámara de combustión de la turbina de gas y reduciendo el consumo individual de cada instalación individual de calderas de los hoteles que se conecten a la red. Como se ha dicho anteriormente, el ciclo se dimensiona con el objetivo de cubrir la demanda eléctrica, por consiguiente el beneficio obtenido por el condensador no será suficiente para cubrir la inmensa demanda de energía térmica, pero seguirá siendo una mejora en el aprovechamiento de la energía y la eficiencia en el uso de recursos no renovables como es el caso del gas natural que se consume en la planta del proyecto. La potencia térmica será un cálculo secundario derivado del diseño previo del ciclo.

3. OBJETIVOS

Tras haber analizado las islas conectadas a la red de generación de Ibiza, que, como ya se sabe, son pertenecientes a esta misma y a la isla de Formentera, se tiene el marco general en el que se instalará la planta en cuanto a necesidades energéticas, tanto térmicas como eléctricas. Las demandas a cubrir, por tanto, serán de alrededor de 130 MW durante gran parte del año. Aun sabiendo que, puede haber épocas con consumos de hasta 240 MW (valor récord histórico antes presentado), no es necesario dimensionar una instalación para cubrir ese tipo de demandas, ya que, se estaría sobredimensionando la planta para situaciones ocasionales sin justificación. Esto último concluiría en mayores gastos a la hora de construirla con un menor aprovechamiento del potencial de esta cuando las demandas se encuentren en momentos más bajos, como ya se ha explicado anteriormente. Por lo cual sería un

gasto de dinero innecesario. Por tanto, se establece como objetivo principal alcanzar una potencia generada de 130 MW.

También se utilizará este ciclo combinado insular para producir agua caliente sanitaria, generada en el condensador del ciclo de vapor con el calor de este. Esta agua caliente será utilizada por la red hotelera de la isla. Aun no llegando a cubrir la demanda total, lo cual es un objetivo inalcanzable, se procurará extraer la mayor cantidad de calor posible para su distribución. Así poder reducir el consumo de las calderas de cada instalación hotelera que se aproveche de este servicio extra.

Como tercer objetivo principal se establecerá que el tiempo de amortización de la planta, quiere decir, tiempo en el que se ingrese la cantidad equivalente a la inversión inicial y se comiencen a percibir beneficios netos, debe ser menor que diez años. Esta cifra es significativa y ayudará a prever si el proyecto es rentable desde un comienzo. Si se cayera en el error de sobredimensionar las capacidades del ciclo combinado del proyecto, como consecuencia de un intento por cubrir la demanda de agua caliente sanitaria, la inversión inicial de la planta se dispararía, necesitando equipos de mayores capacidades y tamaño. Si esta inversión inicial creciera, pero la demanda energética, que es el principal ingreso de la planta, fuera la misma que la anterior, el tiempo de retorno simple subiría, haciendo más complicado cumplir el objetivo propuesto y llegando incluso a hacer que la central del proyecto no fuera rentable.

Como resumen de estos objetivos se tendrán los siguientes puntos:

- ✓ Base de cálculo de energía generada para el ciclo combinado de 130 MW.
- ✓ Tiempo de retorno simple de la inversión inicial realizada en la planta inferior a diez años.
- ✓ Generación de agua caliente sanitaria para su comercialización en instalaciones hoteleras.
- ✓ Reducción del consumo de combustibles fósiles.

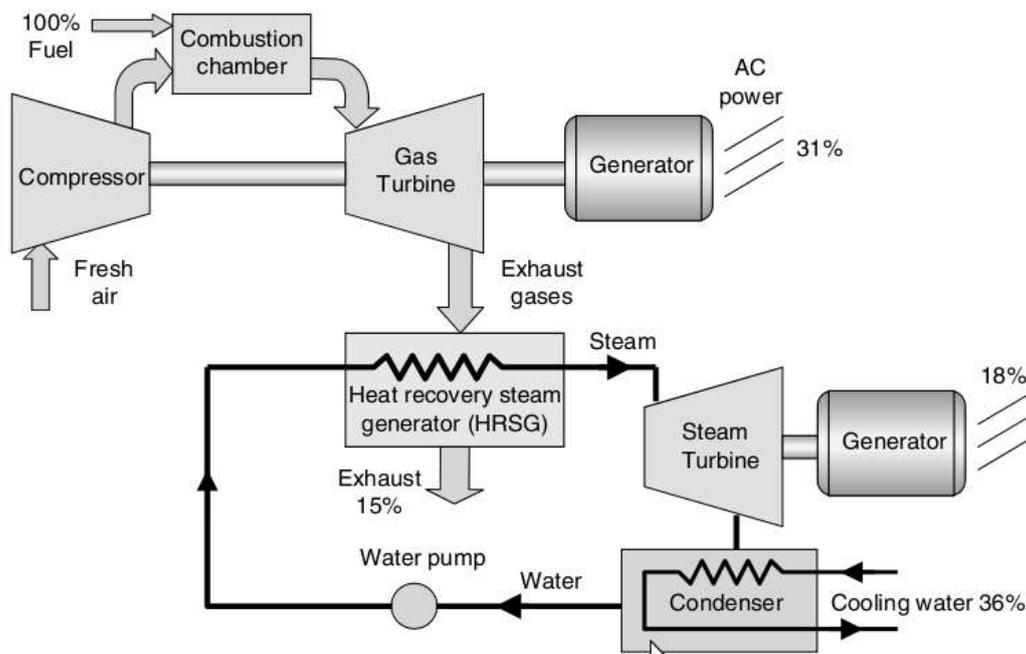
- ✓ Optimización de la planta para maximizar la producción de energía.
- ✓ Reducción de la dependencia energética exterior de las islas.
- ✓ Mejora de la eficiencia de las instalaciones actuales, las cuales se encuentran en desuso.
- ✓ Reducción de las emisiones de gases de efecto invernadero mediante el uso de combustibles menos contaminantes y la maximización del aprovechamiento de estos.
- ✓ Reducción de emisión de partículas utilizando combustibles de mayor calidad que los actuales.
- ✓ Eliminación del consumo de diésel el cual se encuentra vetado a partir del próximo año.
- ✓ Beneficiar la transición energética sostenible, la cual ha de ser puesta en marcha lo antes posible.
- ✓ Mejorar y fomentar la industrialización de la isla con la disminución de la dependencia energética.
- ✓ Disminuir el precio de la electricidad para la población insular con el consecuente beneficio económico.
- ✓ Realización una maqueta de previsualización del ciclo en Everything 3D [6] y un video a través de la planta.

4. DESCRIPCIÓN DE LA PLANTA

La planta de estudio, y de la cual se realizará el dimensionamiento, va a ser un ciclo combinado básico debido a su pequeña potencia objetivo. Como ya se ha descrito

antes, éste posee un ciclo Brayton (turbina de gas) y un ciclo Rankine (turbina de vapor) conectados mediante la caldera de recuperación.

En la ilustración 6 se puede ver un ejemplo de ciclo combinado básico. Sobre este esquema se diseñan todo tipo de ciclos con diferentes características y mejoras para optimizar el proceso, como se verá en los siguientes apartados donde se describirá el esquema del ciclo de la planta. En el anexo 2 se podrá ver más adelante la maqueta 3D proyectada de la planta de ciclo combinado del proyecto.



Combined-cycle power system with representative energy flows providing a total efficiency of 49%.

Ilustración 6 Diagrama simple de ciclo combinado

En primer lugar, y sin entrar en la descripción al detalle de los equipos, que se hará en el siguiente apartado más en profundidad, se tiene la entrada de aire fresco (fresh air) hacia el compresor, en el ciclo de turbina de gas. En el compresor se aumenta la presión del gas antes de ser mezclado con el combustible, que en el caso de estudio será gas natural. El gas natural tiene un precio ajustado y una capacidad calorífica elevada, dando buenos resultados en la combustión. Además se trata de un

combustible fósil con bajas emisiones contaminantes, mucho menor que el gasóleo y con menos restricciones legales actualmente, lo que beneficia su desarrollo futuro y su posible disminución del precio y cumple con los objetivos ya descritos para el proyecto del ciclo.

Tras la mezcla de combustible y gas, se combustiona (combustion chamber) con el consiguiente aumento de temperatura y entalpía. Estos gases de combustión, generalmente dióxido de carbono, monóxido de carbono y agua, pasan a través de dos etapas de turbina (gas turbine) para expansionarse. La primera etapa de turbina será coaxial con el compresor, proporcionándole la energía necesaria para comprimir el gas de la primera parte del ciclo, haciendo así que este no necesite energía auxiliar y eliminando la pérdida en el transporte y la transformación de energía de mecánica a eléctrica y viceversa.

Por último se envía el sobrante de energía de los gases a la caldera de recuperación de calor (heat recovery steam generator), que intercambiará el calor sobrante de estos gases con el agua del segundo ciclo, haciendo así que los gases no salgan con una temperatura excesivamente elevada al ambiente y consiguiendo un mayor aprovechamiento de la energía del combustible, ya que en las actualmente instaladas, esta energía es desperdiciada y puede además, debido a su alta temperatura y caudal, provocar efectos adversos en el medio de la zona donde esté instalada la planta.

En cuanto al estudio termodinámico del ciclo, se tendrá como base el diagrama de la ilustración 7. Este diagrama corresponde a una visualización del ciclo Brayton en un gráfico p-v. Las distintas fases del ciclo serían las siguientes:

- **4-1** -> Compresión adiabática. En forma teórica el aire al pasar por el compresor, que a su vez está unido a la turbina, a través de este sufriría una compresión adiabática e isentrópica (reversible), aunque en un ciclo real no se tendría la misma capacidad de compresión debido a las irreversibilidades y la pérdida de calor, sufriendo una menor compresión con la misma potencia consumida a través de la turbina coaxial.

- **1-2** -> Aumento de energía a presión constante. Nuevamente en un ciclo teórico, la combustión de la mezcla aire-combustible, se asemeja a un intercambio de calor a presión constante, donde esta mezcla gana energía en forma de calor, que es en realidad debida a la combustión de los gases en la cámara de combustión.
- **2-3** -> Expansión adiabática. El paso por la turbina en un ciclo teórico sería igual que el caso de compresión, adiabático e isoentrópico. Dentro de esta expansión se tendrían las dos etapas, la primera que cede trabajo al compresor directamente (aunque no esté señalada en la ilustración 7) y la segunda que, unida a un generador, produce energía eléctrica útil para su consumo. En el ciclo real no isoentrópico la expansión será menor y la potencia generada también.
- **3-4** -> Cesión del calor sobrante. Aunque en una turbina de gas el ciclo no estaría completamente cerrado, debido a que a la salida del expansor se envían estos gases al ambiente, y en el caso del proyecto se enfriarían pero no hasta el punto de entrada al compresor, debido a la problemática de reducir el caudal de gases a esa temperatura que se explicará más adelante. Pero, el intercambio si correspondería a un enfriamiento adiabático e isobaro como el que se tiene en la ilustración 7. En este enfriamiento es donde se conseguiría el aprovechamiento del calor sobrante de los gases gracias a la caldera de recuperación a la salida.

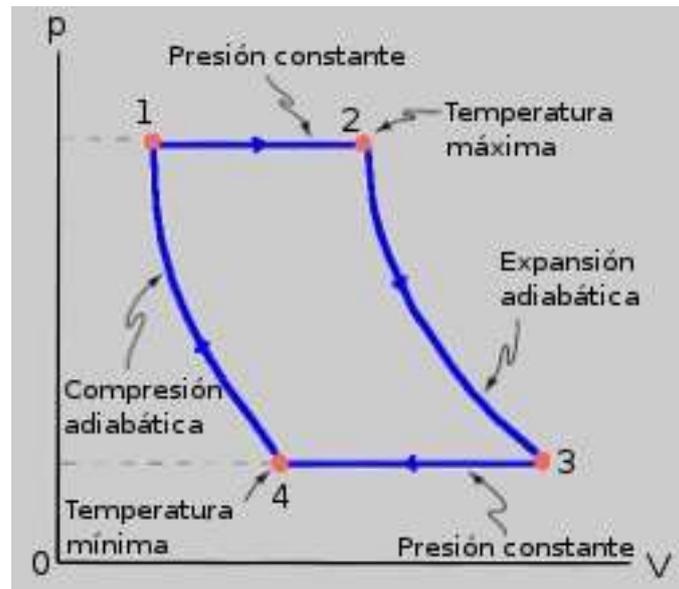


Ilustración 7 Diagrama P-V ciclo Brayton

Con la recuperación de calor que se tiene en la caldera instalada a la salida de la turbina de gas (Heat recovery steam generator en la ilustración 6), se genera, tras varias etapas de calentamiento en su interior que se explicarán más adelante, un vapor sobrecalentado para el ciclo de turbina de vapor (ciclo Rankine). Este flujo se hará pasar por la turbina de vapor, que en el caso de la ilustración es una turbina simple con una única etapa de expansión. En el caso real, que se describirá después, se realizarán varias extracciones para mejorar la eficiencia del ciclo y precalentar el agua antes de la entrada a la caldera. Además así se consigue optimizar el paso de la turbina a los diferentes rangos de presión.

La salida del flujo de la turbina de vapor se tendrá a presión atmosférica, para beneficiar el intercambio de calor en el condensador a la hora de ceder el calor sobrante a la red de agua caliente sanitaria, que como ya se ha dicho, se usará para satisfacer la demanda hotelera. Con ello se condensarán el vapor húmedo que se tiene a la salida y se bombeará nuevamente hasta la presión de caldera para nuevamente calentarlo y volver a turbinarlo, teniendo en este caso sí, un ciclo termodinámico cerrado real.

En la ilustración 8 se ve, en este caso, el diagrama T-S (temperatura- entropía) del ciclo Rankine de la turbina de vapor. En este nuevo caso las distintas etapas serían las siguientes:

- **2-3** -> En este proceso es en el que se realiza el paso del agua líquida por la caldera de recuperación. Como puede verse, se introduce el agua subenfriada y hasta que ésta comienza a evaporarse aumenta la temperatura. Una vez dentro de la “campana” la temperatura se mantiene constante hasta la vaporización completa del agua. Una vez vaporizada, se seguirá aumentando la temperatura para sobrecalentarlo. Así se consigue a su vez que, tras la siguiente etapa de expansión en la turbina de vapor, no se tenga un título demasiado bajo (lo que se traduce en una mayor cantidad de agua líquida dentro del vapor), lo que sería que el estado 4s quedara más desplazado a la izquierda dentro de la “campana” y las gotas de agua condensada afecten a las diferentes etapas de turbina actuando como proyectiles en los álabes de las mismas y llegando a desgastarlos.
- **3-4** -> En el caso de la figura este proceso se trata de una expansión isoentrópica nuevamente, que al igual que en el caso del compresor y el expansor de la turbina de gas del primer ciclo, en la realidad será menor, produciendo un menor trabajo y menor energía final.
- **4-1** -> Este proceso se corresponde a la cesión de calor en el condensador a la red de agua caliente sanitaria. Esta cesión es hasta la condensación del caudal de vapor de la salida de turbina y se realizará a la presión atmosférica que se tenga en la isla para beneficiar este intercambio de calor. Esta etapa se desarrolla entre el vapor húmedo de la salida de la turbina de vapor y el punto de líquido saturado a la presión de condensador.
- **1-2** -> Este proceso corresponde al paso por la bomba de alimentación de agua a la caldera de recuperación. Igual que en los anteriores casos se trata de un proceso ideal isoentrópico, que en la planta real consumirá un porcentaje mayor de potencia que el mostrado en el diagrama.

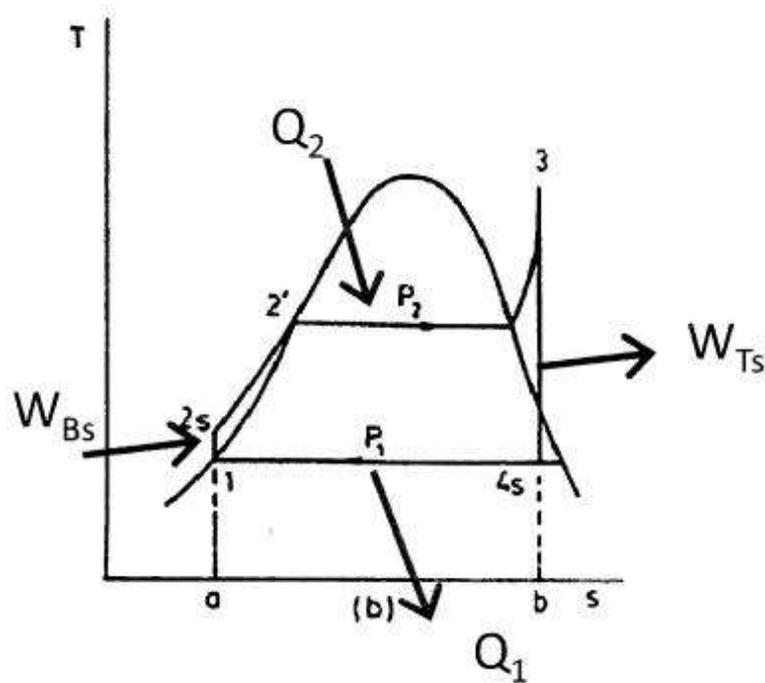


Ilustración 8 Diagrama T-S ciclo Rankine

5. DESCRIPCIÓN DE LOS EQUIPOS PRINCIPALES

En este apartado se irán describiendo todos los equipos que forman parte del ciclo que se va a dimensionar y estudiar. Así mismo se mostrarán las características principales de los mismos y los datos que permiten el dimensionamiento de la planta y la realización de los cálculos posteriores. No se entrará en detalle en la descripción de equipos auxiliares que conforman el resto de la planta, así como el conjunto de elementos de control.

5.1. Turbina de gas

El primer equipo, y uno de los principales y más importantes de la planta de ciclo combinado, será la turbina de gas. La importancia de la misma es evidente dentro del ciclo combinado, por ello se debe poner especial detalle en su definición y elección en el predimensionamiento.

La turbina elegida como base para realizar este diseño es la "LMS100". Como introducción se puede decir que es una turbina propiedad de la compañía "General

Electrics”, que es una empresa estadounidense comercializadora de máquinas térmicas y diferentes productos relacionados con el mundo energético y de generación de electricidad, con una alta experiencia en la realización de turbinas de vapor y gas de una alta eficiencia y de gran calidad técnica y alta fiabilidad. Dentro de su catálogo, hay una amplia variedad de turbinas, y entre ellas, la elegida como base de la central de ciclo combinado es la antes citada, por su flexibilidad a la hora de realizar diferentes construcciones y su idoneidad para realizar una instalación donde se aprovechen los gases de salida.

Las características técnicas básicas de la turbina elegida vienen descritas en su página web [7] y se pueden descargar de forma gratuita para predimensionar las centrales y compararla con otras posibles opciones. Dentro de la ficha técnica de la LMS100 se puede ver la siguiente tabla de datos (ilustración 9). En el anexo 1 se añade el catálogo completo de esta turbina.

Aero 50 Hz	ISO Base Rating (kW)	Heat Rate (Btu/kWh)	Efficiency	Flow (KG/sec)	Exhaust Temp (°C)	Turbine Speed (RPM)	Comments
LMS100-PA+	113,400	7,898	43.5%	235	413	3,000	Water injected to 25 ppm NO _x
LMS100-PB	100,100	7,816	43.8%	224	409	3,000	DLE, 25 ppm NO _x

Ilustración 9 tabla de características LMS100

Dentro de esta tabla se ven las características básicas usadas para el posterior dimensionamiento del ciclo combinado del proyecto. Además, para comenzar, se debe seleccionar uno de los dos tipos de turbina, la “PA+” o la “PB”, para tener los datos base concretos de la misma. En la primera de las opciones se tiene una mayor cantidad de energía en la salida de la misma, 113,4 KW y, en la segunda, únicamente se obtendrían 100 KW de potencia. Así mismo, la segunda tendrá una temperatura de salida de gases de 5°C menos, 409°C frente a los 413°C de la PA+, lo que influirá en el intercambio de calor con el ciclo de agua. Igualmente, se tendrá el mismo escenario con el caudal de los gases, el cual es menor en la segunda, 11 Kg/s menos la PB. Estos dos últimos factores harán que la potencia de gases (\dot{W}_g) sea significativamente menor en la PB, con lo que la capacidad de calentamiento en la caldera de recuperación se

vería reducida si se elige el segundo modelo de la tabla. La eficiencia en cambio es mayor en la segunda turbina, con lo que consumirá menor cantidad de combustible. Este último factor no es tan determinante a la hora de elegir la turbina para el proyecto a estudio, por lo que, vista la idoneidad de las características del primer modelo, la turbina elegida será la LMS100 modelo PA+.

En la ilustración 10 se puede ver una imagen de cómo es una turbina “LMS100” tipo, ya instalada con todas las diferentes partes que la componen.



Ilustración 10 turbina LMS100

Las diferentes partes que posee la turbina son las siguientes:

- ✓ **Filtro de entrada:** El filtro que se puede observar en la ilustración 11 sirve para limpiar y eliminar partículas y contaminantes del aire que se introduce del exterior, antes de comprimirlo en el compresor, ya que las pequeñas partículas pueden dañar los álabes del compresor al pasar a través de ellos al igual que las

pequeñas partículas de agua, a altas velocidades son muy dañinos para los materiales de estas partes del rotor del compresor.

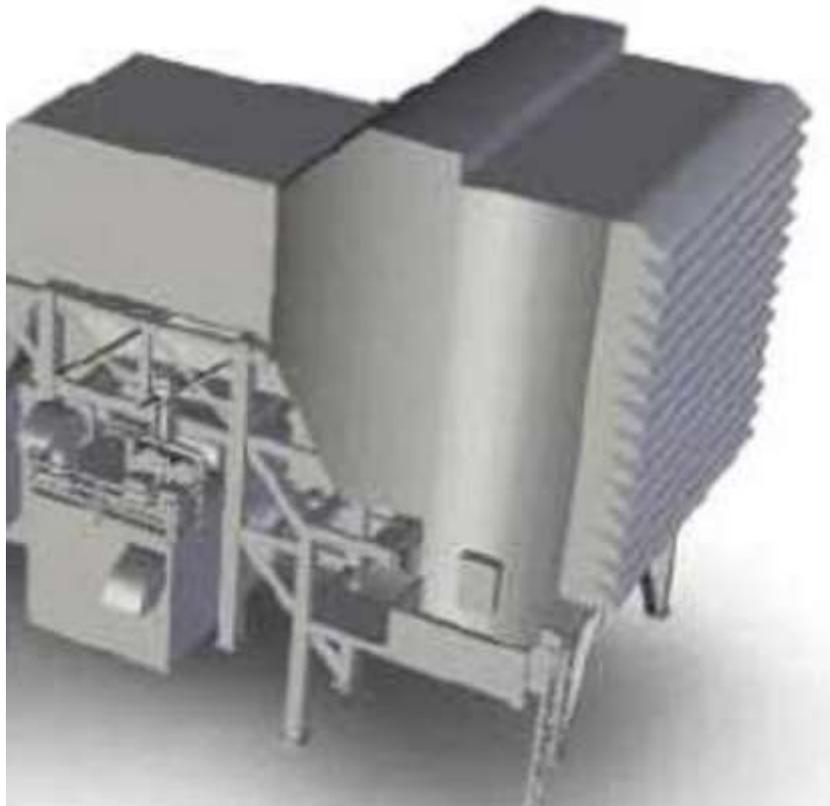


Ilustración 11 filtro turbina de gas

- ✓ **Compresor:** Aunque esta parte de la turbina está dentro del cuerpo propio de la turbina, se puede presentar por separado. Esta es coaxial con el expansor, para poder recibir directamente la energía mecánica del mismo, esta unión de ambas partes se realiza para no perder potencia por el camino transformando esta energía en eléctrica y viceversa y aumentar de esta manera la eficiencia del conjunto de la turbina compresor-expansor.

En la ilustración 12 se observan las dos etapas del compresor que tiene el modelo elegido, de baja y alta presión respectivamente. Éstas se dividen para introducir un intercooler entre ellas y así tener una mejor compresión, por etapas, y optimizar la misma. El intercooler se verá en el siguiente punto como parte independiente de la turbina de gas.

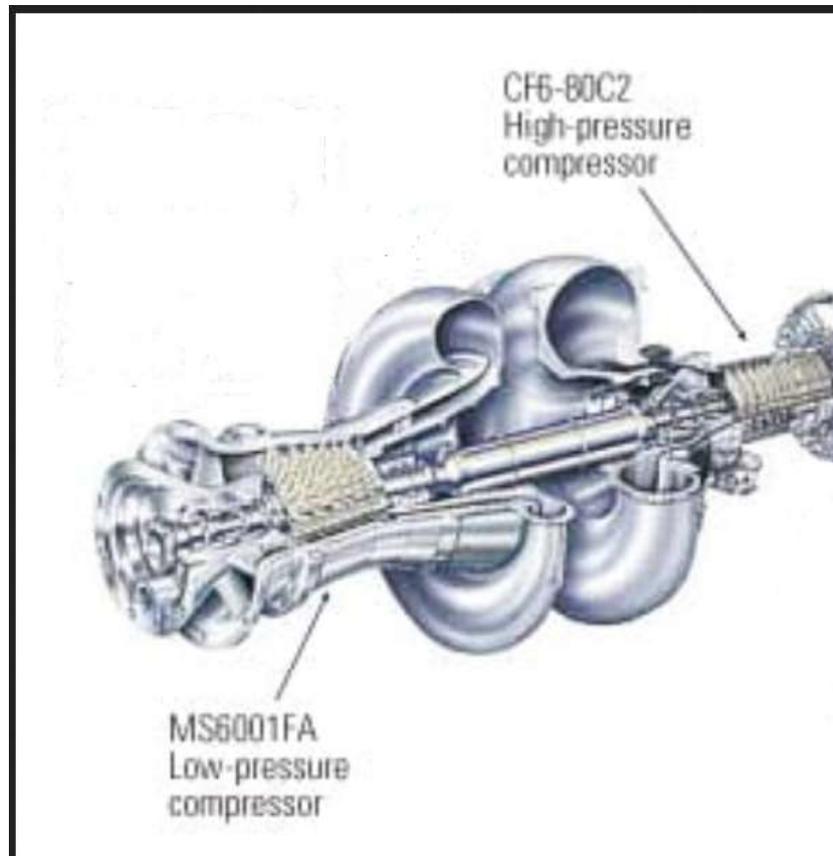


Ilustración 12 Etapas del compresor

- ✓ **Intercooler:** El diagrama que quedaría añadiendo un intercooler en el proceso de esta etapa sería el que aparece en la ilustración 13. En esta ilustración se puede ver el diagrama T-S, donde entre los estados 2 y 3 se tiene un enfriamiento que beneficia así el no tener pérdidas de eficiencia por tener que realizar una compresión con mayor demanda de trabajo y mayores pérdidas por irreversibilidades, ya que, como se dijo anteriormente, la turbina no es isoentrópica.

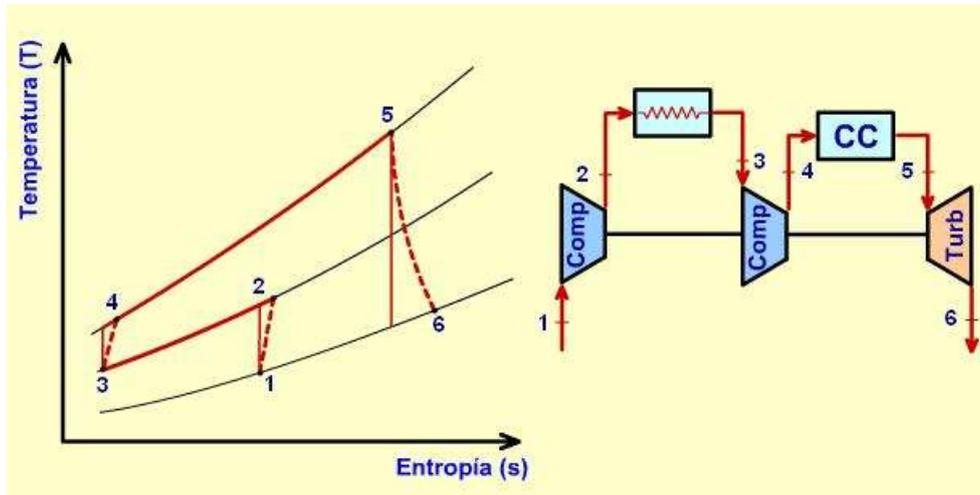


Ilustración 13 compresor con intercooler

Yendo al anterior esquema del cuerpo de la turbina, concretamente en la parte del compresor, el intercooler iría conectado en el lugar en el que aparece en la ilustración 14, entre las dos etapas de compresión.

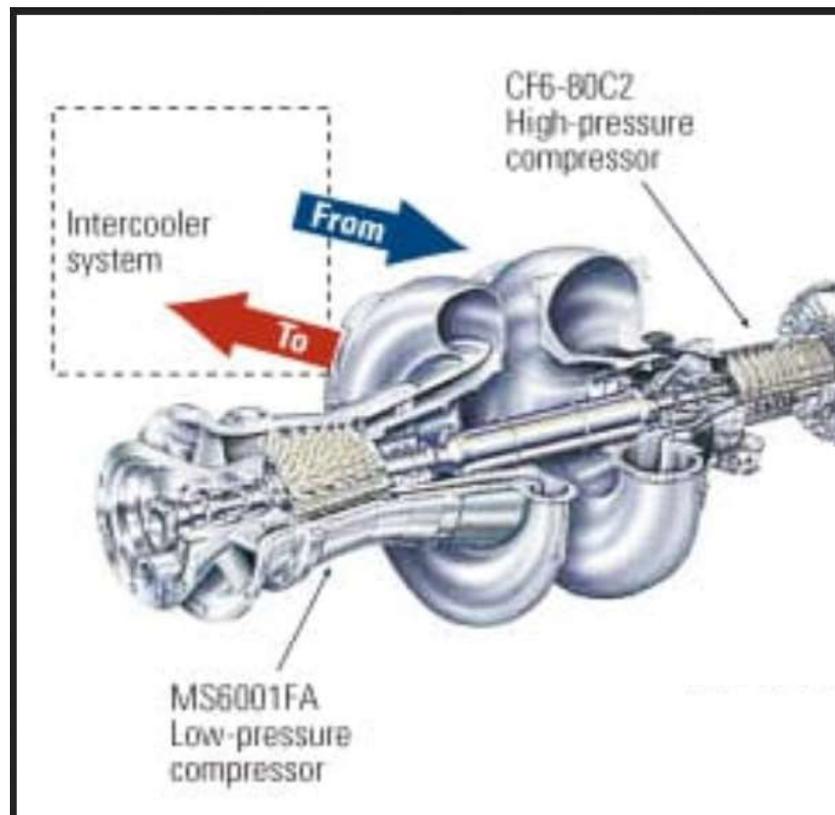


Ilustración 14 colocación del intercooler

- ✓ **Cámara de combustión:** Dentro de la cámara de combustión (ilustración 15), tras la compresión del aire, se inyectará, de manera distribuida y alrededor de

la misma, el combustible, gas natural. Tras la inyección, y gracias a la forma que esta tiene y la velocidad con la que llega el aire y el gas natural, se favorecerá el mezclado entre los gases y mejorará la correcta y completa combustión de los mismos. Cuando la mezcla es óptima comenzará la combustión, y eso hará que aumente la energía de los gases para después expandirlo.

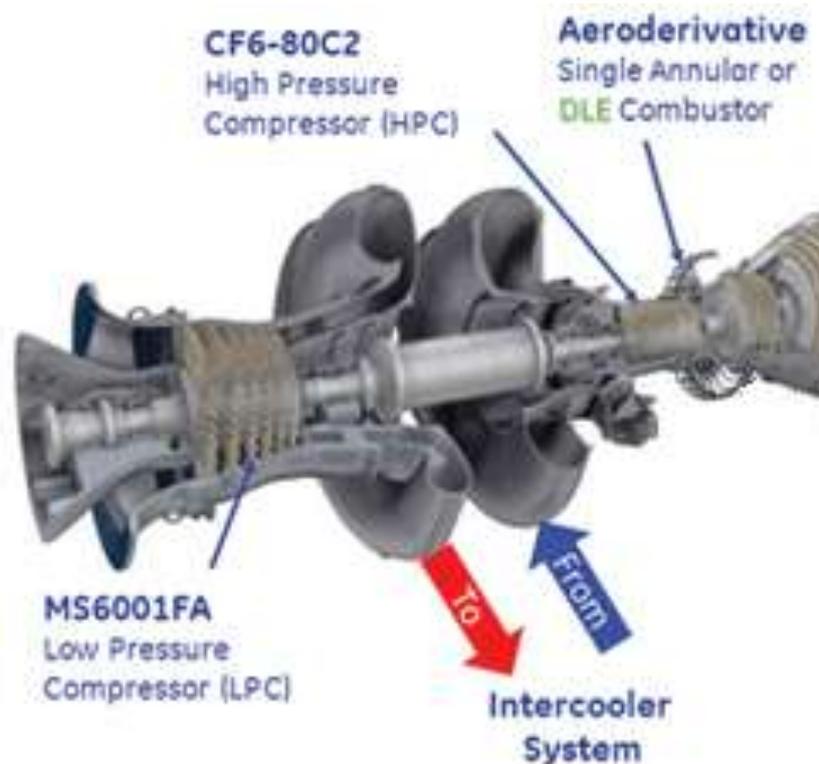
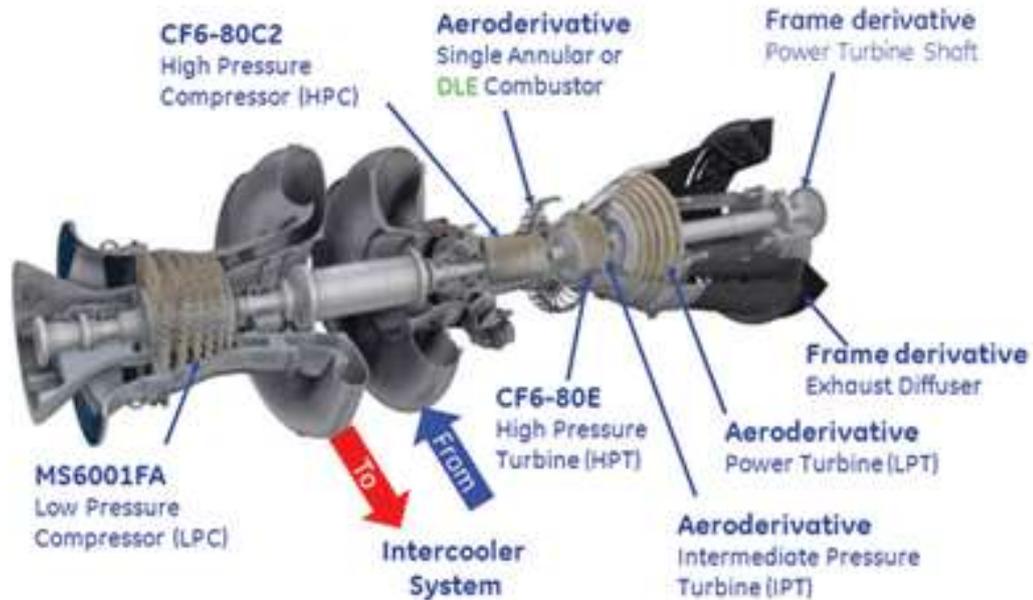


Ilustración 15 combustor

- ✓ **Expansor:** Es la parte más importante de la turbina, generando la energía. En esta etapa se producirá el trabajo necesario para, en primer lugar, mover las etapas del compresor del comienzo, y en segundo lugar, generar energía eléctrica en el alternador correspondiente, con el que está unido mediante su eje. Consta, como el compresor, de varias etapas, para optimizar el uso de la energía de los gases de combustión. Tiene por tanto, una etapa de alta presión, otra de media y una última de baja presión. En la ilustración 16 se puede ver el conjunto de las partes antes descritas junto con estas tres etapas del expansor, completando así el cuerpo principal de la turbina de gas.

LMS100 - Integrating proven technologies



© Copyright 2012 General Electric Company. All Rights Reserved. Subject to restrictions on cover page

37

Ilustración 16 Cuerpo de turbina de gas completo

5.2. Caldera de recuperación de calor (HRSG)

La caldera de recuperación es un elemento crucial en los ciclos combinados. Gracias a ella se consigue el intercambio de calor entre los gases procedentes de la turbina Lms100 al ciclo de vapor. Se ha de conseguir que la eficiencia de intercambio sea la mayor posible, obviamente por la energía que se le podrá extraer posteriormente en la siguiente turbina, que será una proporción mayor. Cuanto mayor sea el calor que se introduce en el nuevo ciclo, mayor será la energía que permite obtener la turbina de vapor posteriormente y mejor será la eficiencia del ciclo y de la propia turbina.

El intercambio de calor se va a producir en tres “etapas” diferentes. Primero el vapor pasará por el precalentado, luego por el vaporizador y por último el sobrecalentador, como se ve en la ilustración 17.

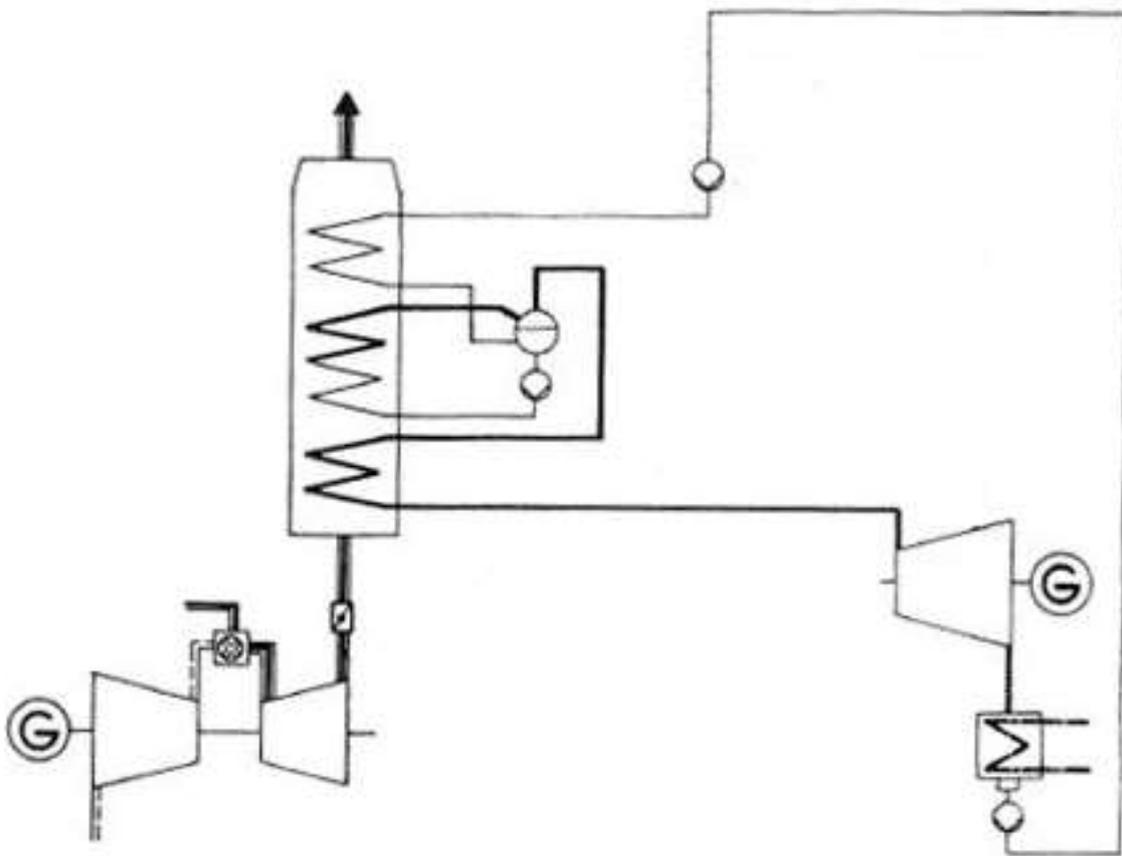


Ilustración 17 Esquema caldera ciclo combinado

La primera etapa se realizará para aumentar la temperatura del agua, sin llegar a evaporarla, aprovechando la última porción del calor de los gases antes de que estos salgan a la atmósfera. Como la temperatura es menor en el gas en este punto, es más complicada la transferencia de calor, por ello y para optimizar la caldera, se realiza un intercambio en fase líquida a baja temperatura y sin vaporizar. Este primer intercambio de calor con el agua (Último intercambio para los gases) disminuirá la temperatura de los gases hasta los 160°C, temperatura fijada para conseguir que el vapor de agua de estos no llegue a condensar por una bajada excesiva. Esta condensación podría hacer que, junto a los azufres de los combustibles, se corra la instalación de tuberías y se deban aumentar los gastos de mantenimiento de las instalaciones. Cuanto peor sea la calidad del combustible (más azufre) mayor será esa temperatura mínima, llegando a ser de 145°C para fueloil, el cual tiene una peor calidad. En el caso del gas natural será de hasta 120°C. En el caso de diseño se va a suponer una temperatura de 160°C, ya que, a la salida del precalentador, que se

instalará antes de la caldera de recuperación, la temperatura que se tiene son 150°C y estos gases saldrán siempre a una temperatura mayor que esta entrada de agua.

Tras este paso se introduce nuevamente en la parte media el agua presurizada, todavía con un pequeño margen de temperatura (approach point) hasta el comienzo de vaporización. Ahí comenzará la fase de vaporización. El agua se calentará desde el líquido hasta llegar al punto de burbuja y, a temperatura constante, irá vaporizándose hasta estar completamente en estado de vapor saturado. Para conseguir el vapor saturado se usa un elemento parecido al desaireador que deja los vapores en la parte superior y únicamente extrae esa fase del agua. Este elemento se instala a la salida del evaporador y asegura la introducción de vapor en la siguiente fase. Otro dato de interés en las calderas, además del approach point, será el pinch point, que establece la diferencia de temperatura entre el punto de inicio de vaporización del agua y la temperatura que tienen los gases a la salida del evaporador.

En la última fase de la caldera el vapor saturado intercambia calor con los gases más calientes, que son los que salen directamente de la turbina de gas. Por ello, se realiza en el último lugar para darle un extra de energía al vapor. Nuevamente, en la ilustración 8, que se mostró con anterioridad para explicar el ciclo termodinámico del vapor, se puede observar que al aumentar la temperatura de salida de caldera la vertical correspondiente a la expansión (estados 3 y 4s) se desplazarán a la derecha, haciendo que el título de salida de la turbina sea más cercano al vapor saturado y reduciendo así el número de gotas de agua líquida generadas. Estas gotas, en un momento dado y con las altas revoluciones de las turbinas y la velocidad del flujo, pueden actuar como perdigones en los álabes de la turbina generando un alto desgaste en el material de los mismos.

En la ilustración 18 se muestran las evoluciones de las temperaturas de los gases y el vapor a través de la caldera. Pueden verse todos los puntos antes citados, la entrada al economizador (precalentador), el evaporador y el sobrecalentador (se ha eliminado el approach point por simplicidad del diagrama).

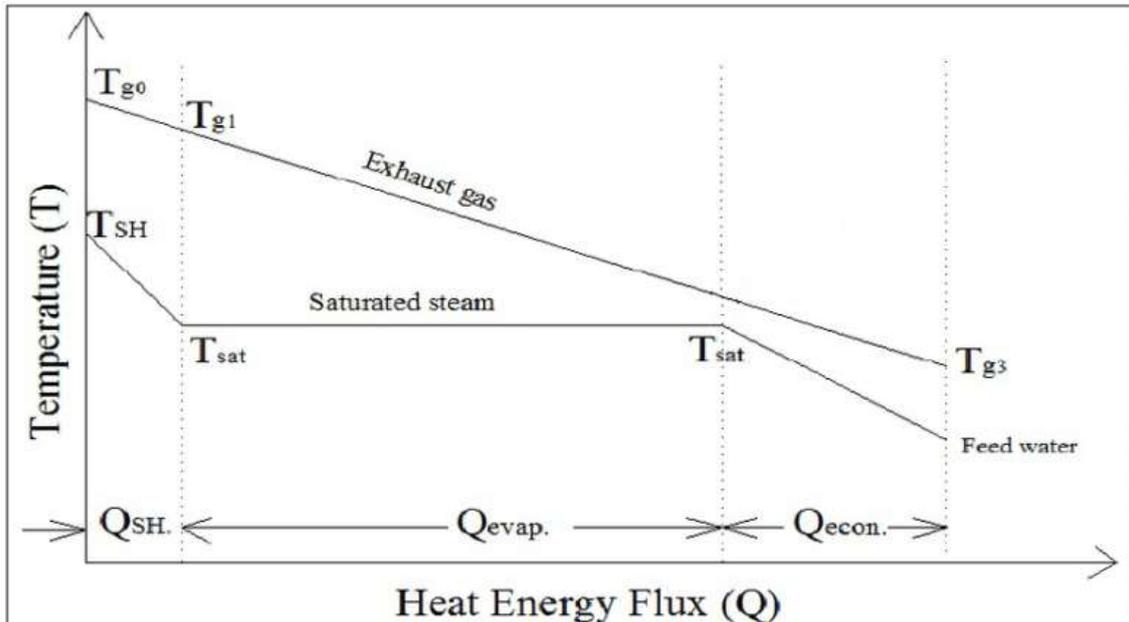


Ilustración 18 evolución temperaturas en la caldera

Con los valores de la temperatura de entrada y caudal másico que se ofrecen en el catálogo de “General Electric” y la temperatura de salida, que ya se ha dicho que se establecerá en 160°C, se puede calcular la energía bruta que se transmite por el intercambiador y que será aprovechada en el ciclo de vapor. El cálculo es básico con las entalpías de los estados de entrada y salida y su caudal másico. Estas entalpías se obtienen con el software “EES”[8].

$$\dot{Q}_g = \dot{m}_g * (h_4 - h_5) = 62033 \text{ KW}$$

Con esto último se concluiría que, en una transmisión perfecta de calor, el máximo trabajo que se podría obtener en la turbina de vapor sería de hasta 62 MW. Luego se verá que este valor no es el real que se va a obtener, ya que existen pérdidas de energía y el ciclo no puede aprovechar toda la energía para generar trabajo. Estos cálculos se realizarán en el siguiente apartado.

5.3. Turbina de vapor

Esta turbina, a diferencia de la de gas, se va a adaptar constructivamente a los datos que se obtienen a partir de la turbina de gas que se ha fijado. La temperatura y presión de salida del vapor se fija previamente con el objetivo de mejorar la eficiencia de la

turbina. El proveedor fabricará la misma según los datos que se precisen para cada planta o finalidad de las mismas. En este caso se ha decidido que el vapor saldrá de la caldera de recuperación a 400°C y 90bar. La temperatura se limita con la temperatura de entrada de los gases de la turbina de gas, que en este caso no podría superar los 413°C. Con estos datos de temperaturas y presiones, y sabiendo que a la caldera entra a 150°C y obtiene 62MW, se obtiene, a través de unos cálculos de balance de energía que se mostrarán en el apartado de dimensionamiento y que serán realizados mediante el software “EES”, el caudal másico de vapor que se turbinará.

Para realizar los cálculos reales del trabajo producido por la turbina hay que describir primero las características técnicas que esta va a tener, número de extracciones, eficiencia isoentrópica y presión a la salida de la turbina. En la ilustración 19 se puede ver un esquema de la turbina que se utilizará en la planta con sus extracciones para el precalentamiento.

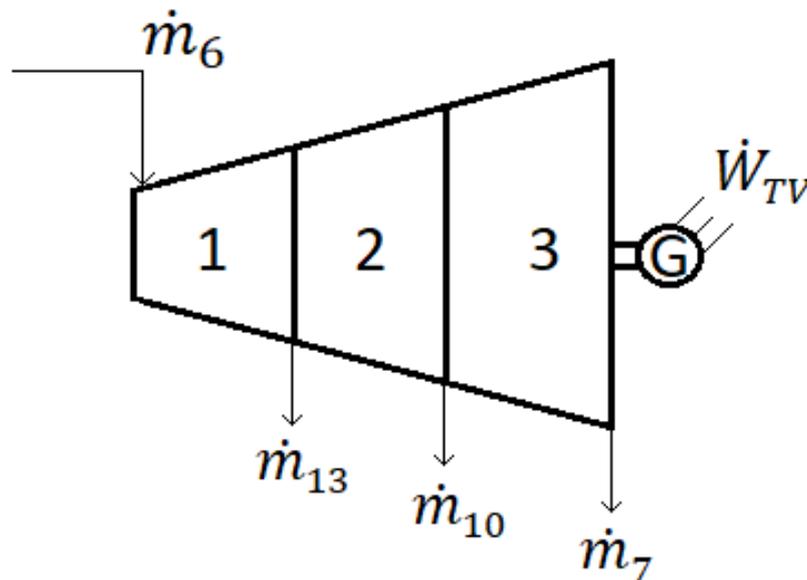


Ilustración 19 Esquema turbina de vapor

Como se puede ver en la ilustración, se van a tener dos extracciones intermedias en la turbina, los números asignados serán los que se usarán posteriormente en el ciclo combinado para el análisis y caracterización de cada flujo. Las extracciones en la turbina de vapor son utilizadas para precalentar el líquido condensado a la salida de la

turbina, antes de introducirlo en el economizador. Se le irá haciendo pasar por diferentes etapas, y adecuando la presión de éste a la de la extracción para no llegar a vaporizarlo y mantener en todo momento agua líquida comprimida. Los caudales máxicos extraídos, que se especificarán más adelante cuando se realice el balance energético en los equipos de intercambio de calor, no serán muy elevados, con lo que no afectará en gran medida, aunque si lo disminuirá, a la energía neta producida por la turbina de vapor.

La salida de la turbina (Estado 7) se realizará a la presión atmosférica. Esto se realiza para poder intercambiar mejor la energía sobrante de la turbina en el condensador. Así, se conseguirá una mejor calidad a la hora de producir agua caliente sanitaria para la red de diseño y no llevará a una pérdida de trabajo demasiado elevada, con lo cual es más beneficioso para el aprovechamiento de la energía global.

El rendimiento isoentrópico, utilizado para el cálculo de las entalpías reales a las cuales se encuentra el vapor en las distintas extracciones de la turbina, se ha supuesto del 90%. Dicho valor es el más normal en turbinas de este tipo y con esta potencia.

5.4. Condensador

El condensador de este ciclo combinado será una parte básica, ya que además de realizar su función habitual, se usará para generar el agua caliente para los hoteles ibicencos. El intercambio de calor se producirá a presión atmosférica, como se ha comentado antes. Los condensadores a diferencia de la caldera, donde es el agua del circuito de vapor la que va por dentro de los tubos, inundan el condensador con el vapor y es el agua de refrigeración, agua caliente sanitaria, la que se introduce en los tubos y se hace pasar por la zona de condensación.

El agua va condensando hasta el fondo del equipo, donde se encontrará la salida del mismo para realimentarlo y cerrar el ciclo Rankine. Esta agua de salida tiene que ser completamente líquida, y al coexistir con el vapor de la salida de la turbina de vapor y ser isóbaro con este estado, a presión atmosférica ambos, se tiene una salida a la misma presión como líquido saturado.

Un ejemplo de un equipo tipo sería el que se puede ver en la siguiente imagen (ilustración 20).

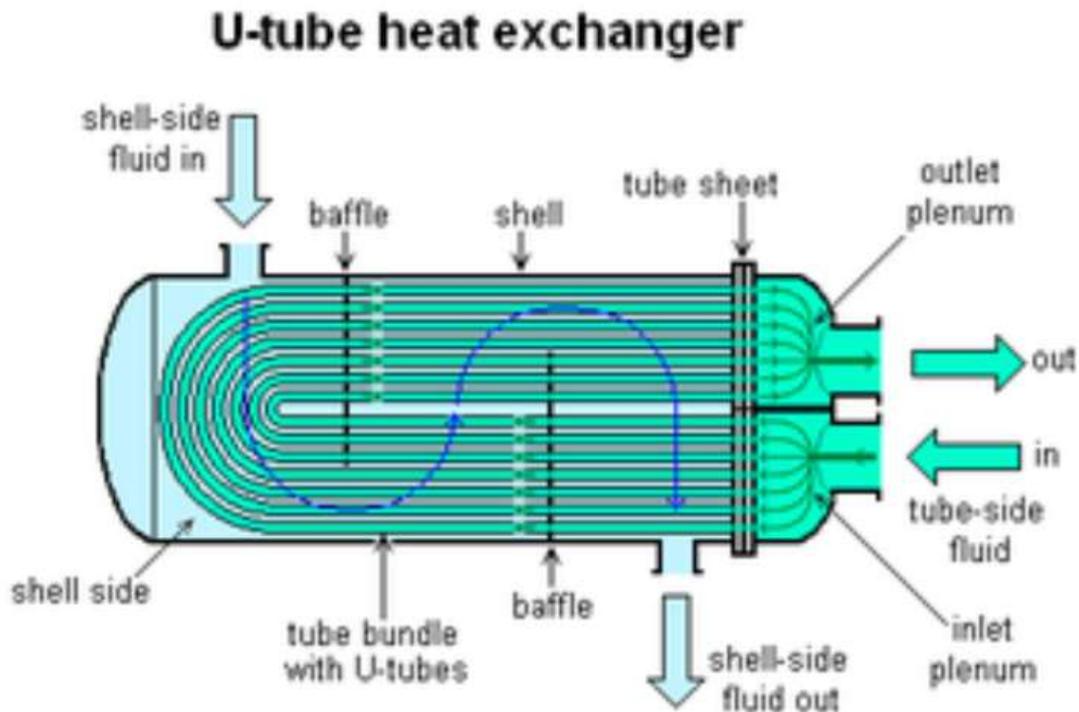


Ilustración 20 ejemplo de condensador

En la salida de los condensadores se ha de añadir, además de los equipos de control, un eyector del condensado. El motivo es que, con la condensación del vapor y sabiendo que está a la misma presión que al inicio, y temperatura, el volumen específico de este vapor cae drásticamente, como puede verse en la ilustración del diagrama P-V del agua (ilustración 21). Esto, haría que el volumen total del condensador se tuviera que reducir a su vez para mantener la presión constante. Para evitar esto se instala un eyector a la salida que realiza una función parecida a una bomba y además ayuda a que no se acumulen zonas con vapor sin tratar en zonas donde pueda ser difícil que este se extraiga. El aumento de presión que este genera es casi imperceptible en cuanto al balance final y compensa a su vez las pérdidas de carga que hayan podido surgir.

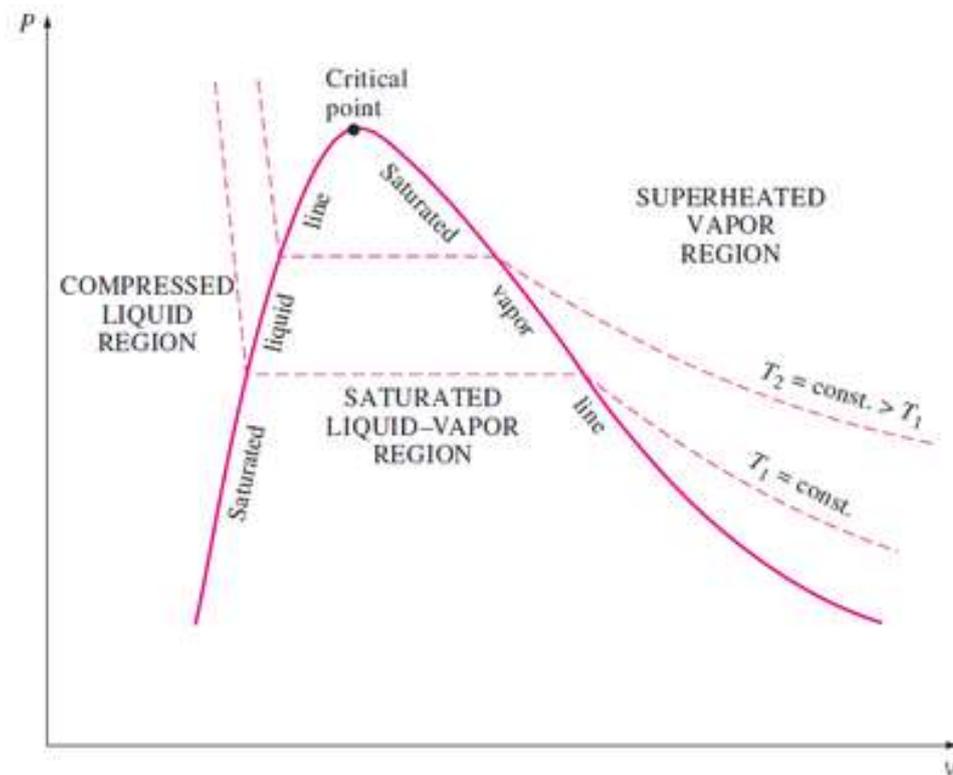


Ilustración 21 Diagrama p-v agua

A su vez, hay que señalar que, el agua que se usa como líquido refrigerante del vapor de agua de la turbina se sabe que será agua líquida, la cual viene bombeada de la red de agua pública de Ibiza y se le aporta cierta cantidad de energía térmica. El agua ha de ser tratada previo a la entrada del condensador, lo que beneficia en la disminución del mantenimiento del equipo y la red de tubos por los que pasa esta agua.

5.5. Desaireador

El desaireador es una parte muy importante en la etapa de recirculación del agua a la caldera de recuperación, ya que, como ya se sabe, en el caso de las bombas se necesita un agua totalmente líquida sin burbujas de aire o vapor de agua que se hayan podido formar en el circuito del ciclo. A lo largo de la instalación es posible que se introduzcan partículas de aire debido a las altas velocidades y el efecto venturi que producen en ciertos lugares donde la estanqueidad no es completa. Además de lo anterior, puede que el vapor de agua no se condense totalmente o que se introduzca alguna cantidad pequeña de este al resto del ciclo debido al vacío que se provoca en el condensador.

Este equipo ayudará en este caso a mejorar el buen desempeño del resto de equipos del ciclo.

Las bombas, al bombear el agua, sufren muchísimo desgaste en los álabes, debido a las burbujas de aire y vapor, del mismo modo que los álabes de las turbinas de vapor sufren con las gotas de agua que hayan podido formarse por el descenso de la energía del agua, realizando pequeñas hendiduras en los mismos. Puede devenir en un fallo catastrófico de la bomba debido al desgaste. Las burbujas sufren micro-implosiones que hacen que se vaya eliminando material de los álabes como consecuencia de los aumentos bruscos de presión que produce la bomba y que hacen que estas pasen de forma brusca a estado líquido, implosionando y generando una pequeña onda expansiva muy dañina.

Para evitar estos problemas, al comienzo de la recirculación se instala un desaireador como ya se ha dicho. Este elemento se puede ver en la ilustración 22. El funcionamiento de este equipo concreto es básico, hay dos entradas, del vapor que sale de la turbina de vapor, que tiene una mayor temperatura, y el líquido comprimido que sale del condensador, que es el caudal a calentar. La presión del líquido condensado se eleva parcialmente (3 bar) antes de entrar en el desaireador, y por tanto la expansión de la turbina de vapor será hasta esa misma presión, esto coincidiría con el estado 10 de la ilustración 19. Se juntan ambas entradas en un tanque, donde se tendrá el agua en calma debido al tamaño de este último y el agua se calentará gracias al efecto del vapor de la extracción de la turbina. El vapor sobrante y el aire antes comentado, que se infiltra en el circuito, se dirige a la parte superior del desaireador por su menor densidad, e irá eliminándolo para que éste no pueda retornar al circuito. A medida que se vaya perdiendo caudal másico de vapor en el circuito, se irá reponiendo con un flujo auxiliar.

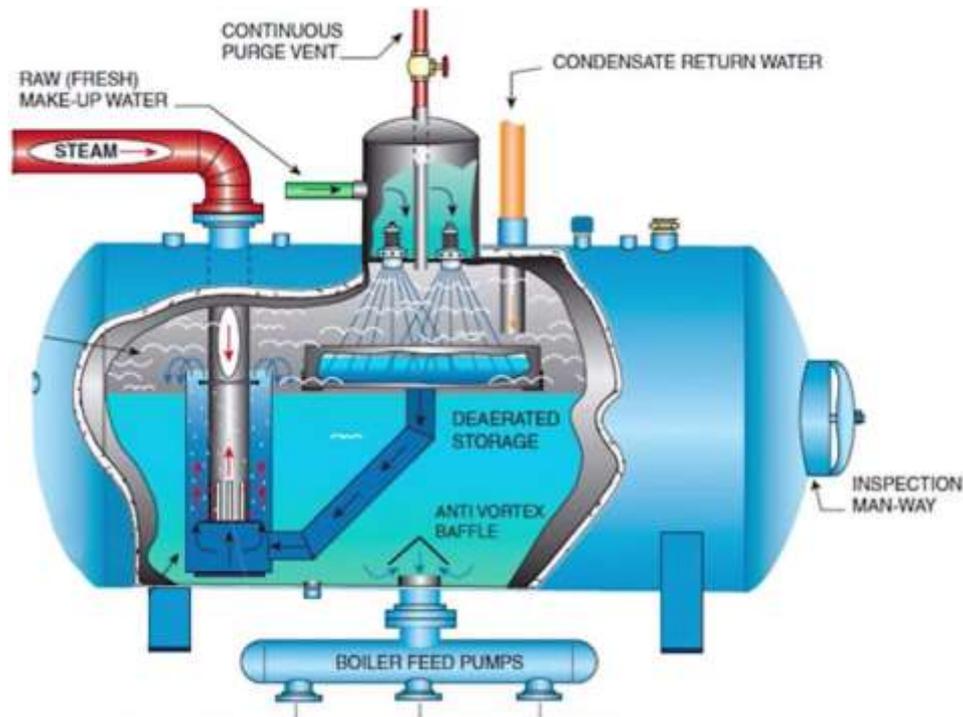


Ilustración 22 Desaireador

5.6. Precalentador

Se va a hacer uso de un precalentador en el ciclo de vapor. Este, irá instalado en la primera extracción de la turbina de vapor. Se colocará después del desaireador con una bomba de baja potencia entre medias de ambos equipos de precalentamiento, al igual que en el desaireador, que hará que vaya subiendo la presión en cada etapa de precalentamiento para adecuarlo y que no llegue a entrar en saturación y pueda llegar a vaporizar antes de llegar a la bomba principal de alimentación que será la que más potencia transmita.

Estos equipos se alimentan de una extracción con una pequeña porción del vapor que pasa por la turbina y lo juntan con el líquido que sale del desaireador, siguiendo su mismo procedimiento. Estos precalentamientos son útiles para conseguir un mejor calentamiento en la caldera de recuperación y poder aprovechar mejor el calor de los gases de la turbina. Aumentar el calor de entrada hará que el salto de temperatura sea menor en la caldera, y como la potencia de gases transmitida será la misma, se podrá por tanto calentar mayor caudal de agua.

Existen dos tipos de precalentadores, los llamados precalentadores de película, los cuales son unos intercambiadores de calor tubulares de flujo cruzado, normalmente, y donde el vapor y el agua condensada no llegan a juntarse y se aprovecha en otra etapa de precalentamiento. Siguen el mismo esquema que el condensador.

Los segundos modelos, y los elegidos para la planta de diseño, son los de mezcla. En este diseño de Precalentadores, a diferencia de los anteriores, se introducen, tanto los condensados de la salida de la turbina tras pasar por el precalentador, como la extracción que antes se había comentado. De esta manera el propio vapor de extracción se condensará a medida que cede su calor al líquido condensado que había entrado, elevando así su temperatura y juntando el caudal másico de ambos. Son equipos muy simples, formados por un tanque donde se juntarán ambos flujos únicamente.

Hay que tener en cuenta que la temperatura de entrada del líquido a la caldera tiene que ser menor que 160°C , que es a la temperatura a la que salen los gases de la caldera tras el intercambio de calor que se da con el agua. Para que se reduzcan hasta esta temperatura se debe tener una temperatura menor del otro fluido a la entrada, que es el punto que va a coincidir con esta salida a la hora del intercambio de calor, como se ve en la ilustración 18. Por ello se diseña el precalentador para que la temperatura de salida sea de 150°C . La presión a su vez será de 5 bar, que hará que se mantenga el agua completamente líquida a la salida, ya que a 150 grados la presión de saturación es menor que 5 bar y podría darse el caso en que el líquido comenzara a vaporizar pasando por su punto de burbuja y, como ya se ha comentado en varias ocasiones en este documento durante la descripción de la planta, podría ocasionar fallos catastróficos en los álabes de los compresores.

5.7. Bombas de agua de alimentación

Las bombas de agua de alimentación se tendrán en cuenta para el cálculo de la potencia eléctrica de salida de la central, ya que éstas consumirán una parte de la potencia generada. Esta cifra no será del todo significativa, pero es necesario tenerla

en cuenta para aproximarse a la potencia real que se obtendrá y acercar el modelo de diseño a la planta una vez instalada.

Se trata de bombas de alimentación estándar de catálogo, como la que aparece en la ilustración 23, por ejemplo, y las cuales no difieren mucho las unas de las otras, a excepción por el tamaño y cantidad de potencia generada, y se elegirían a posteriori, una vez diseñado el ciclo completo y con los datos exactos de los estados y energía generada. Se asumirá que, para el predimensionamiento, tienen un rendimiento del 60%, mucho menor que el de las turbinas pero muy cercano al que éstas tienen en la realidad. Es el único valor de este tipo de bombas que se va a necesitar para el predimensionamiento del proyecto y por tanto se establece un valor medio de los valores usuales que tienen los equipos de estas características, a pesar de saber que las bombas de menor tamaño tendrían un rendimiento menor que las de mayor potencia, al igual que con las turbinas.



Ilustración 23 bomba de agua de alimentación

Se instalarán tres bombas a lo largo del circuito dos de menor tamaño y otra de una potencia mayor, aunque, a pesar de que no van a llegar a tener el mismo rendimiento las bombas de baja potencia que la de mayor potencia, se supondrá un rendimiento

del 60% igualmente, ya que sigue siendo un valor que se acercaría a la realidad. La primera se coloca entre el condensador y el desaireador y llevará el agua de la presión atmosférica a los 3 bares de trabajo del desgasificador. La segunda, será la encargada de bombear, desde el desaireador hasta el precalentador, a 5 bares. La tercera y última es la más importante de las tres y la que más consume, como ya se había anticipado. Ésta se encarga de alimentar el agua a la caldera de recuperación, por lo que aumenta la presión hasta los 90 bares de alimentación desde la presión de precalentador y además con un mayor caudal que las otras dos anteriores.

6. MANTENIMIENTO DE LOS EQUIPOS

En este apartado se propondrá un seguimiento para el mantenimiento de los equipos de la planta de generación que más cuidado y mantenimiento fueran a necesitar durante la operación de la misma debido a su desempeño. Es un punto vital a la hora de diseñar una planta de estas características, ya que un fallo en la misma, o la necesidad de reducir la capacidad de la central podría dejar sin suministro temporal a toda la isla hasta que se hiciera uso de las redes auxiliares. Se ha de conseguir mantener los equipos en un buen estado de funcionamiento en cada momento. Además, es un punto a tener en cuenta a la hora de realizar el análisis económico final del proyecto, ya que la operación y el mantenimiento correcto de todos los equipos que conforman la central suponen un gasto elevado de capital que ha de introducirse en el balance de gastos e ingresos.

Se estudiarán los equipos más críticos de la planta en cuanto a mantenimiento y posibles fallos que puedan surgir y su efecto sobre la planta en su conjunto, siendo en muchas ocasiones motivo de paro de la generación si se produjera un error en los mismos. Se describirá por tanto, la caldera de recuperación, las turbinas y las bombas en detalle para su mantenimiento preventivo y posibles y habituales modos de fallo.

6.1. Caldera de recuperación

En cuanto a las calderas, hay que tener en cuenta que existen dos tipos de calderas en cuanto a intercambio de calor. Las primeras, piro-tubulares, introducen los gases de combustión a alta temperatura a través de tubos y estos se hacen pasar por el tanque, lleno de agua y de esa manera se crea una superficie completamente en contacto entre tubos y agua, lo que beneficia en gran medida al intercambio de calor. Un ejemplo de este tipo de calderas puede verse en la ilustración 24.

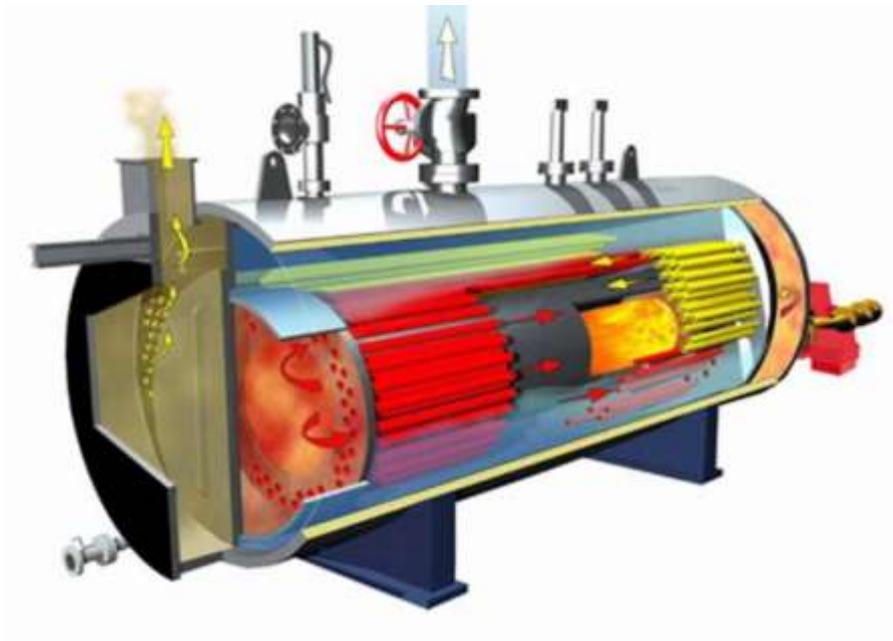


Ilustración 24 caldera piro-tubular

El segundo tipo de caldera, y el elegido previamente para la central de diseño es la caldera acuotubular, a la cual le introducen el agua a través de los tubos y se hacen pasar los gases de la combustión de la turbina de gas por el exterior de los mismos. En la ilustración 25 se puede ver un ejemplo de las mismas.

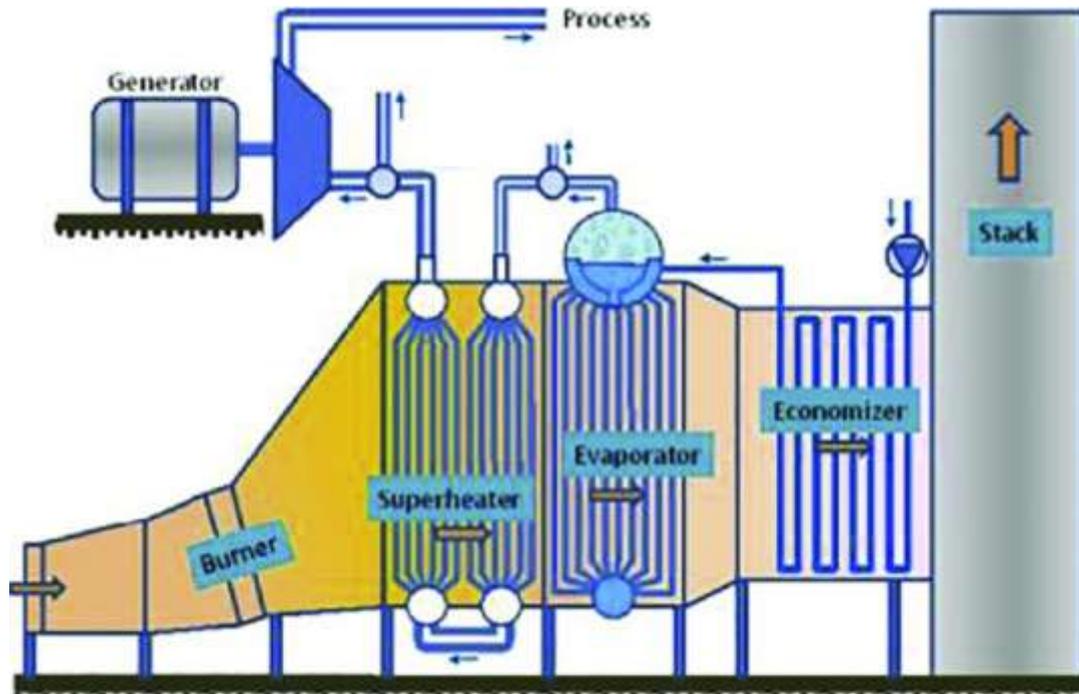


Ilustración 25 Caldera pirotubular

La caldera del ciclo es acuotubular, que es la caldera más adecuada para este tipo de ciclos.

Los posibles fallos más importantes que se pueden dar en este tipo de calderas serán los descritos a continuación:

- ✓ Incrustaciones por impurezas del agua en tuberías y pérdida de carga en el circuito hidráulico debido a ellas.
- ✓ Bloqueo del paso del agua si las incrustaciones no se vigilaran y eliminaran a tiempo.
- ✓ Desgaste de las tuberías debido a las sales e impurezas del agua mal tratada.
- ✓ Aparición de ampollas debidas a las altas temperaturas de los gases en el exterior de los tubos y paredes de la caldera.
- ✓ Corrosión de los metales debido a la condensación de ácidos con cuando se utilizan combustibles fósiles con azufres.
- ✓ Posibles fugas de agua por falta de estanqueidad en tuberías debido al estrés térmico.
- ✓ Posible entrada de gases al circuito hidráulico que podría generar fallos en los

compresores.

Las actividades de mantenimiento de este tipo de calderas se pueden dividir en diarias, mensuales y grandes revisiones.

✓ **Diarias:**

- ✓ Toma de datos y vigilancia de los parámetros principales: Presiones, Temperaturas, Niveles.
- ✓ Comprobación de ausencia de fugas de vapor y de agua.
- ✓ Inspección visual de la instrumentación.
- ✓ Controles químicos del agua de alimentación y del agua de purgas.
- ✓ Vigilancia del equipo de tratamiento del agua de aporte y dosificación de aditivos. Reponer reactivos.
- ✓ Vigilancia de la temperatura de gases en chimenea.
- ✓ Comprobar que los condensados están libres de contaminación.
- ✓ Comprobar el correcto funcionamiento y purgar indicadores de nivel ópticos.
- ✓ Efectuar las purgas de lodos y sales.
- ✓ Vigilancia de la temperatura de aportación de agua.

✓ **Mensuales:**

- ✓ Comprobación del buen estado de los equipos en reserva.
- ✓ Comprobar el correcto funcionamiento de termómetros, termostatos, manómetros y presostatos.
- ✓ Comprobar el correcto funcionamiento de automatismos de la cadena de seguridades del conjunto caldera-quemador.
- ✓ Proceder al cierre y apertura de todas las válvulas manuales que están asociadas a la caldera, comprobando que funcionan correctamente.
- ✓ Comprobar estanqueidad en aperturas de inspección que dan acceso al interior de la caldera.
- ✓ Prueba de funcionamiento del paro con el interruptor de emergencia.

- ✓ Verificar el buen funcionamiento de elementos del cuadro eléctrico de maniobra y control: automatismos y seguridad.
- ✓ Prueba de buen funcionamiento de bombas de circulación o alimentación de agua.
- ✓ Pruebas de funcionamiento de equipos y accesorios del quemador.
- ✓ Análisis de gases y ajuste de la combustión.

- ✓ **Grandes revisiones:**
 - ✓ Revisión de quemadores.
 - ✓ Comprobación y calibración de los lazos de: Presión, Temperatura, Caudal y Nivel.
 - ✓ Revisión de las válvulas motorizadas.
 - ✓ Inspección visual de los tubos en el interior de la caldera.
 - ✓ Inspección general de la estructura soporte de la caldera.
 - ✓ Inspección general de la estructura soporte de las tuberías.
 - ✓ Inspección en frío, caldera parada, procediendo a la apertura de todos los registros en el lado agua y gases.
 - ✓ Inspeccionar el estado de la caldera respecto a la aparición de corrosiones y evaluar si el tratamiento de agua es correcto.
 - ✓ Proceder a la limpieza del lado agua eliminando incrustaciones y sedimentos.
 - ✓ En el lado de gases proceder también a una limpieza exhaustiva, eliminando hollines.
 - ✓ Limpieza de ciclones, filtros de mangas o electrofiltros.
 - ✓ Comprobar el estado de los elementos de seguridad que actúan sobre la presión, temperatura y nivel.
 - ✓ Reparación de fugas de vapor.
 - ✓ Revisiones legales.

Al haber elegido una caldera acuotubular para el proyecto, se ha de tener especial cuidado en la calidad del agua, ya que, la falta de pureza de la misma, puede provocar

incrustaciones debido a sedimentos y suciedad. Además puede provocar descastes en los distintos elementos del ciclo. Por ello, se realizarán las siguientes inspecciones:

- ✓ Analizar muestras del agua contenida en el interior de la caldera: Salinidad, Dureza, pH, Contenido O₂.
- ✓ Como consecuencia de la analítica se ajustarán adecuadamente la temporización de purgas, la cantidad de aditivos a suministrar, etc.

6.2. Turbinas de gas

La turbina de gas es el elemento base del ciclo, si esta falla se pararía la central al completo, no dando oportunidad a generar ni una parte de la energía de la que es capaz. Por ello se ha de tener especial cuidado en su mantenimiento y análisis a la hora de evitar estos fallos catastróficos.

Sobre todo, se ha de tener en cuenta que la turbina de gas tiene muchas de sus partes trabajando a muy altas temperaturas y presiones. La cámara de combustión es donde se aumenta la energía de los gases para su posterior turbinado y es ahí donde se alcanzan las mayores temperaturas. También la primera etapa de la turbina es crítica por su funcionamiento bajo condiciones extremas de temperatura y presión y el estrés al que se someten los álabes debido a ello.

Los fallos más importantes que pueden darse y que deben evitarse en este tipo de turbinas son los siguientes:

- ✓ Vibraciones generadas por un mal equilibrado de la máquina rotativa o por descompensaciones tras su uso.
- ✓ Desgaste de los álabes por impurezas en gases y aire debido a fallas en el filtrado de los mismos.
- ✓ Desgaste de los álabes debido a las altas temperaturas por una combustión demasiado elevada.
- ✓ Deformación de álabes debido al estrés térmico a la hora de recibir calor y perderlo durante las paradas.

- ✓ Rozamientos de los álabes con la zona exterior de la carcasa de la turbina debido a un ajuste mal realizado para garantizar la minimización de pérdidas.
- ✓ Bloqueo por impurezas de los inyectores de gas natural en la cámara de combustión.
- ✓ Avería en los cojinetes radiales del tren de máquinas.
- ✓ Defectos derivados de una mala lubricación.
- ✓ Defectos derivados de una mala refrigeración.

Para evitar este tipo de fallos en la turbina se proponen los siguientes métodos de revisión para su mantenimiento:

✓ **TAREAS RUTINARIAS:**

- ✓ Vigilancia de los principales parámetros.
- ✓ Análisis del aceite de lubricación.
- ✓ Sustitución de filtros del aire de admisión.
- ✓ Calibración de la instrumentación.
- ✓ Limpieza del compresor.
- ✓ Comprobación del sistema contra incendios.
- ✓ Comprobar potencia generada.
- ✓ Comprobar temperatura de salida de los gases.
- ✓ Tiempo de arranque y parada.
- ✓ Comprobación del rendimiento de la turbina.

✓ **GRANDES REVISIONES:**

- ✓ Cambio de álabes.
- ✓ Cambio de la cámara de combustión.
- ✓ Limpieza manual de los álabes del compresor.
- ✓ Revisión completa de toda la instrumentación.
- ✓ Revisión completa de todo el sistema de lubricación.
- ✓ Equilibrado del conjunto rotor.

- ✓ Alineación de la turbina.
- ✓ Limpieza de los filtros de aire.
- ✓ Inspección de los elementos de combustión.
- ✓ Inspección de las partes calientes.

6.3. Bombas de alimentación

Las bombas de alimentación son otro de los elementos clave a la hora de realizar el mantenimiento de la planta. Si las bombas fallan, el ciclo de vapor podría tener que ser parado totalmente, dejando inutilizada gran parte de la central. Así mismo, si las bombas no consiguen llevar la presión a su punto ideal antes de la caldera podría darse una peor vaporización y por tanto a la hora de expandir ese vapor para la generación de la energía en la turbina, se podría llegar a la condensación parcial en esta última y por tanto generar gotas de agua en el interior de la misma a su paso, cosa que se debe evitar a toda costa en las turbinas ya que estas gotas son dañinas para los álabes. Con esto, además de tener unas bombas defectuosas en el ciclo, comenzarían a fallar el resto de equipos que forman el ciclo.

Los fallos que pueden surgir en su funcionamiento no difieren mucho de los de la turbina:

- ✓ Fallos por lubricación.
- ✓ Fallos por refrigeración.
- ✓ Desgaste de los álabes debido a cavitación por burbujas de gases o vapor de agua.
- ✓ Fallos en el equilibrado del rotor que provocarían vibraciones estrés mecánico en los componentes.

Las operaciones de mantenimiento a realizar en las bombas se pueden clasificar en las que se realizan antes del arranque y las que suceden después de este.

- ✓ **En el Arranque:**
 - ✓ Comprobar que la bomba está llena de producto.

- ✓ Comprobar que las válvulas de refrigeración están abiertas.
- ✓ Realizar arranque con impulsión cerrada y abrir lentamente.
- ✓ Con productos muy calientes, calentar antes para evitar choque térmico.

- ✓ **Después del arranque:**
 - ✓ Vigilar sistemas auxiliares del cierre.
 - ✓ comprobar consumo del motor.
 - ✓ Comprobar que las presiones de aspiración e impulsión están dentro de rango.
 - ✓ Durante la operación, no situarse en el caudal mínimo ni hacerla trabajar en el extremo.
 - ✓ Vigilar correcta lubricación y reponer nivel.
 - ✓ Regular temperaturas.

7. DIMENSIONAMIENTO DE LA INSTALACIÓN

Para el dimensionamiento de la planta se seguirá en todo momento el esquema siguiente (ilustración 26). Como se puede ver, este esquema simplificado tiene todo lo anteriormente descrito, las dos turbinas, condensador, caldera de recuperación, desaireador, precalentador y bombas de alimentación. Los elementos se han colocado en la distribución que tendrían en planta y se han añadido los números de cada estado del ciclo termodinámico para su posterior balance térmico. Es un esquema que facilita su análisis, ya que en la maqueta realizada de la planta (anexo2) puede resultar complicado ver el sentido de flujos y la distribución de los equipos debido a su localización y unión, como en el caso de la caldera de recuperación y la turbina de gas, que van conectadas.

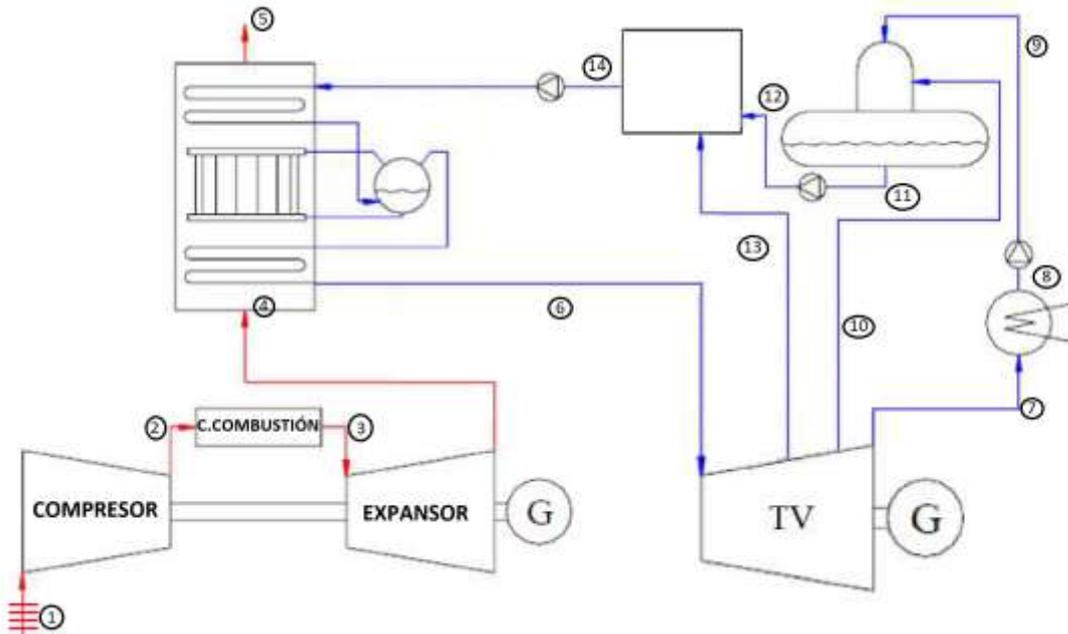


Ilustración 26 Esquema completo ciclo

Los cálculos energéticos y de balance de materia se realizarán con el software EES (engineering equation solver), que es una herramienta muy útil al resolver sistemas de ecuaciones complejos, y que además tiene una base de datos muy amplia sobre fluidos de diferentes características y sus estados termodinámicos, con lo que permite realizar un análisis del modelo bastante cercano a la realidad, proporcionando datos de entalpías, entropías y títulos de vapor y permitiendo así realizar un balance energético de las potencias generadas por el ciclo predimensionado.

7.1. Definición de estados

Se va a dar en este apartado toda la información necesaria del ciclo combinado sobre la temperatura, presión y caudal másico de los diferentes estados del ciclo. A su vez, se presentará detallado en una tabla un resumen de estos valores y la entalpía y entropía de los mismos. Los cálculos relativos a la generación eléctrica final se harán a continuación en el siguiente apartado basándose en los obtenidos aquí en cada estado del ciclo.

- ✓ **ESTADO 4:** Corresponde a la salida de los gases de la turbina de gas. Estos gases salen a la presión atmosférica (Relativa a Ibiza 1,026bar), y con los parámetros ya descritos en los anteriores apartados, y provistos por la empresa comercializadora de la turbina en este caso.
 - ✓ $T_4=413^{\circ}\text{C}$
 - ✓ $P_4=1,026\text{ bar}$
 - ✓ $\dot{m}_4=235\text{ Kg/s}$

- ✓ **ESTADO 5:** Corresponde a la salida de los gases de la caldera de recuperación tras el intercambio de calor con el agua del ciclo de vapor. Estos saldrán a la presión atmosférica, nuevamente relativa a la isla de Ibiza, y con los parámetros ya descritos en los anteriores apartados. La temperatura está fijada por el valor propuesto para su mejor aprovechamiento.
 - ✓ $T_5=160^{\circ}\text{C}$
 - ✓ $P_5=1,026\text{ bar}$
 - ✓ $\dot{m}_5=235\text{ Kg/s}$

- ✓ **ESTADO 6:** Corresponde a la salida del agua de la caldera de recuperación tras adquirir el calor de los gases. Estos datos forman parte del segundo ciclo termodinámico de la planta. El caudal másico se dejará para un posterior balance que engloba a varios equipos y que se describirá con más detalle tras la definición de los estados.
 - ✓ $T_6=400^{\circ}\text{C}$
 - ✓ $P_6=90\text{ bar}$
 - ✓ \dot{m}_6 Se calcula posteriormente con un balance energético de la caldera de recuperación.

- ✓ **ESTADO 7:** Corresponde a la salida final de la turbina de vapor, tras todas las etapas de expansión y las extracciones intermedias. Sale a presión atmosférica para realizar la condensación de manera adecuada como ya se había descrito

anteriormente. Para el cálculo de esta temperatura de salida se ha de realizar un pequeño balance en función del rendimiento.

- ✓ $T_7=100,4^{\circ}\text{C}$ Para su cálculo se supondrá que la turbina es isentrópica y se calculará por tanto la entalpía teórica del estado 7 (caracterizada con una "s" en el subíndice) mediante los datos del EES, suponiendo que la entropía es igual que la del estado 6 ($s_{7s}=s_6=6,285\text{Kj/KgK}$), antes definido. Tras esto, se usa la fórmula del rendimiento isentrópico para despejar la entalpía real del estado 7 y con esta entalpía y su presión poder calcular la temperatura de este estado.

$$s_{7s} = s_6 \rightarrow h_{7s} = 2.278 \text{ Kj/Kg} \qquad 0,9 = \frac{h_6 - h_7}{h_6 - h_{7s}} \rightarrow h_7 \rightarrow T_7$$

- ✓ $P_7=1,026 \text{ bar}$
- ✓ \dot{m}_7 Posterior balance con las extracciones de la turbina.
- ✓ **ESTADO 8:** Corresponde a la salida del condensador. Se supondrá que es líquido saturado antes de la entrada a la bomba. La temperatura y presión, al estar en la fase de condensación, se mantiene constante.
 - ✓ $X_8=0$ (líquido saturado)
 - ✓ $T_8=100,4^{\circ}\text{C}$
 - ✓ $P_8=1,026 \text{ bar}$
 - ✓ $\dot{m}_8=\dot{m}_7$
- ✓ **ESTADO 9:** Corresponde a la entrada al desgasificador tras la primera bomba de alimentación.
 - ✓ $T_9=100,5^{\circ}\text{C}$ Se calculará suponiendo que el volumen específico del líquido es constante a través de la bomba, debido a que son incompresibles.
 - ✓ $P_9=3 \text{ bar}$
 - ✓ $\dot{m}_9=\dot{m}_8$

✓ **ESTADO 10:** Corresponde a la segunda extracción de la turbina de vapor a 3 bares que se introduce en el desaireador.

✓ $T_{10}=133,6^{\circ}\text{C}$ Del mismo modo que en la última salida de la turbina se podrá calcular la temperatura y entalpía de este estado mediante el rendimiento isoentrópico de la turbina de vapor.

$$s_{10} = s_6 \rightarrow h_{10s} = 2.438 \text{ Kj/Kg} \qquad 0,9 = \frac{h_6 - h_{10}}{h_6 - h_{10s}} \rightarrow h_{10} \rightarrow T_{10}$$

✓ $P_{10}=3 \text{ bar}$

✓ \dot{m}_{10} Posterior balance en el desaireador.

✓ **ESTADO 11:** Corresponde a la salida del desaireador. La temperatura se fija a 120°C a la salida del mismo, que mantendrá así el estado líquido del agua antes de la entrada de la siguiente bomba. Esto se utilizará más adelante en los balances de los equipos para calcular los caudales máscicos y la cantidad de vapor extraída para alcanzar este valor de temperatura a la salida del desaireador.

✓ $T_{11}=120^{\circ}\text{C}$

✓ $P_{11}=3 \text{ bar}$

✓ \dot{m}_{11} Posterior balance en el desaireador

✓ **ESTADO 12:** Corresponde a la entrada al precalentador, establecida a 5 bares, que hará mantener el agua líquida a la temperatura fijada a la salida del precalentador.

✓ $T_{12}=120,2^{\circ}\text{C}$ Se calculará suponiendo que el volumen específico del líquido es constante, nuevamente, a través de la bomba, debido a que son incompresibles.

✓ $P_{12}=5 \text{ bar}$

✓ \dot{m}_{12} Posterior balance

✓ **ESTADO 13:** Corresponde a la primera extracción de la turbina a 5 bares.

- ✓ $T_{13}=151,9^{\circ}\text{C}$ Del mismo modo que en la última salida de la turbina se podrá calcular la temperatura y entalpía de este estado mediante el rendimiento isoentrópico de la turbina de vapor.

$$s_{13} = s_6 \rightarrow h_{13s} = 2.521 \text{ Kj/Kg} \qquad 0,9 = \frac{h_6 - h_{13}}{h_6 - h_{13s}} \rightarrow h_{13} \rightarrow T_{13}$$
- ✓ $P_{13}=5 \text{ bar}$
- ✓ \dot{m}_{13} Posterior balance

- ✓ **ESTADO 14:** Corresponde a la salida del precalentador. La temperatura se fija a 150°C para que, a 5bar, se mantenga en estado líquido.
 - ✓ $T_{14}=150^{\circ}\text{C}$
 - ✓ $P_{14}=5 \text{ bar}$
 - ✓ $\dot{m}_{14} = \dot{m}_6$

- ✓ **ESTADO 15:** Corresponde a la entrada a la caldera de recuperación y salida de la bomba de alimentación del agua a 90 bar.
 - ✓ $T_{15}=155,1^{\circ}\text{C}$ Se calculará suponiendo que el volumen específico del líquido es constante a través de la bomba, debido a que son incompresibles
 - ✓ $P_{15}=90 \text{ bar}$
 - ✓ $\dot{m}_{15} = \dot{m}_6$

- ✓ **BALANCES DE MATERIA Y ENERGÍA:** Para calcular los caudales másicos de las extracciones de la turbina de vapor es necesario añadir ecuaciones, tanto de masa como de energía. Estos balances nos darán los valores de las extracciones de la turbina necesarias para alcanzar los valores consigna establecidos para las salidas de las etapas de precalentamiento y el caudal de vapor total que entrará en el condensador.

Balance de masa de turbina de vapor: $\dot{m}_6 = \dot{m}_7 + \dot{m}_{10} + \dot{m}_{13}$

Balance de masa de desaireador: $\dot{m}_{11} = \dot{m}_{10} + \dot{m}_9$

*Balace de energía de desaireador: $(h_{11} * \dot{m}_{11}) = (h_{10} * \dot{m}_{10}) + (h_9 * \dot{m}_9)$*

Balace de masa de precalentador: $\dot{m}_{14} = \dot{m}_6$

*Balace de energía de precalentador: $(h_{14} * \dot{m}_{14}) = (h_{13} * \dot{m}_{13}) + (h_{12} * \dot{m}_{12})$*

Con estos balances y realizando el cálculo mediante el software EES del sistema de ecuaciones creado con el conjunto, se pueden calcular los valores de los caudales que se extraen de la turbina para ir precalentando el agua antes de la entrada a la caldera de recuperación. Estos valores y los anteriormente citados se recogen en la siguiente tabla resumen (tabla 2) junto con las entalpías para cada estado, necesarias para los siguientes cálculos de potencia. Se prescinde de mostrar valores de entropía y valores isoentrópicos antes mencionados, ya que no formarán parte del posterior análisis energético.

✓ **TABLA RESUMEN DE ESTADOS:**

Tabla 2 Resumen de estados

ESTADO	Caudal másico	Temperatura	Presión	Entalpía
4	235 Kg/s	413°C	1,026 bar	699 Kj/Kg
5	235 Kg/s	160°C	1,026 bar	435 Kj/Kg
6	25,24 Kg/s	400°C	90 bar	3.117 Kj/Kg
7	22,75 Kg/s	100,4°C	1,026 bar	2.362 Kj/Kg
8	22,75 Kg/s	100,4°C	1,026 bar	420,5 Kj/Kg
9	22,75 Kg/s	100,5°C	3 bar	421,4 Kj/Kg
10	0,9366 Kg/s	133,6°C	3 bar	2.506 Kj/Kg
11	23,69 Kg/s	120°C	3 bar	503,8 Kj/Kg
12	23,69 Kg/s	120,2°C	5 bar	504,6 Kj/Kg
13	1,553 Kg/s	151,9°C	5 bar	2.580 Kj/Kg
14	25,24 Kg/s	150°C	5 bar	632,3 Kj/Kg
15	25,24 Kg/s	155,1°C	90 bar	659,6 Kj/Kg

7.2. Cálculo de potencia generada.

Para mostrar el cálculo de la potencia generada en la planta de ciclo combinado, se calcularán independientemente las potencias de ambas turbinas en primer lugar. Así mismo, se van a mostrar los valores de la potencia de gases, combustible y los consumos realizados por las bombas y no únicamente el valor final de salida. Estos valores ayudarán a comprender el funcionamiento del ciclo y los beneficios asociados a instalar un ciclo combinado en lugar de un ciclo básico.

7.2.1. Turbina de gas

✓ **Potencia generada:** Esta potencia es la dada por el fabricante, que se mostró anteriormente en la tabla de características de la propia turbina (ilustración 9). Es la potencia que se sumará a la generada por la turbina de vapor en el balance global.

$$\dot{W}_{TG} = 113.400 \text{ KW}$$

✓ **Potencia de gases de combustión:** Es la potencia que se extrae de los gases al agua del ciclo de turbina de vapor en la caldera de recuperación, y la cual se calculó en el apartado anterior haciendo uso de las temperaturas de los gases de salida de la turbina y su caudal másico, también especificados por la empresa fabricante de la turbina de gas.

$$\dot{W}_{GASES} = (h_4 - h_5) * \dot{m}_{gases} = 62.033 \text{ KW}$$

✓ **Potencia de combustible:** Es la potencia real suministrada a la turbina a través del combustible, en este caso, gas natural, lo que sería su potencia calorífica. Sabiendo que el proveedor da un rendimiento a la turbina de un 43,55%. Este porcentaje corresponde al obtenido del total introducido como combustible en la turbina, por ello se dijo que a mayor eficiencia, menor sería el combustible utilizado para conseguir la misma cantidad de energía. La obtención de este valor sirve para calcular el gasto en gas natural que se tendrá a través de su precio por KW consumido y poder realizar el análisis económico.

$$\dot{W}_c = \frac{\dot{W}_{TG}}{0,4355} = 260.390 \text{ KW}$$

7.2.2. Ciclo de vapor

✓ **Potencia bombas:** Se calculará la potencia real que consumen las bombas del agua de alimentación, calculada mediante el rendimiento isoentrópico de estas (60%) y suponiendo como se comentó anteriormente, un volumen específico constante del líquido comprimido.

$$\text{BOMBA DESAIREADOR} \rightarrow \dot{W}_{B1} = \frac{v_8 * (P_9 - P_8)}{0,6} = 0,343 \text{ KW}$$

$$\text{BOMBA PRECALENTADOR} \rightarrow \dot{W}_{B2} = \frac{v_{11} * (P_{12} - P_{11})}{0,6} = 0,353 \text{ KW}$$

$$\text{BOMBA AGUA DE ALIMENTACIÓN} \rightarrow \dot{W}_{B3} = \frac{v_{14} * (P_{15} - P_{14})}{0,6} = 15,442 \text{ KW}$$

Como se puede ver, lógicamente, la bomba con un mayor consumo será la bomba que alimenta el agua a la caldera y la última etapa de alimentación, ya que, es la encargada de aumentar la presión de los 5 bares a los 90 que se tienen a la entrada de la caldera de recuperación.

✓ **Potencia del expansor:** Para calcular la potencia en el eje de la turbina hay que darse cuenta en primer lugar de que las extracciones de vapor eliminan cierta cantidad de agua del caudal total que entra a la misma y el cual no se turbinará y que, a pesar de ser pequeña, ha de tenerse en cuenta.

$$\dot{W}_{TV} = [\dot{m}_6 * (h_6 - h_{13})] + [(\dot{m}_6 - \dot{m}_{13}) * (h_{13} - h_{10})] + [(\dot{m}_6 - \dot{m}_{13} - \dot{m}_{10}) * (h_{10} - h_7)] \rightarrow$$

$$\rightarrow \dot{W}_{TV} = 18.587 \text{ KW}$$

✓ **Potencia eléctrica final:** Teniendo en cuenta el rendimiento eléctrico y mecánico que tiene una turbina de estas características de potencia concretas, se puede suponer un rendimiento global de transformación de energía en el eje a eléctrica de un 95% que tiene en cuenta las pérdidas mecánicas y eléctricas en el generador.

$$\dot{W}_{el} = \dot{W}_{TV} * 0,95 = 17.658 \text{ KW}$$

7.2.3. Balance global

Para el balance total se tiene en cuenta la potencia de la turbina de gas, la potencia eléctrica de la turbina de vapor y el consumo eléctrico que se tiene de las tres bombas del ciclo de vapor.

$$\dot{W}_{total} = \dot{W}_{el} + \dot{W}_{TG} - \dot{W}_{B1} - \dot{W}_{B2} - \dot{W}_{B3} = 131.041,862 \text{ KW}$$

Este balance tiene una energía final de 131 MW eléctricos, lo cual se acerca mucho a la potencia fijada en los objetivos, cumpliendo así con la demanda propuesta en casi su totalidad.

7.2.4. Potencia térmica del condensador

En un ciclo combinado ordinario la potencia térmica que se extrae en el condensador para cerrar el ciclo de Rankine no es una potencia útil, con lo que no suele entrar dentro de los cálculos básicos de la planta. En el caso de la planta que se está diseñando ya se ha dicho que se va a aprovechar ese sobrante de energía para generar agua caliente sanitaria que se podrá comercializar. Por ello es necesario calcular el calor perdido en el condensador para saber cuánta potencia puede ser ofrecida a la red.

$$\dot{W}_{térmica} = \dot{m}_7 * (h_7 - h_8) = 44.172 \text{ KW}$$

Esta potencia térmica de 44 MW se puede traducir en un caudal másico de agua. Teniendo en cuenta que el agua caliente sanitaria se aprovecha a 40-45°C se debe generar a alrededor de 60°C para cubrir las pérdidas producidas durante su transporte a la red de distribución a la que se conectarán los hoteles una vez creada. Por lo tanto el caudal que se generaría se calcularía de la siguiente manera mediante un balance energético. Sabiendo que la entalpía del agua a 60°C es de 251,2 Kj/Kg y a 18°C, que sería aproximadamente la temperatura de entrada, de 75,56 Kj/Kg.

$$\dot{W}_{térmica} = \dot{m}_{ACS} * (h_{SALIDA} - h_{ENTRADA}) \rightarrow \dot{m}_{ACS} = 251,49 \text{ Kg/s}$$

7.3. Ecuaciones del software EES

{PROPIEDADES TURBINAS Y BOMBAS}

$W_e_TG=113400$ [kW]

$\eta_{elec_TG}=0,4355$ [-]

$\eta_{elec_TV}=0,95$ [-]

$\eta_{isen_TV}=0,9$ [-]

$\eta_{isen_B}=0,6$ [-]

{ESTADO 4}

$T[4]=413$ [C]

$P[4]=1,026$ [bar]

$\dot{m}[4]=235$ [kg/s]

$h[4]=\text{Enthalpy}(\text{Air_ha}; T=T[4]; P=P[4])$

{ESTADO 5}

$T[5]=160$ [C]

$P[4]=P[5]$

$\dot{m}[4]=\dot{m}[5]$

$h[5]=\text{Enthalpy}(\text{Air_ha}; T=T[5]; P=P[5])$

{ESTADO 6}

$T[6]=400$ [C]

$P[6]=90$ [bar]

$h[6]=\text{Enthalpy}(\text{Water}; T=T[6]; P=P[6])$

$s[6]=\text{Entropy}(\text{Water}; T=T[6]; P=P[6])$

{ESTADO 7}

$P[7]=1,026$ [bar]

$s_s[7]=s[6]$

$h_s[7]=\text{Enthalpy}(\text{Water}; s=s_s[7]; P=P[7])$

$\eta_{isen_TV}=(h[6]-h[7])/(h[6]-h_s[7])$

$T[7]=\text{Temperature}(\text{Water}; P=P[7]; h=h[7])$

$X[7]=\text{Quality}(\text{Water}; P=P[7]; h=h[7])$

{ESTADO 8}

$P[8]=P[7]$

$\dot{m}[8]=\dot{m}[7]$

$x[8]=0$

$h[8]=\text{Enthalpy}(\text{Water}; x=x[8]; P=P[8])$

$T[8]=\text{Temperature}(\text{Water};P=P[8];h=h[8])$

$v[8]=\text{Volume}(\text{Water};x=0;P=P[8])$

{ESTADO 9}

$P[9]=3 \text{ [bar]}$

$m_{\text{dot}}[9]=m_{\text{dot}}[7]$

$v[9]=v[8]$

$h[9]=\text{Enthalpy}(\text{Water};P=P[9];v=v[9])$

$T[9]=\text{Temperature}(\text{Water};P=P[9];h=h[9])$

{ESTADO 10}

$P[10]=P[9]$

$s_{\text{s}}[10]=s[6]$

$h_{\text{s}}[10]=\text{Enthalpy}(\text{Water};s=s_{\text{s}}[10];P=P[10])$

$\eta_{\text{isen_TV}}=(h[6]-h[10])/(h[6]-h_{\text{s}}[10])$

$T[10]=\text{Temperature}(\text{Water};P=P[10];h=h[10])$

$X[10]=\text{Quality}(\text{Water};P=P[10];h=h[10])$

{ESTADO 11}

$P[11]=P[10]$

$T[11]=120 \text{ [C]}$

$v[11]=\text{Volume}(\text{Water};T=T[11];P=P[11])$

$h[11]=\text{Enthalpy}(\text{Water};T=T[11];P=P[11])$

{ESTADO 12}

$P[12]=5 \text{ [bar]}$

$m_{\text{dot}}[12]=m_{\text{dot}}[11]$

$v[12]=v[11]$

$h[12]=\text{Enthalpy}(\text{Water};P=P[12];v=v[12])$

$T[12]=\text{Temperature}(\text{Water};P=P[12];h=h[12])$

{ESTADO 13}

$P[13]=P[12]$

$s_{\text{s}}[13]=s[6]$

$h_{\text{s}}[13]=\text{Enthalpy}(\text{Water};s=s_{\text{s}}[13];P=P[13])$

$\eta_{\text{isen_TV}}=(h[6]-h[13])/(h[6]-h_{\text{s}}[13])$

$T[13]=\text{Temperature}(\text{Water};P=P[13];h=h[13])$

$X[13]=\text{Quality}(\text{Water};P=P[13];h=h[13])$

{ESTADO 14}

$$P[14]=P[13]$$

$$T[14]=150 \text{ [C]}$$

$$v[14]=\text{Volume}(\text{Water};T=T[14];P=P[14])$$

$$h[14]=\text{Enthalpy}(\text{Water};T=T[14];P=P[14])$$

{ESTADO 15}

$$P[15]=90 \text{ [bar]}$$

$$m_dot[15]=m_dot[14]$$

$$v[15]=v[14]$$

$$h[15]=\text{Enthalpy}(\text{Water};P=P[15];v=v[15])$$

$$T[15]=\text{Temperature}(\text{Water};P=P[15];h=h[15])$$

{CÁLCULOS}

{turbina de gas}

$$W_g_TG=m_dot[4]*(h[4]-h[5]) \text{ {potencia de gases}}$$

$$W_c_TG=W_e_TG/\eta_{elec_TG} \text{ {potencia de combustible}}$$

$$\eta_{gas_TG}=W_g_TG/W_c_TG \text{ {rendimiento de gases}}$$

{turbina de vapor}

$$W_g_TV=m_dot[6]*(h[6]-h[15]) \text{ {caudal másico de vapor}}$$

$$W_TV=(m_dot[6]*(h[6]-h[13]))+((m_dot[6]-m_dot[13])*(h[13]-h[10]))+((m_dot[6]-m_dot[13]-m_dot[10])*(h[10]-h[7])) \text{ {balances extracciones}}$$

$$m_dot[6]=m_dot[13]+m_dot[10]$$

$$W_el_TV=W_TV*\eta_{elec_TV} \text{ {potencia eléctrica de turbina de vapor}}$$

{desaireador}

$$m_dot[11]=m_dot[10]+m_dot[9] \text{ {balances extracciones}}$$

$$(h[10]*m_dot[10])+(h[9]*m_dot[9])=(h[11]*m_dot[11])$$

{precalentador 1}

$$m_dot[14]=m_dot[6]$$

$$(h[12]*m_dot[12])+(h[13]*m_dot[13])=(h[14]*m_dot[14])$$

{condensador}

$$W_{\text{termica}}=m_{\text{dot}[7]}*(h[7]-h[8]) \text{ \{ACS\}}$$

8. ESTUDIO ECONÓMICO

Una vez finalizado el predimensionamiento de la central de ciclo combinado de Ibiza, y con los datos de la energía que se genera en la misma, tanto la energía eléctrica como la térmica, y los consumos de potencia del combustible que se precisan para su operación.

Para el análisis de rentabilidad se calculará en primer lugar la inversión total de la planta. Para el cálculo de la inversión se estimarán los precios de los equipos que forman parte de la planta de ciclo combinado. En segundo lugar, se calcularán los ingresos económicos de la planta. En ingresos, se tienen los debidos a la venta de energía eléctrica y a la distribución del agua caliente sanitaria generada en el condensador. En tercer lugar se calculará el gasto debido al consumo de gas natural en la turbina de gas, que es el combustible que genera el calor con el que funciona el ciclo combinado y además, se tendrán en cuenta, junto a este gasto, los costes de mantenimiento de la planta y los equipos, ya descritos en un apartado anterior, que formarán parte importante de los gastos de la planta.

8.1. Inversión inicial

Debido a la dificultad que hay a la hora de conseguir valores reales de los costes de los equipos, ya que es algo confidencial dentro de las empresas que suministran este tipo de equipos y solo se puede saber si se trata de un proyecto de una empresa real a la que sí podrían proporcionar los datos más aproximados en función de las necesidades puntuales, se proporcionarán en el proyecto valores aproximados, basados en la experiencia. Estos valores aproximados serán cercanos a la realidad, aunque no exactos, pero servirán de manera adecuada para hacerse una idea de la rentabilidad que tiene la planta y cuántos años se tardaría en amortizarla, que es precisamente lo que se pretende en este apartado.

En la tabla 3 se puede ver el desglose de inversión según los distintos equipos descritos con anterioridad en euros. Además de los equipos principales se añadirán ciertos gastos importantes a la hora de realizar la inversión inicial.

Tabla 3 Inversión por equipo

<u>CONCEPTO</u>	<u>INVERSIÓN</u>
TG+alternador	27.750.000,00 €
Caldera de recuperación	6.000.000,00 €
TV+alternador	18.000.000,00 €
Equipos auxiliares	8.250.000,00 €
Sistema eléctrico y control	3.750.000,00 €
Obra civil	7.500.000,00 €
Montaje mecánico	6.750.000,00 €
Montaje eléctrico	6.000.000,00 €
TOTAL	84.000.000,00 €

En primer lugar, se tiene el conjunto turbina de gas más alternador, la cual ya se comentó que se diseñaba en un equipo que englobaba desde el filtro hasta el expansor de la misma. Como se puede observar es el equipo más caro de la planta y por ello el más determinante a la hora de dimensionar una planta de estas características.

En el conjunto de equipos auxiliares se añaden al precio, tanto las bombas como el condensador, así como el eyector de aire y el precalentador y desaireador de las etapas de precalentamiento del agua. El conjunto de estos equipos tiene un valor significativo en la inversión final

Los sistemas eléctricos y de control, los cuales no han sido descritos en este informe, ya que están fuera del alcance del mismo, también son una parte fundamental de la

planta. Es necesaria su implantación para el correcto funcionamiento de los equipos y además realizar un control del estado del ciclo y su desempeño.

Como complemento a los equipos que forman la planta se han añadido la obra civil, el montaje mecánico y el montaje eléctrico. El primero de estos engloba los trabajos de construcción de la planta, tanto de las plataformas de los equipos como la perfiles y los edificios que englobarán la misma. El segundo hace referencia a los montajes de equipos mecánicos que necesiten de personal cualificado para su montaje y puesta a punto. El último de ellos, al igual que el montaje mecánico se trata de los equipos que necesiten personal cualificado para su instalación en cuanto a equipos eléctricos.

8.2. Beneficios de la planta

El beneficio de la planta se establecerá en un marco de producción anual, para poder con ello calcular los años de retorno del dinero invertido. Se establecerá como tiempo de producción anual las 8.000 horas, que es el tiempo que este tipo de plantas suelen producir anualmente.

Se calculará el beneficio tanto de la energía eléctrica producida como de la energía térmica aprovechada de la planta. Por ello se generarán dos tablas diferentes, una para cada una. Estas serán las dos fuentes de ingresos de la planta de ciclo combinado del proyecto.

En cuanto a generación eléctrica, en el apartado 7 se calculó la potencia total generada en la planta, teniendo en cuenta la energía generada por la turbina de gas y la turbina de vapor, y quitándole el gasto que se genera en los compresores de la planta. Con ello, la producción total de la planta fue de 131 MW de potencia eléctrica. Teniendo en cuenta las 8.000 horas anuales, al año se tendría una generación de 1.048.336 MWh de energía eléctrica.

En la página de tarifa luz hora [9], se puede obtener el precio de la energía eléctrica en España en cada momento, y la media de cada día, con lo que se puede obtener un valor muy cercano a la realidad del precio de esta. En este caso se tomará como valor

aproximado los 60 €/MWh. En la tabla 4 se tiene por tanto un resumen de estos valores y el total conseguido, que es de casi 63.000.000 € anuales, únicamente con la energía eléctrica generada.

Tabla 4 Ingresos por generación eléctrica

Generación eléctrica	131,042	MW
Horas de producción	8.000	horas
Precio energía eléctrica	60	€/MWh
TOTAL INGRESO GENERACIÓN	62.900.160,00	€

Para el cálculo de los ingresos producidos por la energía térmica se seguirá el mismo procedimiento. Como se calculó anteriormente, se generan 44 MW de agua caliente sanitaria que se venderán a instalaciones hoteleras. Con las 8.000 horas anuales se tienen 353.376 MWh de energía térmica generada anualmente. Esto se puede traducir a un volumen total de agua caliente sanitaria de 7.242.912 Ton.

El precio de venta de esta agua caliente sanitaria se estima que será de 40 €/MWh, lo cual es una aproximación a lo que puede costar esta agua caliente generada mediante calderas convencionales instaladas en las propias instalaciones de los hoteles. Esto se hace considerando que el precio del gas natural a particulares es algo superior a la cifra dada y hay que tener en cuenta que se debe poner este precio de venta lo suficientemente bajo como para que sea atractiva la contratación del servicio.

Así con estos datos en la tabla 5 se puede ver nuevamente un resumen de estos datos pero, en este caso, de la energía térmica. El total obtenido de ingresos con su venta será de alrededor de 14.000.000 € al año, lo cual también hace ver el gran beneficio económico obtenido gracias a esta mejora de la planta y no únicamente el beneficio ambiental derivado de esta instalación.

Tabla 5 Ingresos por energía térmica

Calor generado condensador	44,172	MW
Horas de producción	8.000	horas
Precio energía térmica	40	€/MWh
TOTAL INGRESO ACS	14.135.040,00	€

Por tanto, sumando ambas fuentes de ingreso de la planta, la debida a la generación de energía eléctrica, y la debida a la venta de la energía térmica, se tendría un total de 115.434.880 € anuales. Una cifra bastante adecuada para este tipo de plantas y a la que en siguientes apartados se le restara el precio de los consumos para calcular el beneficio real total de la misma.

8.3. Gastos planta

El principal gasto que se tendrá en cuenta para el balance económico, en este caso, será el debido al consumo de gas natural por parte de la turbina de gas del primer ciclo termodinámico. Como se comentó anteriormente, esta turbina utiliza este gas como combustible, ya que, el uso de este fuel es una manera más económica y responsable medioambientalmente hablando de generar electricidad. Este será el único gasto, a parte del derivado de la operación y mantenimiento, debido a que, el consumo eléctrico de las bombas ya se tuvo en cuenta en el balance de la energía eléctrica total generada.

El precio actualizado según tipos de tarifas puede obtenerse en la página de “preciogas.com” [10]. En el caso de estudio se tendría una instalación que adquiere grandes cantidades de gas natural, por lo que se estaría en el marco de las tarifas “3.4”. En este caso, y con la compañía distribuidora de naturgy (gas natural fenosa), el precio del MWh sería de 30 €.

Realizando una tabla resumen con los cálculos se tendría lo mostrado a continuación (tabla 6).

Tabla 6 Resumen consumo gas natural

Potencia de combustible	260,39	MW
Horas de producción	8.000	horas
Precio gas natural	30	€/MWh
TOTAL GASTO COMBUSTIBLE	62.493.600,00	€

Así, con los 260 MW de consumo de combustible que se calcularon en el apartado 6 y sabiendo el precio fijado del gas natural y las horas de generación de la planta, daría un gasto total de 62.493.600 € al año en gas.

8.4. Balance económico global

Con los datos anteriores se puede calcular los ingresos anuales que tendrá la planta. El cálculo global de estos ingresos será la diferencia entre ambos datos. Además de esto se le quitará la parte correspondiente a la operación y mantenimiento de la planta. Estos últimos gastos son debidos a los gastos derivados de la contratación de operarios que supervisen la planta y que realicen el mantenimiento correcto de los equipos como se explicó en el apartado 6. Estos últimos gastos se estima que sumarán un total de 5.000.000 € anuales, pudiendo fluctuar, pero siendo este un valor correcto para realizar una estimación en el predimensionamiento.

En la tabla 7 se puede ver el resumen de los datos comentados.

Tabla 7 Balance económico global

Ingresos	77.035.200,00 €
Gastos	62.493.600,00€
operación y mantenimiento	5.000.000,00 €
Ingresos finales	9.541.600,00 €

El total de ingresos anuales después de los cálculos anteriores será de 9.541.600 €. A continuación se calculará el tiempo de retorno de la inversión.

8.5. Tiempo de retorno simple

En este apartado se procederá a calcular el tiempo de retorno simple del proyecto. Este dato no es otro que el tiempo que se tardará en ingresar el mismo dinero que se ha gastado en la inversión inicial en el proyecto. Con este dato se sabe si el proyecto puede tener una rentabilidad a corto o largo plazo. El tiempo de retorno del proyecto se busca como objetivo que sea menor a cinco años, lo que quiere decir que en menos de cinco años se ingresen los 38.000.000 € de la inversión.

En la siguiente tabla (tabla 8) se tiene el resumen de los anteriores datos con el tiempo de retorno simple calculado.

Tabla 8 Tiempo de retorno simple

Ingresos	77.035.200,00 €
Gastos	62.493.600,00 €
operación y mantenimiento	5.000.000,00 €
Ingresos finales	9.541.600,00 €
Inversión	84.000.000,00 €
TRS	8,8 años

Según los datos obtenidos a lo largo del dimensionamiento y teniendo en cuenta que $TRS = \frac{INVERSIÓN}{INGRESOS\ FINALES}$ se tiene que el tiempo de retorno simple es de casi 9 años, cumpliendo con el objetivo fijado de reducir éste por debajo de los 10 años, y comenzando a recibir beneficios reales a partir de la fecha de amortización de la planta de ciclo combinado que se ha predimensionado.

9. BIBLIOGRAFÍA

- [1] <https://ibestat.caib.es/ibestat/estadistiques/per-territori/3/Eivissa>
- [2] <https://www.ree.es/es/actividades/sistema-electrico-balear/balance-diario>
- [3] <https://www.diariodeibiza.es/pitiuses-balears/2019/01/08/demanda-electrica-ibiza-formentera-sube/1039696.html>
- [4] <http://www.caib.es/govern/index.do?lang=ca>
- [5] https://www.caib.es/ibestat/estadistiques/614884d6-737a-401d-a8c3-a35519b8fec9/5c4a50e1-6c44-4254-a51e-e74b725c0dcb/es/l208013_i010.px
- [6] https://www.aveva.com/es-ES/Solutions/Product_Finder/AVEVA_Everything3D/
- [7] <https://www.ge.com/power/gas/gas-turbines/lms100>
- [8] <http://www.fchart.com/ees/>
- [9] <https://tarifaluzhora.es/>
- [10] <https://preciogas.com/tarifas/gas-natural/3-4>

10. ANEXOS

ANEXO 1

Flexible Power

LMS100®



GE is a leading supplier of aeroderivative gas turbines and packaged generator sets for industrial and marine applications. We provide power-generating equipment to utilities, industries and marine fleets throughout the world and are one of the world's largest, most experienced gas turbine service providers.

A single solution for your needs

Defining a new era of flexible power generation, GE's revolutionary LMS100 provides a single, economical solution for the dispatch needs of nearly every market condition.

Defining a new era of flexible power generation, GE's revolutionary LMS100 provides a single, economical solution for the dispatch needs of nearly every market condition. With unparalleled simple-cycle efficiency, 10-minute start times, unmatched hot day performance, load following and cycling capabilities, the LMS100 is the ideal solution for power generation planners and developers.

A combination of frame and aeroderivative gas turbine technologies, this powerful machine represents the most extensive collaboration of design and manufacturing expertise in the history of GE—delivering up to 116 MW with simple-cycle thermal efficiency of 44%.

Offering superior value unavailable in other 80–120 MW gas turbines through high part-power efficiency, cycling capability without maintenance impact, dispatch reliability, turndown capability, and low emissions, the LMS100 gives dispatchers confidence they can meet customer and business needs at any time, day or night.

- High Efficiency**
- + Fast starts**
- + Hot day performance**
- + Load following and cycling capabilities**
- + Reliability**
- + No maintenance penalties**

- = LMS100 Flexible Power**

3



The LMS100 provides unsurpassed simple-cycle efficiency and increased power output, thanks to an innovative intercooling system.



The intercooling system takes compressed air from the low-pressure compressor, cools it to optimal temperatures and then redelivers it to the high-pressure compressor. In providing a constant stream of low temperature air to the high pressure compressor, the work of compression is reduced. The result is a higher pressure ratio (42:1) and increased mass flow (500 lb/sec).

In simple-cycle applications, the LMS100 can achieve a thermal efficiency of 44%. That's virtually a 10-point improvement over every turbine in its size range. This impressive level of efficiency—when combined with the ability to cycle without impacting maintenance intervals—may translate into significantly reduced cycle cost.

LMS100 ISO Performance Data

Aero 50 Hz	ISO Base Rating (kW)	Heat Rate (Btu/kWh)	Efficiency	Flow (KG/sec)	Exhaust Temp (°C)	Turbine Speed (RPM)	Comments
LMS100-PA+	113,400	7,898	43.5%	235	413	3,000	Water injected to 25 ppm NO _x
LMS100-PB	100,100	7,816	43.8%	224	409	3,000	DLE, 25 ppm NO _x

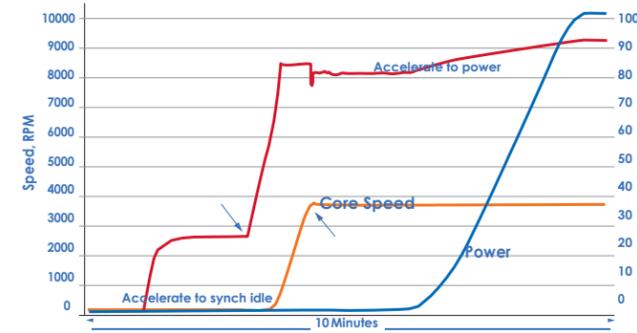
Aero 60 Hz	ISO Base Rating (kW)	Heat Rate (Btu/kWh)	Efficiency	Flow (lb/sec)	Exhaust Temp (°F)	Turbine Speed (RPM)	Comments
LMS100-PA+	116,200	7,776	44%	514	781	3,600	Water injected to 25 ppm NO _x
LMS100-PB	103,300	7,776	44%	488	789	3,600	DLE, 25 ppm NO _x

Conditions: Performance at the generator terminals; NO_x = 25 ppm or 50 mg/Nm³; 59°F or 15°C, 60% Relative Humidity; No Losses; Natural Gas.

Features of flexibility

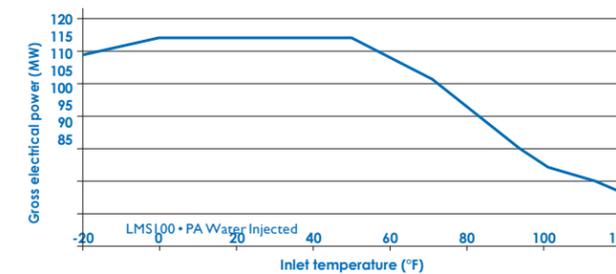
The LMS100 development program—ensuring the flexibility to meet current and future needs.

As the only company with the necessary technology base and product experience to bring this innovative product to the power generation industry, GE incorporated extensive customer feedback into the LMS100 development program—ensuring it has the flexibility to meet current and future needs. The resulting breakthrough system delivers up to 116 MW of power with:



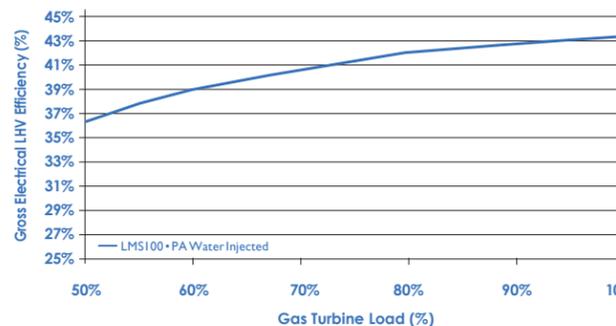
10-minute fast starts with cycling capability

The flexibility of aircraft engine technology—with 10-minute starts from cold iron to full power—and the ability to start and stop in short 15 minute cycles (several times per day, if needed) without impacting maintenance intervals.



Incredible hot day performance

The flexibility to sustain power levels on hot days when demand is greatest. The LMS100 will increase in power as the temperature rises—up to 75°F (~24°C)—and then fall off in power at a much slower rate than conventional gas turbines. When the temperature again increases demand on the grid, the LMS100 will be at the top of the list to dispatch.



Improved load following and part load efficiency

The flexibility to provide 50 MW of power in less than one minute. When operating at 50% power, the LMS100 can ramp to full power in less than 60 seconds, providing fast response to load demand variations.

The flexibility to provide power at part load as efficiently as most gas turbines at full load—enabling efficient operation anywhere between 50 and 116 MW, as demand requires. At 50% load, the LMS100 can deliver power at a simple-cycle efficiency that is better than the full load efficiencies of most gas turbines in its size range.

The flexibility to provide grid support without load reduction. Even with up to 5% grid frequency variation, the LMS100 can operate with very little power loss—making it uniquely capable of supporting the grid in times of high demand and load fluctuations.

Efficient performance

Better efficiency also means less fuel burned per megawatt generated and less CO₂ emissions. The efficiency advantage of the LMS100 can offer potential savings in terms of CO₂ taxes through reduced greenhouse gas emissions of as much up to €435,000 each year* when compared to a typical simple-cycle gas turbine plant.

Based on an average peaking season of 2,300 hours, the LMS100 reduces CO₂ emissions by more than 31,000 metric tons when compared to a typical simple-cycle 100 MW gas turbine plant. This CO₂ reduction is equal to the amount of carbon dioxide absorbed by approximately 20,000 acres of forest each year.

ecomagination

Ecomagination is GE's commitment to aggressively bring to market new technologies that will help customers meet pressing environmental challenges. Ecomagination technologies offer improved efficiency, lower emissions and/or improved operating performance compared to other similar power generation technologies in the same power class.

The LMS100, as one of the newest products in the ecomagination portfolio, offers 116 MW near 44% thermal efficiency with a wide range of operating flexibility for peaking, mid-range and base-load operation with lower start-up emissions and 10-minute fast starts.



Proven, reliable technology

Sound heritage

The LMS100 core engine is derived from the CF6® family of aircraft engines—the same baseline as the LM6000®. The current LM6000 fleet of more than 1,100 gas turbine generator sets has surpassed the 31 million hour mark. The low pressure compressor (LPC) is derived from GE's MS6001FA gas turbine with more than 90 units in operation and having accumulated in excess of two million fired hours.

The current LMS100 fleet has surpassed over 350,000 combined hours of successful operation, with over 44,000 starts and outstanding reliability of 99.6% and availability of 98%.

*Based on ORAP® statistical information of LMS100 units reporting data to Strategic Power Systems, Inc. All rights reserved: SPS®

Customer-designed controls

The LMS100 control system employs the Mark™ VIe and fiber optics for signal transmission between I/O modules located in the package and the controllers in the Turbine Control Panel. With this architecture, all I/O cards are pre-wired at the factory, reducing the required field installation work scope to fiber-optic network connections. The Mark VIe is a flexible control system featuring high-speed, networked I/O in a modular redundant configuration on the LMS100. Industry standard Ethernet® communications are used for I/O, controllers, and supervisory interface to operator and maintenance stations, and third party systems.

Designed for reliability

In addition, the integrated control system includes redundant sensors with smart selection logic to reduce single sensor failure trips. The fiberoptic distributed I/O (input/output) system is located outside the module to prevent electromagnetic or radio frequency interference and minimize

false trips. Reliability of the LMS100 is further enhanced by redundant fans, fuel pumps, resistance temperature detectors (RTDs) and remote monitoring and diagnostics.

Comprehensive full scale validation tests

Consistent with GE's practice for design validation, extensive design assurance and validation tests were established and executed for both the engine and balance of plant equipment.

The core engine, a gas generator consisting of the LMS100 high-pressure compressor, single annular combustor and high-pressure turbine, completed testing in December 2004 at the high altitude test cell in GE's aircraft engine facility in Ohio. More than 1,500 pieces of instrumentation were used to measure key design parameters. The testing confirmed aeromechanics, mechanical design and variable geometry optimization for performance, paving the way for full scale power plant validation testing.

Extensive, full scale testing of an LMS100 simple-cycle power plant was conducted at GE's packaging facility in Houston, Texas. More than 2,500 pieces of instrumentation were used to validate performance, emissions, intercooler operation and sub-system capability at the most extreme operating conditions expected in commercial service.

The LMS100 full load power plant test, completed in November 2005, confirmed that performance, operability, emissions, mechanical and electrical operations all successfully met or exceeded the requirements. Testing demonstrated 10-minute starts, fast load following, transient capability and efficiency—all hallmark characteristics of the LMS100.





Designed for Availability and Sustainability

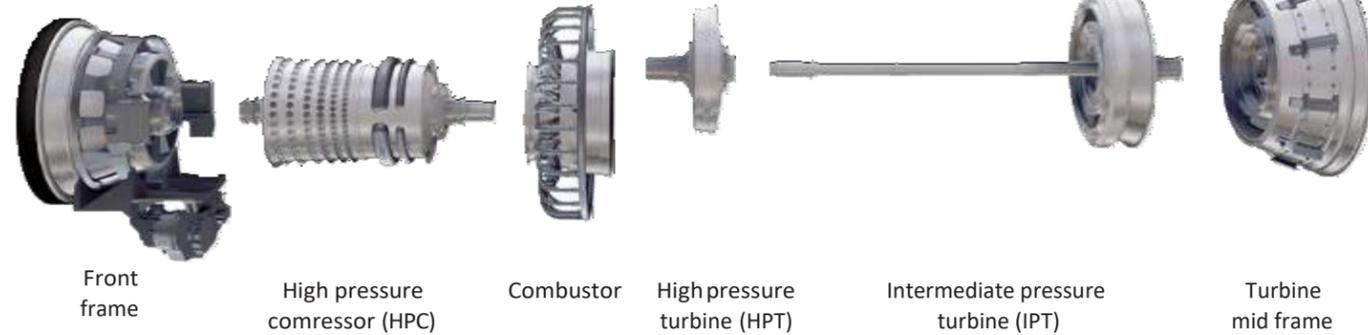
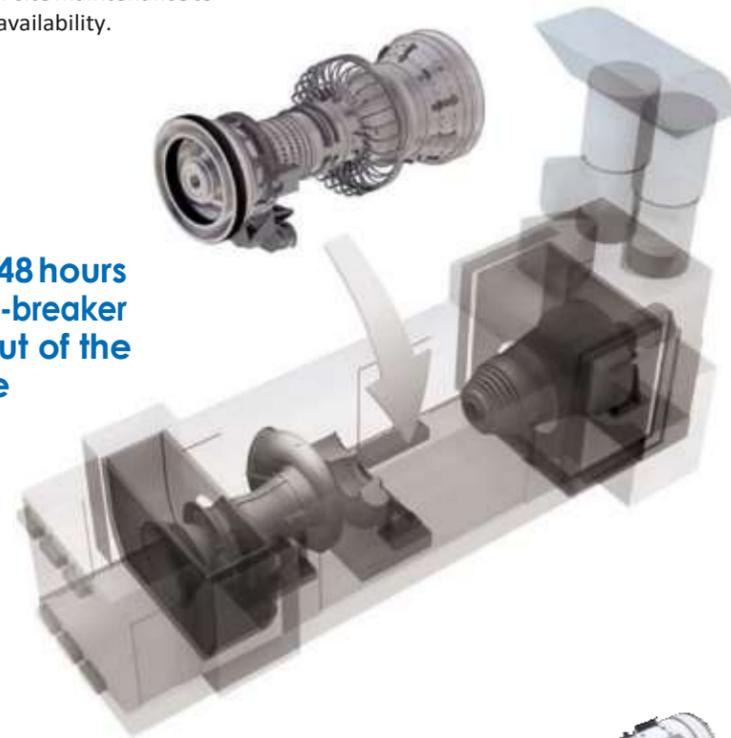
Maintainability features

- Modular construction permits replacement of the aero components without total disassembly
- Multiple borescope ports allow on-condition monitoring without turbine disassembly
- Condition-based maintenance and remote diagnostics
- Split casing construction of the booster (LPC) and aeroderivative compressor allows detailed on-site inspection and airfoil replacement
- Package accessory systems are externally mounted for ease of on-site replacement
- Package mounted maintenance cranes in auxiliary module

Modular “Supercore” enhances power plant availability

GE has established a target availability of 98.5% and 99.8% target reliability for a mature LMS100 power plant. The “supercore” consists of the HPC, Combustor, HPT and IPT rotatable modules, which can be exchanged in less than 4 days during on-site maintenance to optimize plant availability.

**Less than 48 hours
breaker-to-breaker
changeout of the
supercore**



Typical LMS100 Service Intervals

Expected interval	On-condition maintenance action	Outage duration
4,000 hours, 450 starts or annually	Borescope inspection (includes cool-down time)	18 hours
25,000 hours	Hot section interval 1) On-site hot section replacement (combustor, HPT, IPT)	4 days ^(a)
50,000 hours	Major maintenance intervals ^(b) 1) Major hot section overhaul (combustor, HPT, IPT) 2) Inspect booster, intercooler, scroll frames, HPC, aft shaft and bearings 3) Power turbine overhaul	4 days ^(c)
75,000 hours	Hot section interval 1) On-site hot section replacement (combustor, HPT, IPT)	4 days ^(a)
100,000 hours	Major maintenance intervals ^(b) 1) Major hot section overhaul (combustor, HPT, IPT) 2) Inspect booster, intercooler, scroll frames, HPC, aft shaft and bearings 3) Power turbine overhaul 4) LPC and shaft inspection/maintenance	4 days ^(a)

- (a) Rotable module installed during maintenance period.
 (b) Lease/spare “supercore” and Power Turbine modules are installed during maintenance period. For Service Center maintenance, outage duration is 60 to 90 days if no spare/lease module(s) are used.
 (c) Roller and ball bearings are replaced at 50,000 hours; hydrodynamic bearings are inspected.

Maintenance Services

All warranty and follow-on services for the LMS100 will be provided by GE either on site or at one of several service center locations around the world. These services can include Customized Service Agreements (CSAs), lease engines, spare parts, rotatable modules, training resources and user conferences.

GE’s Contractual Services Agreements provide the field service, labor, parts and repairs necessary for equipment

maintenance while protecting your investment and minimizing your costs. CSA programs can be structured to include unplanned maintenance events with guarantee incentives on reliability and availability.

GE’s lease engine program provides a spare “supercore” that can be installed in 48 hours when service center maintenance is required. The power turbine module can also be replaced within an additional 24 hours.



Flexible growth platform

The LMS100 is a flexible growth platform designed to meet your changing energy needs. While actual plant layout depends on specific customer needs and site requirements, there are two basic LMS100 configurations of combustion technology.

LMS100 Single Annular Combustor with Water – Water can be injected into the combustor to provide emission reduction and achieve 25 ppm NOX levels while operating on natural gas fuels between 50% and 100% power. An optional dual fuel system can be provided.

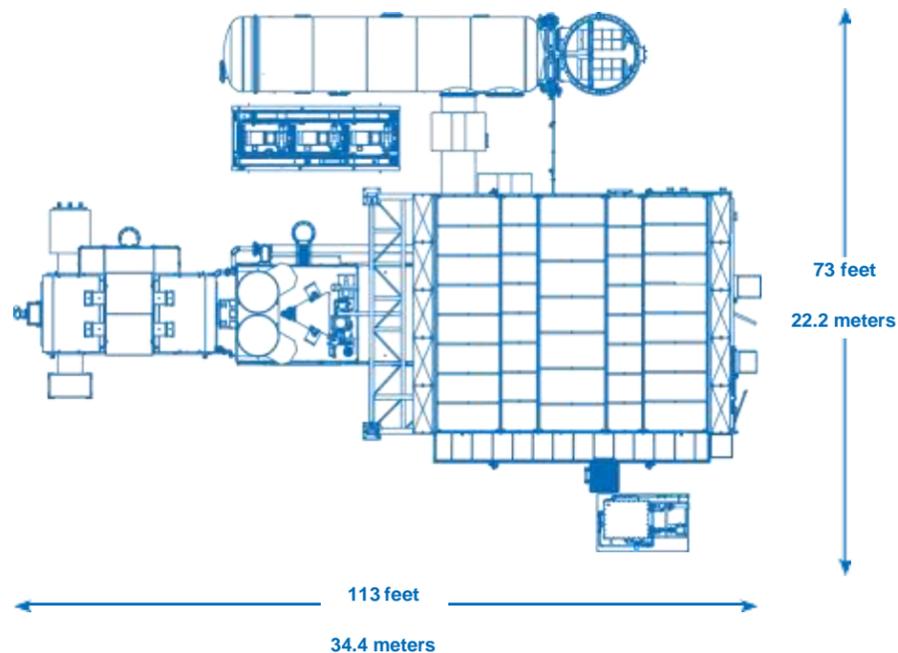
LMS100 DLE – An advanced dry low emission (DLE) combustor will be available for sites that have a restriction on water usage. Using the DLE combustor, customers will be able to achieve 25 ppm NOX, while operating on natural gas fuels from 75% to baseload power.

Feed Water Heating Applications – Increased efficiency, improved flexibility and better economics are among the potential benefits of integrating the LMS100 gas turbine for feed water heating in a coal fired steam plant. The improved efficiency and increased output are achieved through minor modifications of the steam cycle to reduce or eliminate steam extractions in lieu of the gas turbine exhaust and intercooler to heat the feed water.

Grid Balancing – The operating characteristics of the LMS100 make it an ideal solution for firming variable generation. Alternative power sources require high maneuverability, high efficiency (especially at partial load), fast start capability and good environmental characteristics. The LMS100 embodies all of these characteristics, making a high-performance, integrated system now economically possible.

Applications

Desalination – Thanks to its innovative intercooler system, an LMS100 desalination plant can produce nearly 38 million liters of fresh, clean water and 100 MWe of dispatchable power every day. That's enough water to support the needs of nearly 760,000 people every day! This integrated design gives customers a savings of nearly 20% in the cost of water and 18% savings in electricity.





BILBOKO
INGENIARITZA
ESKOLA
ESCUELA
DE INGENIERÍA
DE BILBAO

www.ge-distributedpower.com

GE Power & Water's Distributed Power business is a leading provider of power equipment, engines and services, focused on power generation at or near the point of use. Distributed Power's product portfolio includes highly efficient industrial reciprocating engines and aeroderivative gas turbines that generate 100 kW to 115 MW of power for numerous industries globally.

We provide lifecycle support for more than 37,000 aeroderivative gas turbines and reciprocating engines worldwide to help you meet your business challenges and success metrics – anywhere and anytime. GE's global service network connects with you locally for rapid response to your service needs.

Headquartered in Cincinnati, Ohio, Distributed Power employs about 5,000 people around the world.

More information on GE Power & Water's Distributed Power:

Solutions:

Cincinnati, Ohio, USA

One Neumann Way, U120
Cincinnati, OH 45215, USA
T +1 713 803 0900

Houston, Texas, USA

1333 West Loop South Ste 1000
Houston, TX 77027, USA
T +1 713 803 0900

Jenbach, Austria

Achenseestraße 1-3
6200 Jenbach, Austria
T +43 5244 600 0

Lima, Peru

Av. Las Begonias 415
Piso 14
San Isidro Lima 27, Peru
T +51 1 514 4331

Moscow, Russia

27/8 Elektrozavodskaya str.
Moscow 107023, Russian Federation
T +7 495 981 1313

Nairobi, Kenya

The Courtyard
General Mathenge
Drive Westlands
Nairobi, Kenya
T +254 204 215 133

Riyadh, Saudi Arabia

5th Floor Tatweer Towers
Building No. 3&4
King Fahad Road
Riyadh SA 11433, Saudi Arabia
T +966 11 207 3838

Shanghai, China

No.1 Hua Tuo Rd.
Zhang Jiang Hi-Tech Park
Shanghai 201203, China
T +86 21 3877 7888

Waukesha, Wisconsin, USA

1101 West St. Paul Avenue
Waukesha, WI 53188-4999, USA
T +1 262 547 3311

Services:

Atlanta, Georgia, USA

2300 Windy Ridge Pkwy, 800N
Atlanta, GA 30339 USA
T +1 678 844 6000

Dubai, United Arab Emirates

Dubai Internet City
Building # 18, P.O. Box 11549
T +971 44296101

Florence, Italy

Via Pian dei Carpini, 21
50127 Florence, Italy
T +39 055 7990614

Houston, Texas, USA

1333 West Loop South Ste 1000
Houston, TX 77027, USA
T +1 713 803 0900

Singapore

Level 9, The Metropolis Tower 2
11 North Buona Vista Drive
Singapore 138589
Tel : +65 622 070

ANEXO 2

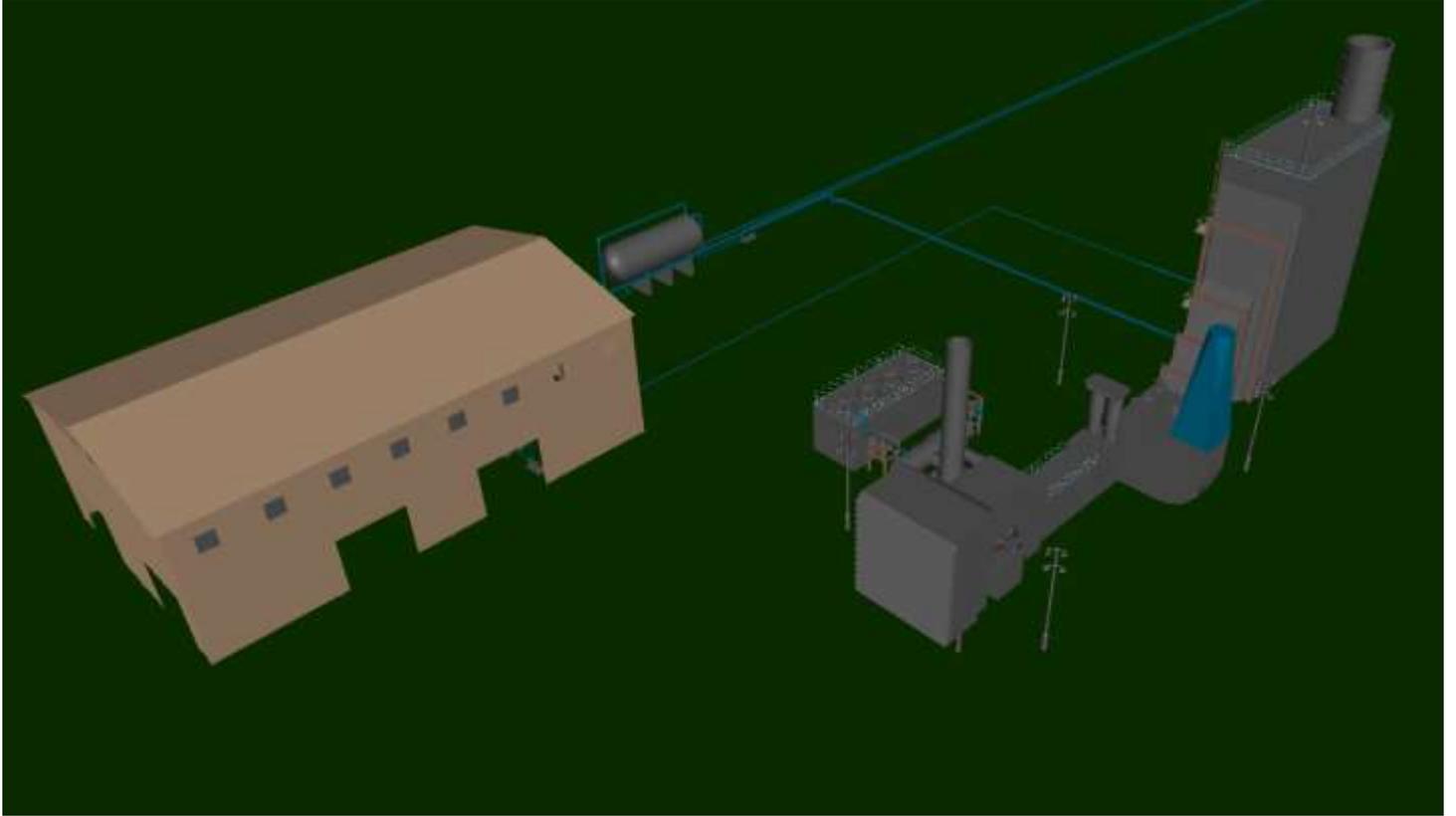


Ilustración 27 Maqueta ciclo combinado completa 1

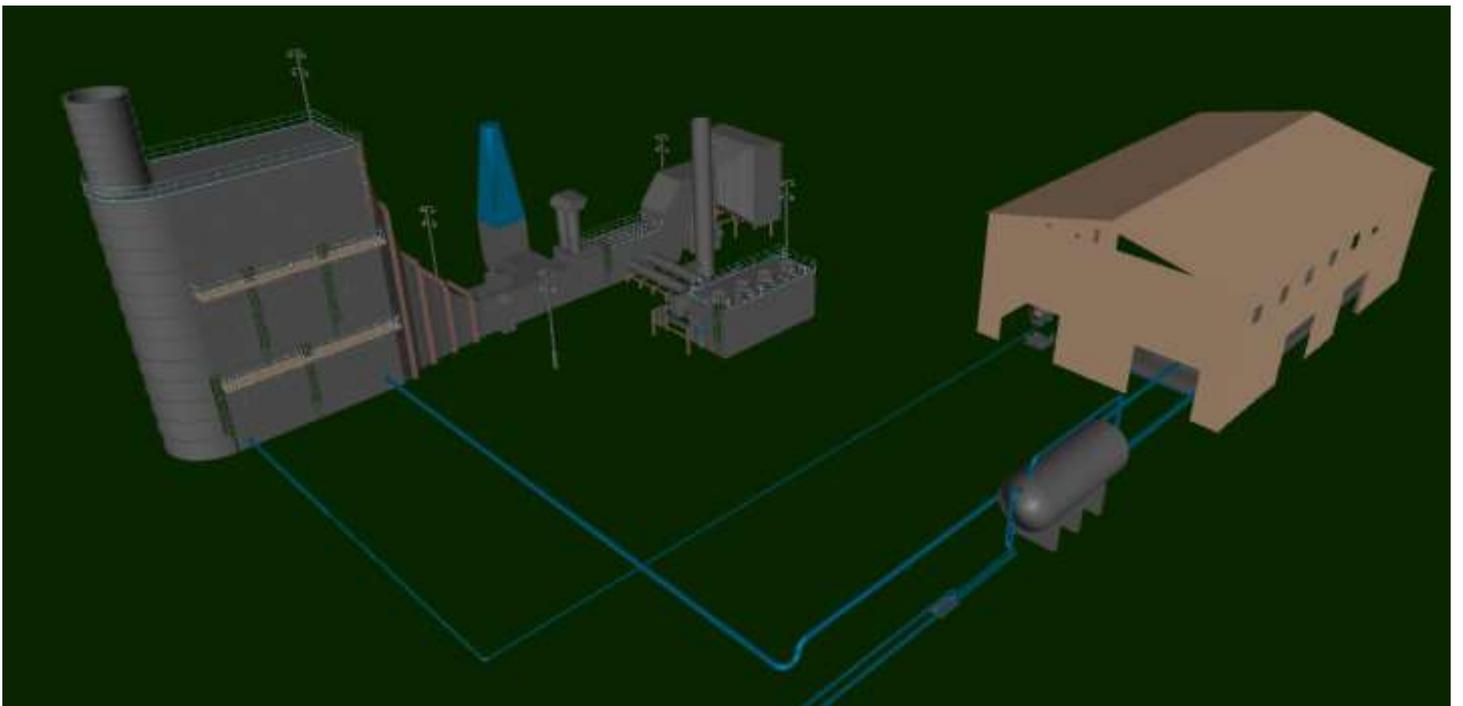


Ilustración 28 Maqueta ciclo combinado completa 2

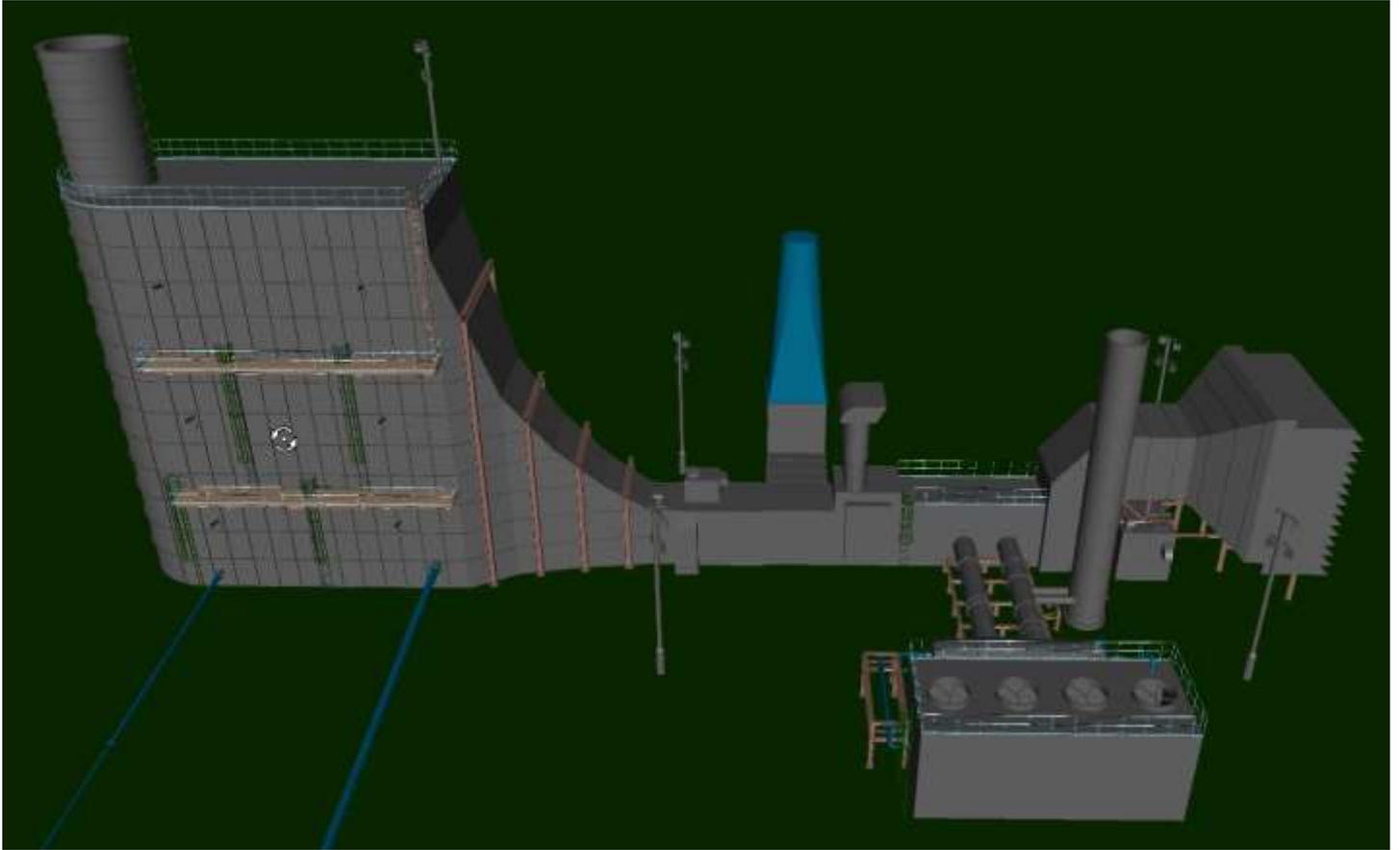


Ilustración 29 Turbina de gas y caldera de recuperación 1

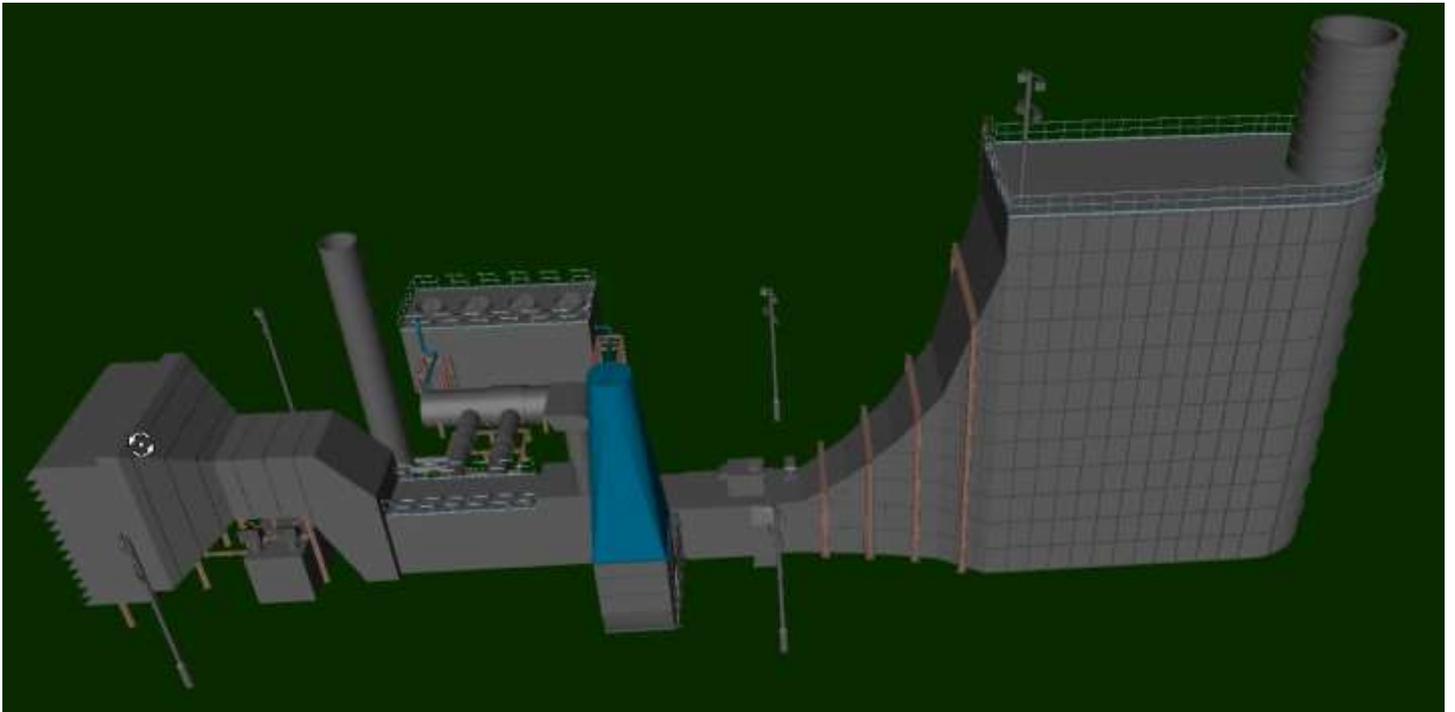


Ilustración 30 Turbina de gas y caldera de recuperación 2

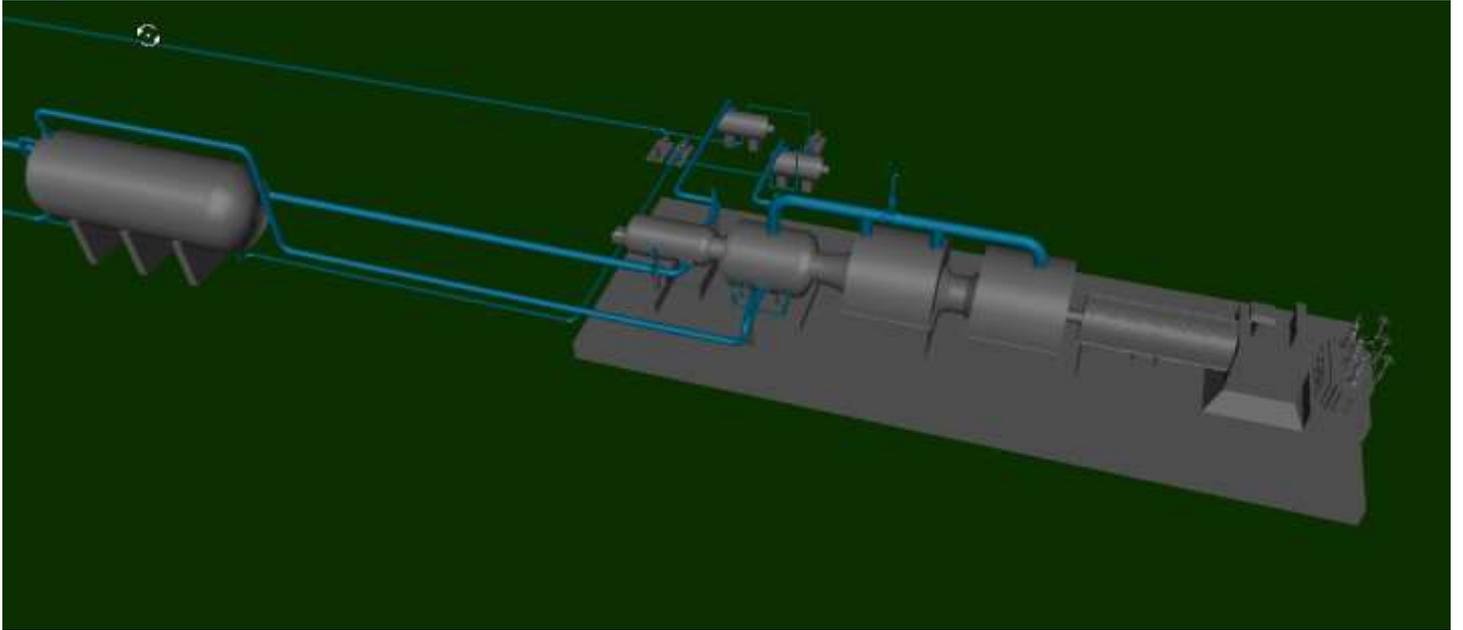


Ilustración 31 Turbina de vapor, condensador y precalentadores 1

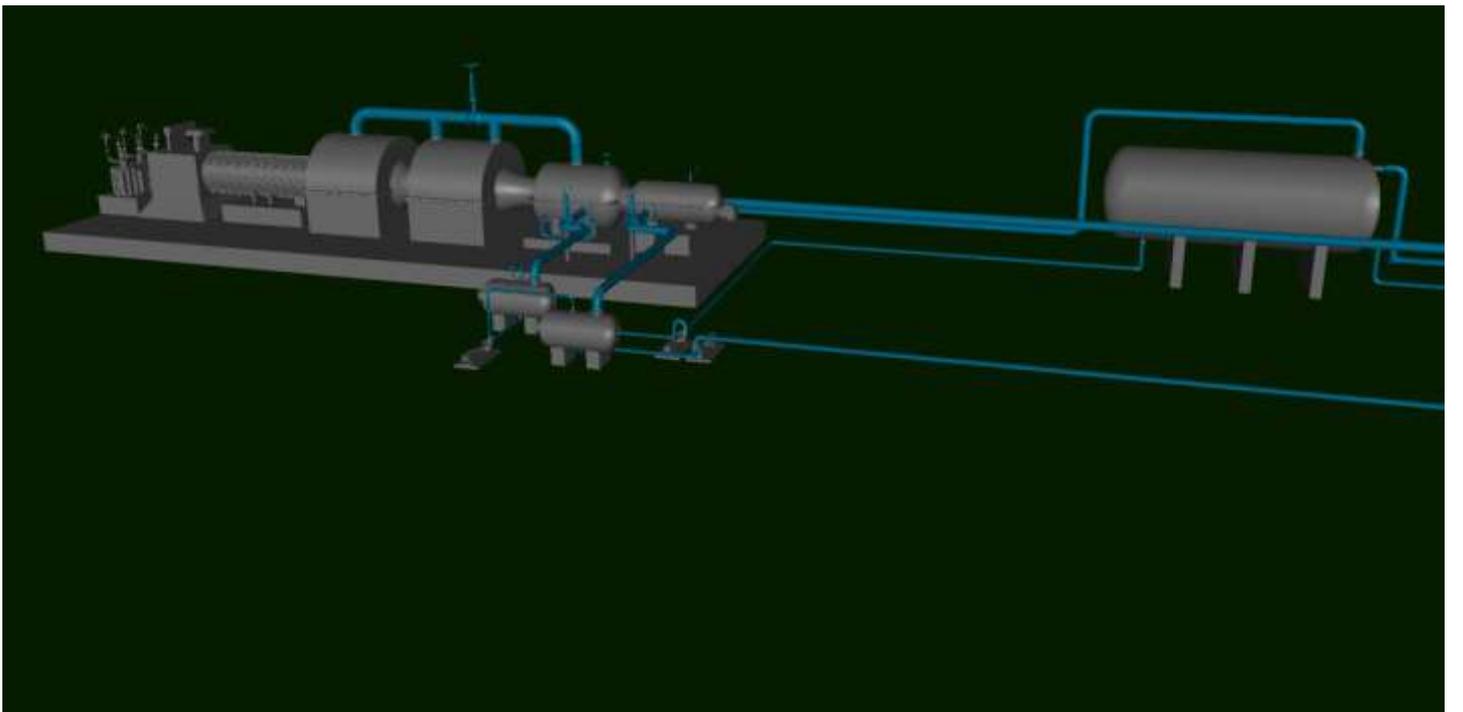


Ilustración 32 Turbina de vapor, condensador y precalentadores 2